

# СБОРНИК СТАТЕЙ

Научно-техническая конференция  
«Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления  
развития авиадвигателестроения»



110 ЛЕТ  
СО ДНЯ ОСНОВАНИЯ  
ОДК-КЛИМОВ



# КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ – 2024

## ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

### СБОРНИК СТАТЕЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



СКИФИЯ  
принт

Санкт-Петербург  
2024



УДК 629.7  
ББК 39.55  
К49

К49      **Климовские чтения – 2024: перспективные направления развития авиадвигателестроения:** сборник статей научно-технической конференции. — СПб.: Скифия-принт, 2024. — 716 с.  
ISBN 978-5-98620-746-9

Сборник статей объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения — 2024. Перспективные направления развития двигателестроения».

В сборнике отражены исследования работников научных, производственных и научно-производственных организаций. Материалы сборника могут быть полезны специалистам в области авиационного двигателестроения, а также студентам и преподавателям вузов соответствующего профиля.

Тексты сборника публикуются в авторской редакции, авторы докладов несут ответственность за содержание и достоверность представленных ими данных.



*Дорогие коллеги!*

Приветствую вас на научно-технической конференции «Климовские чтения — 2024»!

Мы живем в эпоху стремительных перемен, когда технологии развиваются с огромной скоростью, а требования к надежности и безопасности авиационной техники растут. В этих условиях для сотрудников отрасли особенно важно объединять усилия и делиться опытом.

Перед двигателестроителями стоят глобальные задачи по обеспечению технологического суверенитета отрасли и выполнению государственных инициатив в рамках комплексной программы развития авиации Российской Федерации. Отвечая на вызовы времени, Инженерный центр ОДК-Климов одновременно ведет разработки более чем по десяти перспективным направлениям. В то же время мыкратно увеличили выпуск серийной продукции, неукоснительно и своевременно выполняя возложенную на нас в рамках Гособоронзаказа задачу. Во всем, что мы делаем, отражено незыблемое кредо: «Искусство создавать двигатели». Конференция «Климовские чтения» создана как площадка, где смелые разработки и новаторские проекты делают первые шаги к реализации.

Синергия творческого потенциала и конструкторской мысли создает импульс для дальнейшего развития технологий проектирования, производства, сервиса и ремонта авиационных газотурбинных двигателей. В этом году внимание докладчиков обращено на задачи и тенденции широкого спектра — от цифровизации и новых материалов до инноваций в сфере управления. Благодарю всех, кто вкладывает силы и талант в будущее двигателестроения, и желаю дальнейших успехов в работе!

*А. В. Грачев,  
заместитель генерального директора —  
управляющий директор АО «ОДК-Климов»*



*Уважаемые коллеги и друзья!*

Приветствую участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2024»!

Это важное для специалистов авиадвигателестроительной отрасли событие всегда приурочено ко дню основания нашего предприятия. В этом году мы отмечаем круглую дату — 110 лет нашей работы на благо отрасли. Оглядываясь на сравнительно небольшой период времени, прошедший со дня столетнего юбилея, можно с уверенностью сказать: ОДК-Климов сделал огромный скачок в развитии.

В 2014 году мы говорили о новом конструкторско-производственном корпусе как о пределе мечтаний. Сегодня наш потенциал выходит далеко за границы существующей площадки, а компетенции — за горизонт возможностей ОДК-Климов середины 2010-х годов. Бережно сохраняя память о славном прошлом, мы ориентированы на движение вперед, в будущее.

Главной особенностью нашего предприятия всегда было оперативное реагирование на потребности государства. Госзаказ как на конструкторские разработки, так и на серийную продукцию для нас является незыблемым приоритетом. В то же время мы живо отзываемся на общемировые тенденции развития конструкторской мысли и открыты для обмена опытом.

Площадкой для такого взаимовыгодного обмена является конференция «Климовские чтения». На ней мы работаем в обстановке истинного научного творчества, предполагающего дискуссию, наличие разных мнений, здоровую критику и свободу поиска лучших решений для развития разных направлений двигателестроения. Мы рады принимать у себя большое количество первоклассных специалистов, ведь ОДК-Климов привык работать в кооперации со многими организациями и предприятиями. Создание современных, качественных, надежных силовых установок — наша общая цель.

Благодарю всех коллег за интерес к перспективным разработкам, проблемам эксплуатации и ремонта, улучшения характеристик, прочности, материалов, САУ и менеджмента качества изделий. Желаю не сбавлять темп, мыслить смело и масштабно, и до встречи на «Климовских чтениях — 2025»!

*В. А. Елисеев,  
генеральный конструктор  
АО «ОДК-Климов»*

***В. А. Елисеев, Н. А. Шарова, Е. А. Тихомирова,  
А. В. Липин, М. В. Шемет***

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
klimov@klimov.ru

## **НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЗАДЕЛ, ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ НЕЗАВИСИМОСТЬ — БАЗИС АО «ОДК-КЛИМОВ» ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ БЛИЖНЕЙ И ДАЛЬНЕЙ ПЕРСПЕКТИВЫ**

*Аннотация.* Авиационный газотурбинный двигатель (ГТД) является наиболее наукоемким и высокотехнологичным изделием машиностроения. Постепенное моральное устаревание имеющихся отечественных разработок в области создания ГТД и необходимость обеспечения конкурентоспособности отечественной техники на внутреннем и мировом рынках требует глубокой модернизации существующих двигателей и создания семейств перспективных двигателей нового поколения, с применением новых технических решений. Для решения проблемы разработчиками непрерывно проводится комплекс научно-технических работ, в том числе экспериментальных, направленных на поиск и отработку новых технических решений. Создание каждого нового поколения авиационного ГТД неизбежно приводит к увеличению объемов проводимых исследований для обеспечения требуемых параметров, что вызывает увеличение сроков и стоимости создания ГТД.

АО «ОДК-Климов» — ведущий российский разработчик авиационных двигателей и единственный отечественный разработчик вертолетных двигателей, в стенах которого сформировалась уникальная конструкторская школа. Это позволяет предприятию разрабатывать и выпускать современные изделия, не уступающие мировым аналогам: семейство двигателей ТВ3-117/ВК-2500 — самые популярные вертолетные двигатели в мире, устанавливаемые на 95 % отечественных вертолетов, в том числе Ми-8/Ми-17, Ми-24/35, Ми-28НМ, Ка-27/28/31, Ка-32, Ка-50/52 и др.; семейство двигателей РД-33/РД-93 для фронтовых истребителей МиГ-29 (FC-1/JF-17 ВВС КНР); семейство двигателей ТВ7-117 для вертолетов Ми-38 и самолетов Ил-114 и ТВРС-44; а также ряд других компонентов силовых установок ГТД.

С целью снижения стоимости и сроков разработки перспективных авиационных ГТД в АО «ОДК-Климов» принята новая методология, суть которой состоит в том, что решение о начале ОКР принимается только тогда, когда компанией накоплен необходимый уровень знаний и проверенных конструкторских решений, обеспечивающих безусловное выполнение поставленной задачи в заданные сроки. Прогресс в создании и совершенствовании ГТД в значительной мере определяется достижениями в области разработки эффективных технологий и материалов для деталей и узлов.

Базовые цели, закладываемые при проектировании и доводке двигателей — снижение массы двигателя, улучшение приемистости, снижение расхода воздуха на охлаждение деталей, снижение неравномерности поля температур, повышение КПД и, как следствие, повышение топливной экономичности. В связи с этим необходимы непрерывный поиск технических решений (конструкторских, технологических, материаловедческих) и проведение системного анализа соответствия перспективных материалов и технологий, обеспечивающих современные термодинамические параметры и прочностную надежность перспективных двигателей.

Исторически в России сложилось несколько базовых школ ОКБ авиадвигателестроения («Климов», «Кузнецов», «Соловьев», «Люлька» и т.д.). Большинство ориентировано на разработку ГТД большой размерности, позволяющих закладывать сложные системы охлаждения, экспериментировать с неметаллическими конструкционными материалами. Многие научно-технические заделы, в том числе методические, получили свое распространение именно из этих «базовых школ» ОКБ. Специфика двигателей АО «ОДК-Климов» — малоразмерность — требует обеспечения при высоких окружных скоростях и значительных давлениях и температурах малых габаритных размеров, зачастую без возможности обеспечения дополнительного охлаждения, но с выполнением требований по прочности и надежности деталей ГТД.

Генеральным конструктором С.П. Изотовым был создан отдел перспективного проектирования (Леонтьев В.В., Демин Р.Н., Страхов В.И., Чернявский А.С. и др.). Специалисты данного отдела решали проблемы доводки двигателей, разрабатывали новые подходы к проектированию силовых установок, изучали мировой опыт в конструировании, разработке технологий и материаловедении. Они принимали участие в программах по изучению и внедрению перспективных материалов, в том числе керамических, предлагали новые оригинальные технические решения по лечению «детских болезней» вновь разрабатываемых двигателей. Часть технических решений была реализована в сегодняшних серийно выпускаемых двигателях. Был создан огромный по тем временам научно-технический и технологический задел для проектирования перспективных двигателей.

Стремительное развитие технологий и новых материалов за последние десятилетия повлияло на необходимость создания на предприятии в 2011 году отдельной группы перспективного проектирования, заложившей основы для проектирования перспективных малоразмерных ГТД следующего поколения. С 2012 года в АО «ОДК-Климов» функционировала уже дирекция инновационных программ и перспективных разработок (дирекция ИППР), которая занималась опытно-конструкторскими разработками и подготовкой базы для внедрения новых материалов и технологий в отдельные узлы перспективных газогенераторов в целях формирования научно-технического задела. Сформированный за последнее десятилетие научно-технический задел при выполнении работ с отраслевыми научными центрами моторостроения и материаловедения, таких как ЦИАМ, ВИАМ и другими, позволил сформировать банк перспективных технологий, который будет использован в ближайшем будущем.

При участии сотрудников дирекции ИППР (Соловьева А.В., Журенков Ю.Н., Шарова Н.А., Сайпушев Б.А., Васильева К.С. и др.) были решены научно-технические и технологические задачи в части опробования новых материалов и технологий по программе ПДВ (силовой установки для скоростного вертолета), которая впоследствии была переконфигурирована в программу разработки двигателя нового поколения в классе мощности 4000–5000 л.с.

Руководством АО «ОДК-Климов» в 2021 году было принято решение начать инициативную НИР по разработке демонстратора гибридной силовой установки (ГСУ). Актуальность была обусловлена общемировым трендом на электрификацию силовых установок летательных аппаратов. Основными преимуществами гибридизации и электрификации СУ считаются: возможность создавать ЛА с распределенными движителями (неклассические архитектуры с новыми функциональными возможностями), увеличение ЛТХ ЛА, увеличение ресурса ГТД. В результате НИР были созданы демонстраторы ГСУ на базе ВК-100 и ВК-650 последовательной схемы, продемонстрировавшие надежную работу элементов ГСУ в основных режимах — гибридном, турбоэлектрическом и электрическом. Сформированный НТЗ (блоки силовой электроники, электрические машины, аккумуляторная батарея, системы управления и распределения энергии) позволит обеспечить переход на стадию ОКР по созданию перспективных ЛА с гибридными и электрическими СУ.

В АО «ОДК-Климов», помимо основного состава дирекции ИППР, научно-технические работы выполнялись большим коллективом (Скворцов Е.В., Кузьмин О.В., Живушкин А.А., Грандилевская И.Г., Тихомирова Е.А., Малыгин С.Н., Епишина Е.А., Бауман Е.А. и др.). В настоящее время в структуре управления главного металлурга выделен отдел перспективных материалов и металлургических технологий, а в ОКБ — бригада перспективного проектирования.

В идеологию выполнения научно-технических работ закладывались задачи проверки не только технологических свойств новых материалов, но и идеи оценки прочностной надежности конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации. На многие материалы были получены расчетные значения характеристик конструкционной прочности (РЗ ХКП), а также проведены испытания, имитирующие коррозионное, эрозийное и термоусталостное воздействие в качестве основных повреждающих факторов при эксплуатации.

При проведении работ был принят во внимание опыт внедрения новых материалов и технологий АО «ОДК-Авиадвигатель» в конструкцию двигателя ПД-14, продемонстрировавший, что ставка исключительно на новые материалы и технологии не оправдывает себя в полной мере, если не использовать конструктивного задела предшественников.

Целевыми характеристиками перспективного вертолетного двигателя являются: высокая удельная мощность, экономичность, ресурс и ремонтпригодность, а также всеклиматические условия эксплуатации. Для реализации нового проекта планируется использование научно-технического задела АО «ОДК-Климов» по работам,



которые выполнялись с НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ в рамках Федеральной целевой программы «Развитие гражданской авиационной техники России на 2002–2010 годы и на период до 2015 года» и Государственной программы «Развитие авиационной промышленности». В тесной кооперации с отраслевыми предприятиями и предприятиями общего машиностроения за период 2012–2015 гг. выполнено 23 работы по шифрам «Альтаир» и «Авантаж», в 2017–2019 гг. по шифру «Альтаир-2» выполнено 13 работ, в 2022–2023 гг. по шифру «Высота» выполнено еще 7 работ. За указанный период выполнено более 45 научно-технических работ, в том числе в рамках целевого госзаказа.

Научно-технический задел, полученный в ходе выполнения вышеперечисленных программ, охватывает как развитие традиционных металлических конструкционных материалов, так и различных классов композиционных материалов. Параллельно отрабатывались технологические и конструкторские решения.

По лопаточным аппаратам турбин:

- разработаны и опробованы технологии монокристаллического литья неохлаждаемых рабочих лопаток турбин двигателя ВК-2500 из жаропрочных никелевых сплавов ВЖМ4, ВЖМ5У, ЖС32, ВЖМ7, высокожаропрочного рений-рутениевого сплава ВЖМ8 с КГО [001], работоспособных до температуры 1150–1170 °С, и интерметаллидного сплава ВКНА25 с КГО [111], работоспособного до температуры 1200 °С, с высоким уровнем выхода годной продукции (более 80 %) при использовании технологии высокоскоростной направленной кристаллизации;
- разработаны и опробованы технологии монокристаллического литья охлаждаемых сопловых лопаток турбин двигателей семейства ТВ7-117 и ВК-650 из интерметаллидных сплавов ВКНА-1В, ВКНА25 с КГО [111], ВИН-3, ВИН-4 с КГО [001], с комбинированными защитными покрытиями (жаростойкая подложка + внешний теплозащитный слой). Исследования показали, что применение данных технологий позволит повысить ресурс по жаростойкости и коррозионной стойкости в 1,5 раза;
- разработаны и опробованы технологии равноосного литья неохлаждаемых рабочих лопаток свободной турбины из жаропрочного сплава ВЖЛ21 для двух модификаций двигателей (ВК-2500 и ВК-650). Использование сплава ВЖЛ21 позволит увеличить ресурс по длительной прочности по сравнению с серийно применяемым сплавом ЖС6К;
- для защиты рабочих и сопловых лопаток турбин отработаны материалы и ионно-плазменные технологии нанесения жаростойких комбинированных покрытий СДП41+ВСДП16, СДП42+ВСДП16, СДП1Т+ВСДП13 (жаро- и коррозионностойкое), а также термобарьерные теплозащитные композиции покрытий ВСДП4+ ВСДП23+ВЦС6 для интерметаллидных сплавов типа ВКНА и СДП41+ВСДП16+ВЦС6 для жаропрочных никелевых сплавов типа ЖС32-ВИ;

- проведены испытания неохлаждаемых рабочих лопаток турбины двигателя ВК-650, изготовленных по технологии СЛС из металлпорошковой композиции жаропрочного интерметаллидного сплава ВИН-6 (типа ВКНА) на термоусталость и стойкость к сульфидно-оксидной коррозии в условиях циклической смены температур с нагревами до 950 °С. Результаты испытаний показали высокую степень коррозионной защиты от сульфидно-оксидной коррозии с данным покрытием, с возможностью самозалечивания дефектов на покрытии, и подтвердили необходимость использования защитных покрытий типа СДП-42+ВСДП-16 для реальных условий эксплуатации;
- с целью уменьшения износа лопаток и оптимизации радиальных зазоров проточного тракта турбины для снижения утечек рабочего газа в зазоры проведены эквивалентно-циклические испытания истираемых уплотнительных элементов на основе металлических волокон Ni-Cr-Al-Y, рассчитанные на рабочие температуры 1100 °С. В настоящее время разрабатывается технология изготовления истираемых уплотнительных элементов, легированных редкими металлами, рассчитанные на рабочие температуры свыше 1200 °С.

По камерам сгорания:

- выполнены опытно-технологические работы по получению отливок фасонной детали типа «диффузор» модификации двигателя РД-33 из жаропрочного сплава ВЖ159 и изготовлению элементов литосварных конструкций методами аргонодуговой и электронно-лучевой сварки применительно к камере сгорания. Применение сплава ВЖ159 с повышенными характеристиками жаропрочности от 20 до 30 % по сравнению со сплавом ВХ4Л в диапазоне температур 650–1000 °С позволит повысить показатели долговечности деталей. Положительное опробование сплава ВЖ159, работоспособного до 1000 °С, позволило запустить работу по изготовлению деталей камеры сгорания и турбин «Корпус камеры сгорания», «Сопловой аппарат турбины компрессора», «Сопловой аппарат свободной турбины» перспективного МГТД с применением аддитивных технологий. Очевидно, что при серийном использовании технологии 3D-печати скорость изготовления деталей малоразмерного двигателя может быть увеличена в 1,5–2 раза;
- опробованы режимы электронно-лучевой сварки при изготовлении деталей камеры сгорания перспективного МГТД из сплава ВЖ171 в нескольких вариантах первичного полуфабриката: листовой материал с последующей сваркой и изготовление элементов с применением технологии СЛС. Положительные результаты опробования на первом этапе позволили опробовать технологию изготовления деталей камеры сгорания с применением аддитивных технологий. Полноразмерные детали прошли натурные испытания в условиях значительного числа теплосмен (> 200 циклов). В рамках работ, ориентированных на изготовление деталей камеры сгорания из сплава ВЖ171, было опробовано стеклокерамическое покрытие ВЭС-104М, предотвращающее окисление по-

верхности деталей при температурах до 1150 °С. Сложные профили деталей и наличие конструктивных переходов по толщине позволили сформировать ограничивающие признаки для изготовления деталей сложной формы методом аддитивных технологий. Стеклокерамическое покрытие ВЭС-104М, как более жаростойкое, технологичное, в т.ч. для сложнопрофилированных деталей, более долговечное в условиях термоциклирования и более ремонтпригодное по сравнению с ранее применявшейся стеклокерамической эмалью ЭВК-103, было внедрено на ДСЕ двигателей типа ВК-650, ТВ7-117В, ТВ7-117СТ-01 (на жаровые трубы и детали соплового аппарата ВД);

- выполнена работа по изготовлению деталей и узлов прототипа корпуса камеры сгорания из сплава ВЖ176 методами автоматической электросварки и контактной точечной сварки. Повышение уровня свойств сплава ВЖ176 (по сравнению с серийно применяемым сплавом ЭП718 по кратковременной и длительной прочности на ~ 15 %, в условиях пониженного коэффициента термического линейного расширения (КТЛР) на 17 %) указывает на возможность увеличения ресурсных показателей корпусов камер сгорания.

По роторам:

- отработана технология изготовления валов двигателя из высокопрочной стали ВКС180 ( $\sigma_{\text{в}} \geq 1570$  МПа) мартенситостареющего класса с применением сложного цикла термической обработки и азотирования шлицевых соединений. Применение сталей данного класса обеспечит повышение весовой эффективности и ресурса взамен сталей типа ЭП517, ЭП866, ЭИ961 ( $\sigma_{\text{в}} \leq 110$  МПа);
- отработана технология изготовления и проведено опробование изготовления сборной конструкции рабочего колеса турбины перспективного МГТД типа «блиск» из материала ЭП-975 (диск) и монокристаллических лопаток из сплава ВКНА-25.

По компрессорам:

- отработана технология нанесения многослойного эрозиянностойкого и фреттингостойкого ионно-плазменного покрытия на лопатки компрессора из титанового сплава ВТ8М-1, повышающего их ресурсные характеристики в эксплуатации. Отработаны материалы и ионно-плазменная технология нанесения многослойного (нанослойного) эрозиянностойкого и фреттингостойкого покрытия «нитрид титана — нитрид хрома».

Выполнен значительный объем конструкторских и экспериментальных работ по опробованию композиционных материалов:

- отработаны основные конструктивно-технологические решения и технология изготовления теплонагруженных элементов камеры сгорания (облицовка жаровой трубы) из керамического композиционного материала (ККМ) ВМК-3 (типа SiC-SiC) с максимальной рабочей температурой 1400 °С. Проведено исследование основных свойств образцов-имитаторов: рабочая температура

- 1400–1450 °С, плотность 2,75–2,85 г/см<sup>3</sup>, окислительная стойкость (привес образцов при температуре 1400 °С в течение 1000 ч составляет 2,66–2,70 % (по массе), прочность при четырехточечном изгибе при температуре 1400 °С: 252–262 МПа. Элементы жаровой трубы с элементами облицовки ККМ соединялись с использованием теплозащитных материалов типа ВТИ-17, ВТИ-19;
- выполнены работы по проектированию конструкции и расчету конструкционной прочности блиска из дисперсно-упрочненного композиционного материала на основе интерметаллидной матрицы (ВКМ25) для малоразмерного двигателя в классе мощности до 800 л.с. Расчетная разрушающая частота диска компрессора составила 55 000 об/мин при температуре 450 °С;
  - разработана конструкция прототипа неохлаждаемой сопловой лопатки турбины из ККМ, проведена отработка способа крепления сопловой лопатки из ККМ в составе экспериментального конструктивно-подобного образца сектора соплового аппарата. Керамические лопатки выполнены из материала ВМК-22 (SiC (до 60 масс. %) с обоймами из сплава ЭП648 с паяными соединениями. Работа выявила необходимость разработки дополнительных соединительных технологий материалов с различными значениями КТЛР в интервале рабочих температур, в том числе отработки режимов пайки;
  - разработана конструкция и проведены испытания прототипа вала турбины длиной  $\approx 200$  мм из высокомодульного МКМ на основе титанового сплава. Для обеспечения предела усталостной прочности валов необходимо продолжение работ в части определения пространственной ориентации армирующих частиц в титановой матрице;
  - разработана и испытана конструкция прототипа статорной лопатки компрессора перспективного МГТД из высокопрочного низконаполненного МКМ на основе алюминиевого сплава. Разработанная конструкция лопатки обеспечила предел выносливости 9 кгс/мм<sup>2</sup> при снижении массы конструкции в несколько раз;
  - проведена оптимизация конструктивно-технологического облика рабочего колеса центробежного компрессора из полимерного композиционного материала на рабочую температуру 300 °С. Для обеспечения соединения металлического вала с полимерным композиционным материалом применялся метод намотки среднемодульного углеродного волокна типа Т800 с послойной просыпкой порошковым связующим ВСН-31. Элементы рабочего колеса центробежного компрессора выполнялись из равнопрочной углеродной ткани типа ВТКУ-2;
  - совместно с ЦИАМ разработана конструкция и технология изготовления соплового аппарата перспективного вертолетного ГТД из АККМ «Скелетон» производства ЦНИИМ. Применение АККМ «Скелетон» позволит значительно повысить температуру эксплуатации СА турбины при снижении массы в 3 раза. Планируется продолжение работ по данной тематике;

- разработана конструкция прототипа тандемной ступени компрессора из МКМ, применение которой в конструкции может обеспечить повышение рабочих характеристик, а также снижение массы конструкции на 30–50 %.

Научно-технический задел, полученный в результате перечисленных работ, требует практической реализации в серийной и перспективной продукции. Для сертификации двигателя с вновь разработанными и испытанными материалами требуется их квалификация, т.е. получение полного объема экспериментальных данных, подтверждающих расчетные характеристики конструкционной прочности.

Для решения вопросов квалификации материалов необходимо развитие собственной испытательной базы в АО «ОДК-Климов». В современной повестке дня данные вопросы являются ключевыми, так как их решение обеспечит надежность конструкции, безопасность эксплуатации, технологическую независимость и развитие научно-технического прогресса, что, в свою очередь, гарантирует создание высокоэффективных конкурентоспособных двигателей.

При проектировании перспективного двигателя в будущем необходимо системно решать методические вопросы касательно подходов к расчету напряженно-деформированного состояния и расчетному определению ресурса конструкции. До настоящего времени в отрасли не сформулированы концепции и методики оценки интегрального воздействия повреждающих факторов на деталь в эксплуатации.

При оценке ресурса основных деталей возникают проблемы как с экспериментальным определением необходимых характеристик материалов, так и их учетом при расчете НДС деталей:

- сопротивление деформированию и поведение материалов в области больших пластических деформаций;
- сопротивление деформированию при кратковременной ползучести и ползучести на установившейся стадии при высоком уровне напряжений, достигающих предела текучести;
- сопротивление малоциклового усталости и термической усталости;
- учет зависимостей скорости роста трещин от коэффициентов интенсивности напряжений и J-интеграла;
- учет кратковременной и длительной пластичности и пр.

Для определения прочности и надежности конструкций поставлены новые задачи, требующие методической проработки:

- способы определения температурных полей в деталях на нестационарных режимах работы;
- способы определения запасов прочности при термоциклическом нагружении и способы расчетного определения размахов деформаций при термоциклическом нагружении;
- уточнение методов расчета НДС лопаток из монокристаллических сплавов;
- способы определения запасов прочности деталей, изготовленных из малопластичных, композиционных материалов;

- способы определения скоростей роста трещин ползучести, усталости и термической усталости и методологии в расчетах НДС;
- способы учета влияния на прочность защитных покрытий;
- способы учета коррозионных, эрозионных повреждений и изменений структуры материалов при длительной эксплуатации.

Отсутствие вышеперечисленных характеристик материалов, а также необходимость получения комплекса значений характеристик конструкционной прочности материалов тормозит их внедрение в конструкцию.

Существующая с подачи центральных отраслевых институтов схема «материал — аттестация свойств — конструирование двигателей — внедрение», основанная на целевом финансировании из центра, связывает разработчикам руки и не позволяет активно экспериментировать над новыми проектами без согласования «сверху» в условиях ограничения инвестиций.

При внедрении новых, особенно композиционных, материалов в конструкцию необходимо полностью пересмотреть логику проектирования. Применение материалов со свойствами, отличными от традиционных, требует пересмотра конструктивных и технологических решений. Обладание полным банком данных физико-механических характеристик материалов значительно упростит задачу. Авиационный двигатель, как одно из наиболее высокотехнологичных изделий, требует огромного количества расчетно-экспериментальной работы. Разработчик должен иметь возможность проведения полного цикла испытаний для получения промежуточных результатов, корректировки направления работ и внедрения в конструкцию ГТД новых материалов и технико-технологических решений.

Значительный объем научно-исследовательских работ, проведенных по договорам в рамках импортозамещения, получил практическое применение в проектировании, изготовлении и эксплуатации двигателей АО «ОДК-Климов»:

- получены положительные результаты в части разработки и проверки безопасности и эффективности применения промывочных и консервационных жидкостей для промывки проточной части двигателя в эксплуатации — аналогов импортных жидкостей ZOK-27, WD-40, до введения санкций широко применявшихся на двигателях типа ТВ3-117/ВК-2500 в качестве необходимого мероприятия по профилактическому уходу за узлами и деталями проточной части ГТД в эксплуатации. Проверены различные отечественные промывочные составы, в т.ч. опытные разработки и уже применяющиеся на двигателях других производителей. Отобраны перспективные промывочные жидкости (например, ПКР2Н производства АО «Концерн КЭМЗ»), отработаны рекомендации по технологии проведения промывок ГВТ и проведены опробования жидкости ПКР2Н с положительным результатом в ходе технологических испытаний двигателя ТВ7-117В и на двигателе типа ТВ3-117 в эксплуатации. Проведены совместные с НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ проверки и испытания нового промывочно-консервационного состава



«РОСА-ГТД», разработанного ВИАМ из отечественных компонентов для ГВТ всех типов двигателей. Предложены новые режимы проведения промывок проточной части на двигателях семейства ТВ7-117, разработана и отработана новая технология промывки ГВТ двигателей типа ТВ7-117, учитывающая его конструктивные особенности. Состав «РОСА-ГТД» разработки ВИАМ подтвердил свою работоспособность и положительно зарекомендовал себя при проведении испытаний в качестве промывочного состава от промышленных загрязнений («нагаров») и от «пригоревших» солевых загрязнений, обеспечивающего защиту проточной части на срок до 30 суток, в том числе может быть использован для «зимней» промывки. После испытания состава в эксплуатирующей организации АО «НЦВ Миль и Камов» на вертолете данный состав с новой технологией очистки и промывки проточной части будет введен в эксплуатационную документацию двигателей типа ТВ7-117;

- отработаны технологии 3D-печати рабочих лопаток турбины, сопловых аппаратов для двигателей-демонстраторов ВК-1600В и ВК-650В. Стоит отметить, что применение данных технологий при изготовлении опытных образцов двигателей позволило своевременно учитывать изменения, проводимые конструкторами при доводке от экземпляра к экземпляру;
- разработана конструкция и изготовлены детали статора МГТД методом SLM. Собран и испытан двигатель-демонстратор;
- отработана и внедрена в серийное производство технология изготовления лопаток ВНА методом СЛС из материала ВНЛ-14-ПС для различных модификаций двигателя ТВ7-117.

Разработаны, изготовлены и испытаны двигатели ВК-650В и ВК-1600В. Впервые в истории АО «ОДК-Климов» конструкторская документация двигателя ВК-1600В создавалась непосредственно в виде трехмерных моделей с аннотацией полностью в цифровой среде. Вследствие этого удалось добиться гарантированной актуальности моделей при сборке каждого из экземпляров двигателя.

При создании НТЗ были предложены новые идеи и сформированы задачи следующего уровня в области оптимизации технологий и последующей переработки получаемых полуфабрикатов, а также уточнены требования к новым материалам, применение которых позволит перейти к следующему уровню конструктивного совершенства вновь создаваемых двигателей. Безусловно, опираясь на перечень критических технологий корпорации ОДК, наше предприятие видит и учитывает свою специфику в классе создания малоразмерных двигателей.

На ближайшую перспективу запланировано свыше 30 работ в части доработки, оптимизации конструкций, доработки технологий, а также разработки новых материалов и защитных покрытий для решения задач, возникающих при проектировании будущего перспективного двигателя. В этом году подготовлена программа совместных работ с ВИАМ по материалам и технологиям нового поколения для перспектив-

ных двигателей АО «ОДК-Климов», в рамках которой АО «ОДК-Климов» и ВИАМ запланировали ряд работ, направленных на:

- разработку маслостойких составов резинотехнических изделий;
- разработку технологий изготовления элементов камеры сгорания, сопловых аппаратов турбин и надпортовых вставок из керамических композиционных материалов типа C/SiC, SiC/SiC, работоспособных до температур не менее 1100 °С длительно и не менее 1300 °С кратковременно;
- разработку технологий нанесения защитных покрытий с внешним керамическим слоем для монокристаллических лопаток турбин, а также крупногабаритных деталей горячего тракта. Предусмотрена разработка технологий нанесения многокомпонентных составов теплозащитных покрытий (ТЗП), работоспособных до 1250 °С;
- для двигателей морского применения предусмотрено опробование нанослойного эрозионностойкого покрытия TiN/CrN на лопатки компрессора;
- будут отработаны составы и технологии нанесения новых теплоизоляционных и огнезащитных покрытий типа ВЗО-9х, стойких к воздействиям масла, топлива, вибрационных и кавитационных потоков воздуха;
- продолжатся работы по внедрению полимерных композиционных материалов в двигатель для деталей компрессора;
- будут разработаны функциональные покрытия для титановых сплавов, снижающих вероятность возникновения пожара, опробованы пожаробезопасные магниевые сплавы;
- продолжатся работы по опробованию истираемых уплотнительных элементов и уплотнительных материалов для лабиринтных уплотнений;
- будут опробованы высокожаропрочные сплавы 5-го поколения, современные интерметаллидные никелевые и интерметаллидные титановые сплавы для деталей горячего тракта;
- часть работ направлена на обеспечение прочностной надежности сварных конструкций и определение остаточного ресурса материалов в условиях длительного «старения»;
- будет разработано теплозащитное покрытие для металлических или керамических материалов методом обмазки и/или распыления;
- планируется разработка технологии изготовления длинномерного вала разнопеременного диаметра из металлокерамического материала;
- будет проведена отработка технологий изготовления заготовок деталей из высокопрочных подшипниковых сталей.

В ближней перспективе необходимо решить также ряд материаловедческих задач:

- разработка новых керамических материалов для теплозащитного покрытия с рабочей температурой свыше 1250 °С; разработка полимерных композиционных материалов, работоспособных при температуре 400 °С (длительно);

- разработка технологии и получение оксидного материала, работоспособного до 3000 К;
- разработка дискового материала, работоспособного при 850 °С (длительно).

Перечисленные работы направлены на повышение надежности, долговечности и экономичности двигателей разработки АО «ОДК-Климов». АО «ОДК-Климов» как предприятие — разработчик силовых установок, сохраняя уже вековую традицию проектирования двигателей при непрерывной работе по созданию НТЗ, смотрит с оптимизмом в перспективы разработки двигателей для новой техники с повышенными тактико-техническими и экономическими характеристиками. Государство, инвестируя в разработчика АГТД, вкладывает средства в свое будущее, в свою конкурентоспособную продукцию.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Термодинамика и газодинамика авиационных газотурбинных двигателей



*И. Ю. Гаврилов, В. А. Тищенко, В. В. Попов, А. А. Тищенко, В. Г. Грибин*

МЭИ национальный исследовательский университет, Москва  
GribinVG@mpei.ru

*В. В. Щучкин*

ООО «Космические Транспортные Системы», Москва  
v.shchuchkin@s7.ru

## **ФОРМИРОВАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ИССЛЕДОВАНИИ ПЛОСКИХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ РЕШЁТОК ТУРБОМАШИН НА ТРАНСЗВУКОВЫХ СКОРОСТЯХ<sup>1</sup>**

*Аннотация.* В работе рассмотрен вопрос обеспечения периодичности при экспериментальном исследовании турбинных решеток в условиях ограниченного количества каналов. Проведено расчетно-экспериментальное исследование плоской четырехканальной сопловой решетки в широком диапазоне режимных параметров. Для обеспечения периодичности в эксперименте использовались различные конфигурации направляющих пластин на выходе из решетки. В ходе эксперимента измерялись потери полного давления за решеткой, распределения статического давления по поверхности лопаток, в межлопаточных каналах и за решеткой. Сравнение экспериментальных и расчетных данных показало, что плоские сплошные направляющие пластины обеспечивают периодичность только на дозвуковых режимах и неэффективны при высоких числах Маха. Перфорированные пластины показали хороший результат по обеспечению периодичности на трансзвуковых и сверхзвуковых режимах. При этом даже одной такой пластины оказывается достаточно для обеспечения периодичности.

### **Введение**

В настоящий момент сохранилась необходимость по экспериментальному исследованию решеток турбомашин. Особенно это касается высоконагруженных профилей, которые применяются для первых ступеней авиационных (ТВД CFM56,  $\pi_T \approx 4$ ,  $M_{\text{iso out}} \approx 1.15$ ), стационарных газовых турбин и последних ступеней паровых турбин [1]. Исследование характеристик лопаточных решеток требует создания газодинамических пакетов профилей, как плоских [2], так и секторных [3], способных реалистично отражать периодическую картину течения. Обеспечивается обычно это с помощью большого числа каналов от 7 штук, что значительно увеличивает стоимость такого эксперимента. Данная работа посвящена исследованию характеристик плоских решеток турбомашин в условия ограниченного количества каналов, включенных в экспериментальный объект исследования. Характер течений в условиях

---

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (РНФ) по гранту № 23-19-00445.



высоких перепадов давления, связан со сверхзвуковыми локальными и средними значениями числами Маха, приводящими к образованию систем скачков, которые могут искажать картину течения в условиях лабораторного эксперимента, отражаясь от стенок каналов, ограничивающих объект исследования. Борьба с этим неприятным явлением возможна и была предложена рядом исследователей. Для плоских решеток это делается путем перфорирования направляющих пластин, устанавливаемых на выходе из лопаточной решетки [2]. Типично, достаточно одной такой пластины на выходе, со стороны давления, чтобы выровнять поле давлений и обеспечить его периодичность, даже для около и сверхзвуковых средних значений чисел Маха на выходе из решетки.

Вторым важным вопросом при проектировании решеток турбомашин является обеспечение достаточного уровня чисел Рейнольдса, необходимого для обеспечения условия применимости полученных результатов для условий реальной эксплуатации турбины. Этот фактор может контролироваться размером хорды лопаточного профиля или параметрами полного давления и температуры на входе в каскад. В реальных условиях, особенно для больших энергетических газовых турбин, с высокими значениями чисел Рейнольдса, до  $2 \times 10^6$ , это приводит к необходимости исследования достаточно крупных лопаточных профилей. Крупный размер лопаточного профиля также приводит к ограничению их количества в решетке, ввиду типичных инфраструктурных ограничений по расходу, что также усложняет вопрос обеспечения периодичности обтекания. В газотурбинных двигателях уровень чисел Рейнольдса на входе в турбину, в зависимости от класса двигателя может меняться от  $0.5 \times 10^6$  до  $0.8 \times 10^6$ , что также поднимает вопрос влияния ламинарно-турбулентного перехода, особенно для высотных режимов работы [4].

Уровень и тип турбулентности на входе в экспериментальную секцию также может оказывать существенное влияние на результаты исследования и их применимость к реальным условиям течения в турбине. Обычно, в лабораторных условиях, сложно воспроизвести уровень интенсивности турбулентности более 8 %, масштаб турбулентных вихрей также ограничен доступными методами и возможностями, что приводит к существенным отличиям природы турбулентных вихрей в эксперименте и реальной турбине.

#### Список обозначений

M — число Маха  
 P — давление  
 T — температура  
 C — хорда профиля  
 t — шаг лопаточной решетки  
 CFD — вычислительная газовая динамика  
 SST — модель на базе k-ε и k-ω

TM — переходная модель  
 LEB — модель на базе k-ε и напряжений Рейнольдса []  
 Rke — модель на базе k-ε

#### Подстрочные символы

x — осевая координата  
 y — поперечная координата  
 in — параметр на входе

out — параметр на выходе  
 iso — изэнтропический параметр  
 rel — относительный параметр  
 max — максимальное значение  
 ave — среднее значение

#### Надстрочные символы

\* — заторможенный параметр

## Описание экспериментального стенда

Экспериментальные исследования профильных потерь сопловой решетки были проведены на модернизированном пародинамическом стенде проблемной лаборатории кафедры паровых и газовых турбин МЭИ [5,6]. Модернизация была осуществлена при выполнении работ в рамках инновационной программы, реализованной в институте в 2007—2008 гг. Принципиальная тепловая схема стенда показана на рисунке 1. В ресивер пародинамического стенда пар подводится из отбора паровой турбины ТЭЦ МЭИ. В рабочей части стенда установлена исследуемая лопаточная решетка. Из рабочей части стенда пар отводится в конденсатор.

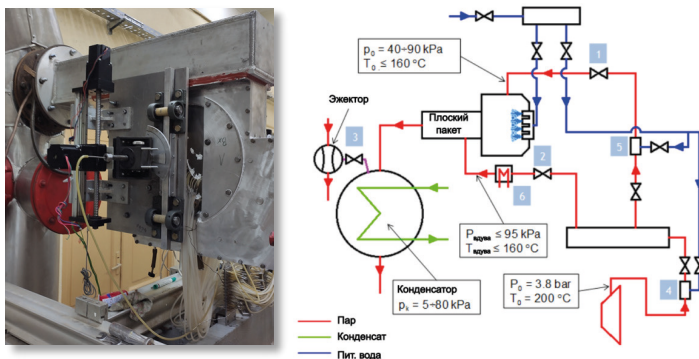


Рисунок 1. Пародинамический стенд кафедры паровых и газовых турбин МЭИ

Полное давление основного потока на входе в экспериментальную секцию изменяется клапаном 1 (см. рис. 1). Статическое давление на выходе из экспериментальной секции изменяется клапаном 3. Общая температура основного потока на входе изменяется теплообменниками смешения 4 и 5. Общее давление на входе и статическое давление на выходе являются независимыми параметрами. Минимальные температуры основного потока зависят от температуры насыщения при заданном давлении. Максимальный массовый расход 2 тонны в час, ограничен электростанцией ТЭЦ МЭИ, в тепловую схему которой встроен экспериментальный стенд. При данных параметрах, в зависимости от хорды рассматриваемого профиля, стенд может работать в диапазоне чисел Рейнольдса до  $1.0 \times 10^6$  и обеспечить достижение средних чисел Маха на выходе из лопаточного каскада до  $M_{out\ iso} = 1.5$ .

## Описание экспериментальной секции

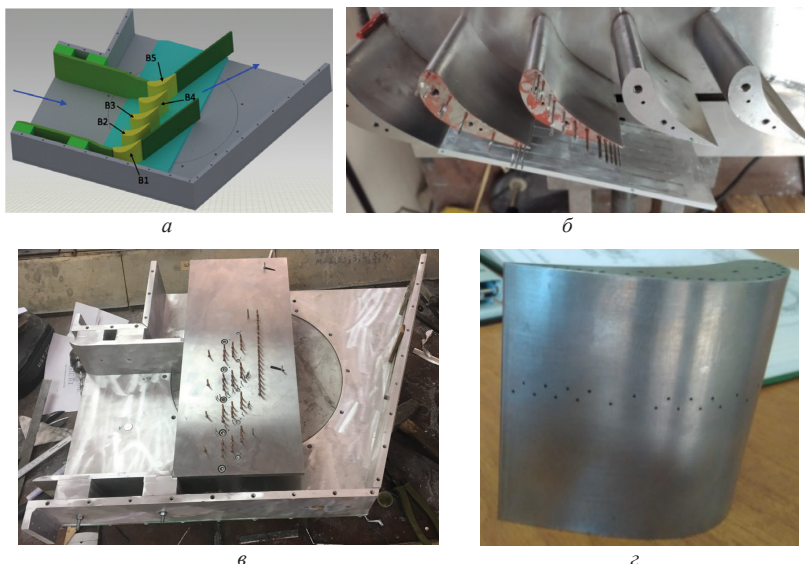
Общий вид экспериментальной секции представлен на рис. 1а. Средние профили В2, В3, В4 оснащены отборами статического давления (см. рис. 2з). Профиль В2 оборудован отборами статического давления на стороне разряжения, В4 — на стороне давления и профиль В3 — на обеих сторонах профиля. Дополнительные отборы

статического давления расположены на нижних стенках межлопаточных каналов (см. рис. 2б). Граничные условия, использованные для первоначальных испытаний, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Граничные условия для первичных продувок

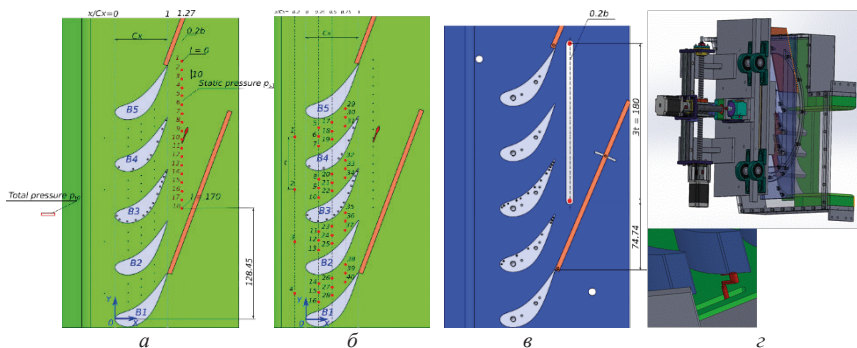
$M_{iso\ out}$	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1
$P_{in}^*$ [Па]	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000	40 000
$T_{in}^*$ [C]	160	160	160	160	160	160
$P_{out}$ [Па]	31 848	29 416	26 887	24 337	21 829	19 417



**Рисунок 2.** Экспериментальная секция: *а* — предварительная модель плоского пакета с пятью лопатками; *б* — внешний вид пакета лопаток; *в* — вид экспериментальной секции сверху, с отводами статического давления от стенок межлопаточных каналов и на выходе из плоского пакета; *г* — лопатка профиля с отборами статического давления, расположенными в среднем сечении профиля

Оптимальный угол наклона направляющих пластин был определен численным исследованием и равен  $-2^\circ$  от металлического угла выхода лопаточного профиля. Что касается геометрии экспериментальной секции, по результатам предварительного численного моделирования, было принято решения установить две направляющие пластины с обеих сторон на выходе из лопаточного каскада (см. рис. 2б). Пластины, как видно на рис. 2в имеют прорезы, как это было рекомендовано в работе [2]. Предварительное численное моделирование подтвердило корректность такого выбора.

Впоследствии, корректность выбора и установки направляющих пластин была подтверждена результатами эксперимента для широкого диапазона чисел Маха на выходе из решетки (см. табл. 1).



**Рисунок 3.** Положения замеров полного и статического давления: *а* — позиции отверстий отбора статического давления за лопаточным каскадом; *б* — позиции отверстий отбора статического давления в межлопаточных каналах; *в* — отверстие для traversирования полного давления за лопаточным каскадом; *г* — конструкция traversа и трубки Пито

Режим течения и число Маха на выходе определялись по полному давлению перед каскадом и распределению статического давления за каскадом (см. рис. 3а). Измерение статического давления проводилось с помощью одного датчика с использованием пневматического коммутатора. Давление полного торможения перед исследуемым объектом непрерывно измерялось на входе в экспериментальную секцию. Материал верхней и нижней пластин - нержавеющая сталь. Направляющая пластина изготовлена на фрезерном станке с ЧПУ.

## Результаты экспериментального исследования

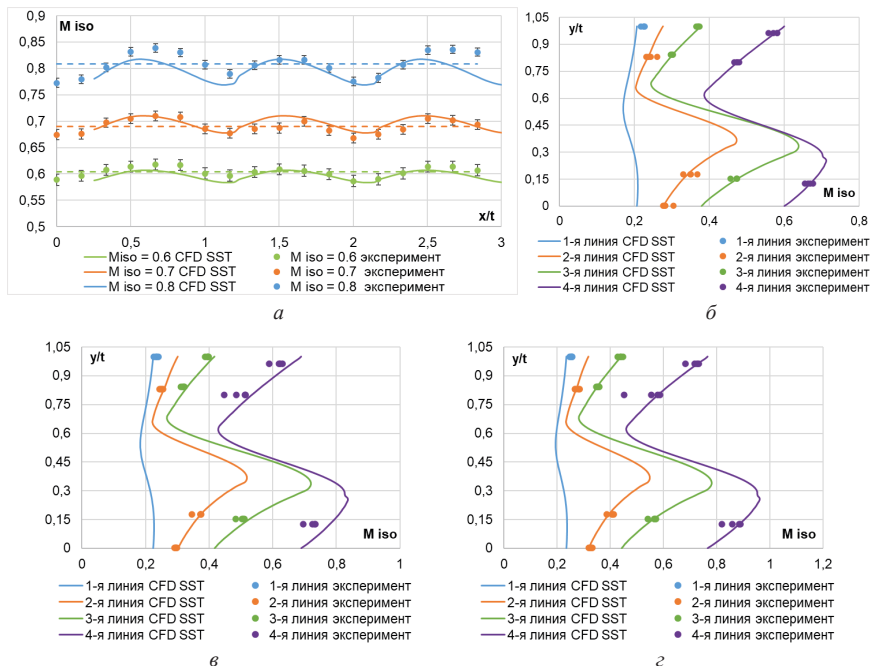
### Дозвуковые режимы течения

На рис. 4 представлены экспериментальные данные для трех дозвуковых режимов  $M_{iso\ out} = 0.61, 0.69, 0.81$ . Распределение статического давления на выходе из пакета лопаток (см. рис. 4а и схему рис. 3а) близко к равномерному, отклонение между экстремумами менее 4 %, течение можно рассматривать как периодическое. Коэффициент не периодичности в исследуемой области определяется как отношение разности чисел Маха между двумя периодическими точками к среднему числу Маха,

$$f = \Delta M_{\max} / M_{ave}, \quad (1)$$

где  $\Delta M_{\max}$  — максимальная разница между двумя периодическими точками и  $M_{ave}$  — среднее число Маха. Для данных режимов течения получим следующие коэффициенты не периодичности: 3.7, 1.7 и 3.7 %, соответственно.

На рисунках 4б, 4в и 4г представлены результаты измерения статического давления на стенке внутри межлопаточных каналов (см. схему рис. 3б). Как видно из этого измерения, все соседние каналы также демонстрируют довольно хорошую периодичность структуры потока. Сравнение с результатами численного CFD расчета StarCCM+ также демонстрирует очень хорошее соответствие эксперименту.

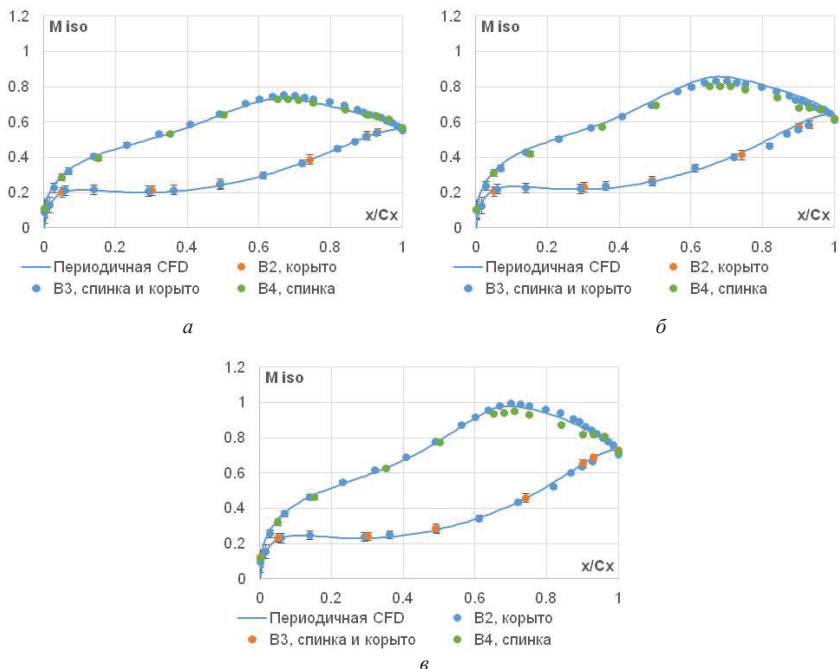


**Рисунок 4.** Результаты замеров статического давления на стенках канала:

*a* — за пакетом лопаток; *б* — схема расположения отборов за пакетом лопаток; *в* — схема расположения отборов в межлопаточных каналах; *г* — результаты замеров статического давления в межлопаточных каналах для  $M_{iso\ out} = 0.61$ ; *д* — результаты замеров статического давления в межлопаточных каналах для  $M_{iso\ out} = 0.69$ ; *е* — результаты замеров статического давления в межлопаточных каналах для  $M_{iso\ out} = 0.81$

На рисунке 5 представлены распределения изоэнтропийных чисел Маха в средней сечении со стороны давления профиля В2, со стороны давления и разряжения профиля В3 и со стороны разряжения профиля В4 (см. расположение рис. 2). Как можно видеть, распределение и взаиморасположение изоэнтропийного числа Маха для соседних лопаток пакета подтверждает периодичность течения в решетке, ранее подтвержденную измерениями статического давления на выходном участке и в межлопаточных каналах (см. рис. 4). На рис. 5 также представлено сравнение экспериментальных результатов с результатами численного CFD расчета Star CCM+ для иде-

ально периодичной модели обтекания лопаточного профиля. Наблюдается очень хорошее соответствие между CFD и экспериментальными измерениями. Некоторое небольшое расхождение  $M_{iso\ out} = 0.69$  объясняется несколько более высоким числом Маха в CFD моделировании чем в эксперименте,  $M_{iso\ out} = 0.7$ .



**Рисунок 5.** Распределения изэнтропийных чисел Маха в среднем сечении лопаток: *a* — для  $M_{iso\ out} = 0.61$ ; *б* — для  $M_{iso\ out} = 0.69$ ; *в* — для  $M_{iso\ out} = 0.81$

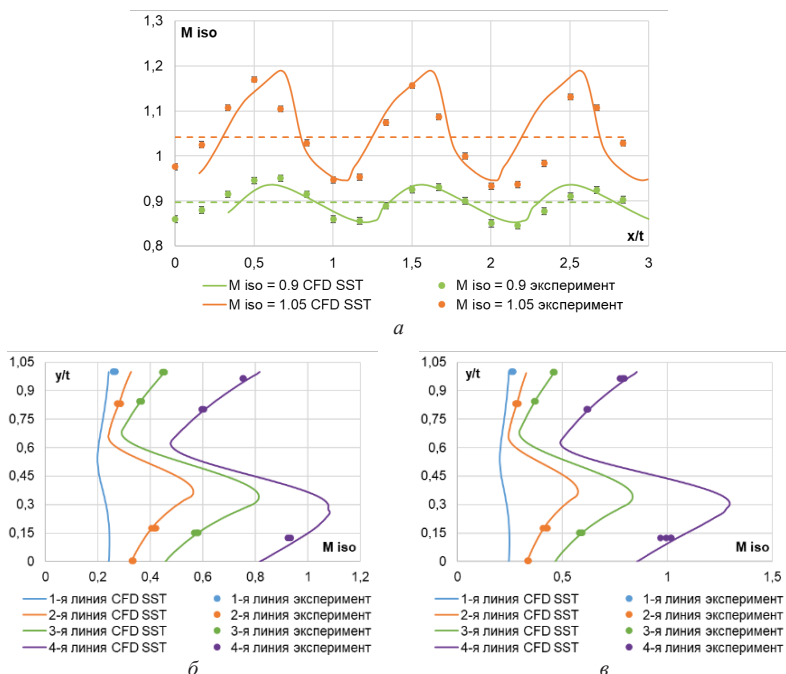
### Транс и сверхзвуковой режимы течения

На рисунке 6 представлены экспериментальные данные для околозвуковых режимов течения  $M_{iso\ out} = 0.9, 1.05$ . Распределение статического давления на выходе из пакета лопаток (см. Рисунок 3а) близко к равномерному (см. Рисунок 6а), отклонение между экстремумами менее 4%, течение можно рассматривать как периодическое. Для данных режимов течения получим следующие коэффициенты не периодичности: 3.4% и 3.6% (см. Выр.1).

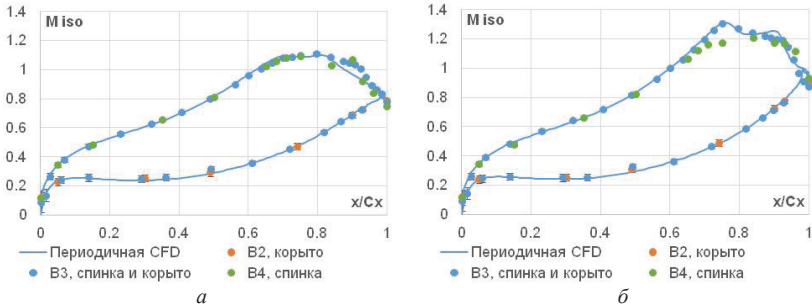
На рисунках 6б и 6в представлены результаты измерения статического давления на стенке внутри межлопаточных каналов (см. Рисунок 3б). Как видно из этого измерения, все соседние каналы также демонстрируют довольно хорошую периодичность структуры потока. Сравнение замеров с результатами численного CFD расчета StarCCM+ также демонстрирует очень хорошее соответствие эксперименту.



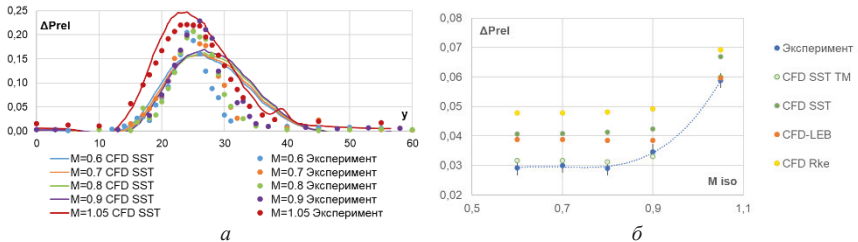
На рисунке 7 представлены распределения изоэнтропийных чисел Маха в среднем сечении со стороны давления профиля В2, со стороны давления и разряжения профиля В3 и со стороны разряжения профиля В4 (см. расположение рис. 2). Как можно видеть, распределение и взаиморасположение изоэнтропийного числа Маха для соседних лопаток пакета подтверждает периодичность потока за решеткой, ранее подтвержденную измерениями статического давления на выходном участке и в межлопаточных каналах (см. рис. 6). На рисунке 7 также представлено сравнение экспериментальных результатов с численными CFD результатами Star CCM+ для идеально периодичной модели обтекания профиля. Наблюдается очень хорошее соответствие между численными результатами и экспериментальными измерениями. Некоторое отклонение от периодичности наблюдается на спинке профиля В4 для максимального значения  $M_{iso\ out} = 1.05$ , но распределение давлений для центрального профиля В3 демонстрирует хорошее совпадение с идеально периодичной численной CFD моделью.



**Рисунок 6.** Результаты замеров статического давления на стенках канала: *a* — за пакетом лопаток; *б* — результаты замеров статического давления в межлопаточных каналах для  $M_{iso\ out} = 0.9$ ; *в* — результаты замеров статического давления в межлопаточных каналах для  $M_{iso\ out} = 1.05$



**Рисунок 7.** Распределения изоэнтропийных чисел Маха по обводу профилей в среднем сечении лопаток: *a* — для  $M_{\text{iso out}} = 0.9$ ; *b* — для  $M_{\text{iso out}} = 1.05$



**Рисунок 8.** Результаты трассирования полного давления на выходе из каскада для чисел  $M_{\text{iso out}} = 0.9, 1.05$ : *a* — профиль разницы давления полного торможения между входом и выходом; *b* — интегральные значения потерь

На рисунке 8 представлены результаты трассирования полного давления в среднем сечении пакета, на расстоянии 20 % длины хорды ниже по течению за лопатками (см. позиции рис. 3*в, з*). Абсолютные потери давления, конечно, заметно возрастает с увеличением числа Маха, но относительные потери остаются практически неизменными, в диапазоне чисел  $M_{\text{iso out}} = 0.61, 0.69, 0.81$ . С ростом числа Маха от трансзвукового  $M_{\text{iso out}} = 0.9$  до сверхзвукового значения  $M_{\text{iso out}} = 1.05$  начинают расти не только абсолютные, но и относительные потери давления. Относительная общая потеря давления рассчитывается для экспериментальных и численных результатов CFD расчетов StarCCM+ с использованием следующего уравнения:

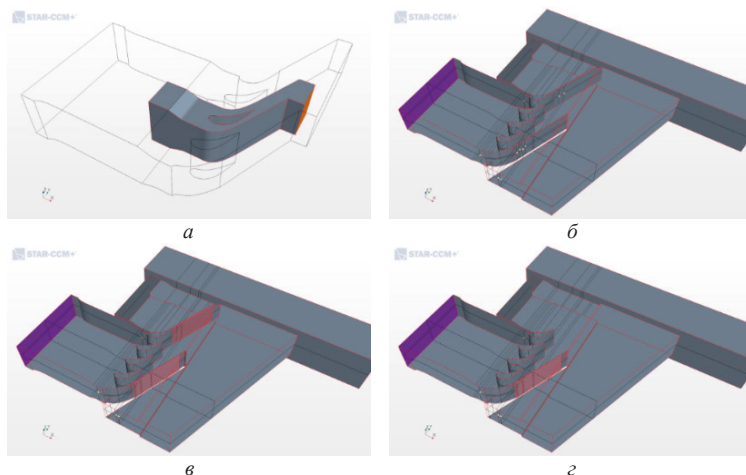
$$\Delta P_{\text{rel}} = (P^*_{\text{in}} - P^*_{\text{out}}) / (P^*_{\text{out}} - P_{\text{out}}) \quad (2)$$

Здесь  $P^*_{\text{out}}$  представляет собой локальное полное давление, измеренное на линии трассирования, в то время как другие значения осредняются. Как можно видеть на рисунке 8*б*, стандартная SST модель турбулентности приводит к превышению экспериментально измеренных профильных потерь на 1 %, в то время как переходная модель турбулентности SST TM показывает наилучшее совпадение с экспериментом (см. рис. 8*б*). Альтернативные модели на базе k- $\epsilon$ , показывают завышение

потерь, аналогично стандартной SST модели, но в разной степени. Модель второго порядка LEV показывает интересный результат, отслеживая некоторое снижение относительных потерь с ростом числа Маха,  $R_{k\epsilon}$  показывает максимальный уровень профильных потерь.

### Численное исследование

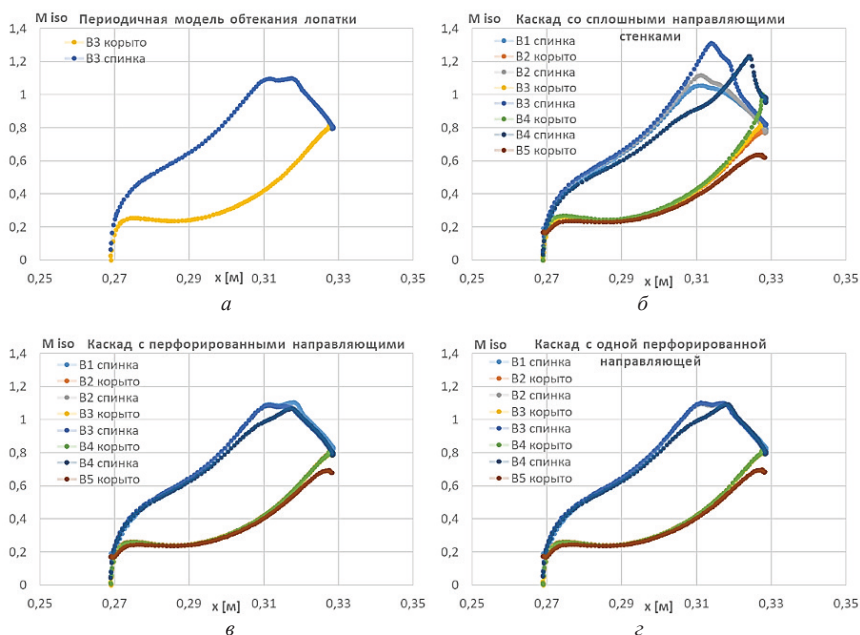
При подготовке эксперимента было проведено предварительное численное исследование течения в экспериментальной секции с целью выбора оптимального варианта расположения и геометрии ограничивающих пластин для обеспечения условия периодичности течения во всем рассматриваемом диапазоне чисел Маха (см. табл. 1). Результаты расчетов реальной геометрии экспериментальной секции сравнивались с расчетом идеально периодичного течения в лопаточной решетке.



**Рисунок 9.** Геометрия расчетных доменов: *а* — идеально периодичная модель; *б* — геометрия секции с двумя сплошными пластинами; *в* — геометрия секции с двумя перфорированными пластинами; *г* — геометрия секции с одной перфорированной пластиной

На рисунке *9а* представлена идеально периодическая модель обтекания лопатки, которая представляет собой эталонный образец, необходимый для проверки результатов в других рассматриваемых случаях. На рисунке *9б* представлена полная модель экспериментальной секции с выхлопной трубой и двумя непроницаемыми направляющими пластинами, а на рисунке *9в* пластины с прорезями. Направляющие пластины расположены под углом  $-2$  градуса от металлического угла выхода лопатки. На рисунке *9г* экспериментальная секция только с нижней направляющей пластиной с проницаемыми щелями. Положение направляющей пластины также  $-2$  градуса от металлического угла выхода лопатки, чтобы смягчить поджатие потока на выходе.

На рисунке 10 показаны результаты численного моделирования различных конфигураций моделей объекта исследований представленных на рисунке 9 в сравнении с идеально периодичной моделью течения для рассматриваемой лопаточной решетке. Приведены результаты расчетов для режима  $M_{iso\ out} = 0.9$  на котором уже достаточно ярко проявляются особенности, присущие транс и сверхзвуковым режимам течения. Как видно из результатов, плоские сплошные направляющие пластины совершенно непригодны для организации периодичного течения в каскаде при высоких числах Маха (см. рис. 10б). В то же время, перфорированные пластины очень эффективно справляются с этой задачей (см. рис. 10в, г). Одной пластины с прорезами оказывается уже достаточно, однако для эксперимента была выбрана конфигурация с двумя перфорированными пластинами.

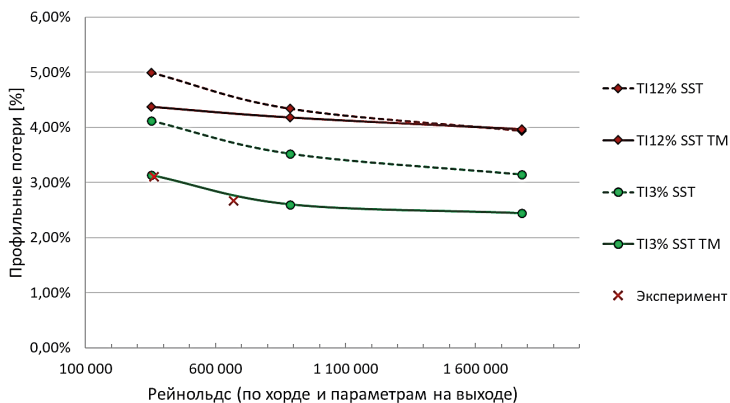


**Рисунок 10.** Распределения изоэнтропийного числа Маха в среднем сечении профилей лопаток для режима  $M_{iso\ out} = 0.9$ : *a* — идеально периодичная модель; *б* — геометрия секции с двумя сплошными пластинами; *в* — геометрия секции с двумя перфорированными пластинами; *г* — геометрия секции с одной перфорированной пластиной

На рисунке 11 представлены результаты численного исследования, подкрепленные несколькими экспериментальными точками, целью которого было установить влияние числа Рейнольдса и интенсивности турбулентности потока на полученные экспериментальные результаты. Как уже упоминалось ранее, в зависимости от этих

двух параметров, режим обтекания лопаточного профиля и профильные потери могут существенно меняться. Считается, что существует некая граница по числу Рейнольдса по хорде профиля, после которой относительные профильные потери не меняются, но влияние второго фактора - турбулентности основного потока, как нам кажется, исследовано слабо. В экспериментальных каскадах крайне сложно воспроизвести масштабы и интенсивности турбулентности присущие реальным течениям в турбинных решетках.

Численное моделирование показало, что при низкой турбулентности основного потока полностью турбулентный режим пограничного слоя не наблюдается даже при высоком Рейнольдсе, поскольку переходная модель турбулентности SST TM всегда дает потери меньше, чем полностью турбулентная, стандартная SST модель (см. рис. 11, зеленые линии). Снижение потерь при низком уровне турбулентности на входе отслеживается обеими расчетными моделями и достигает плато в области  $Re=1,000,000$  из-за исчезновения отрыва ламинарного пограничного слоя и объединения точек ламинарного отрыва и турбулизации пограничного слоя на стороне разряжения в горловом сечении профиля.



**Рисунок 11.** Влияние числа Рейнольдса и интенсивности турбулентности T1 на профильные потери давления в каскаде при  $M_{iso\ out} = 0,8$ , сравнение переходной SST TM и стандартной или полностью турбулентной модели SST

При увеличении уровня турбулентности основного потока результаты расчета полностью турбулентной, стандартной SST и переходной SST TM модели совпадают в зоне высоких чисел Рейнольдса — пограничный слой по всей лопатке приближается к турбулентному состоянию (см. рис. 11, красные линии). В зоне низкого Рейнольдса модель перехода SST TM не показывает увеличения потерь, что может указывать на смещение положения порога Рейнольдса на более низкие значения — сохраняется ситуация, при которой отсутствует отрыв ламинарного пограничного слоя.

При низком уровне турбулентности модель перехода SST TM показывает очень хорошее согласование с экспериментом, что дает надежду на правильность ее результатов для других условий течения. Для подтверждения вышеизложенных выводов, конечно, требуется дополнительное экспериментальное исследование с изменением уровня турбулентности основного потока, что является достаточно сложной задачей.

## Заключение

Как видно из результатов экспериментального исследования, плоские сплошные направляющие пластины совершенно непригодны для организации периодического течения в каскаде при высоких числах Маха более  $M_{iso\ out} = 0.8$ . В то же время, перфорированные пластины очень эффективно справляются с этой задачей. Одной пластины с прорезями оказывается уже достаточно, однако для эксперимента была выбрана конфигурация с двумя перфорированными пластинами. Данный подход может быть рекомендован и для каскадов из реальных лопаток, однако, направляющая пластина в этом случае должна быть развернута на цилиндрическую поверхность и уже не будет представлять собой плоскую поверхность. Для каскадов с реальным уровнем давлений и температур подход с прорезями уже не применим и можно рассмотреть вариант с пазами определенной глубины. Во всех случаях можно и нужно полагаться на предварительную численную CFD проверку выбранной геометрии.

По результатам проведенного эксперимента можно заключить, что в диапазоне чисел  $M_{iso\ out} = 0.6 \div 0.8$  потери кинетической энергии практически постоянны, но в зависимости от формы межлопаточного канала и спинки в косом срезе [7, 8], они могут незначительно падать или расти. Когда число Маха равно  $M_{iso\ out} = 0.9$ , потери кинетической энергии увеличиваются, этот момент можно считать началом процесса возникновения локальных сверхзвуковых зон на спинке профиля ниже по течению от горла. Значения таких потерь кинетической энергии могут быть очень чувствительны к незначительным изменениям режима течения. Нужно отметить, что в реальной турбине, при высоких числах Маха, влияние на потери также может оказывать нижерасположенный ряд рабочих лопаток, поэтому, экспериментально зафиксированный рост потерь при значении  $M_{iso\ out} = 1.05$  нужно аккуратно интерпретировать для реальных приложений [8].

Предварительный анализ влияния числа Рейнольдса по хорде профиля и уровня турбулентности основного потока на профильные потери показывает важность обоих этих факторов. Граница стабилизации профильных потерь и их абсолютное значение может зависеть от этих двух факторов и требует дополнительных исследований.

## Литература

1. Luxa M., Simurda D., Safarik P., Synac J., Rudas B. High-speed aerodynamic investigation of the midsection of a A 48'' rotor blade for the last stage of steam turbine // Proceedings of 10<sup>th</sup> European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC10, April 15–19, 2013, Lappeenranta, Finland.

2. *Rona A., Paciorri R., Geron M., Ince N. Z.* Slot width augmentation in a slotted-wall transonic linear cascade wind tunnel // 42<sup>nd</sup> AIAA Aerospace Scientific Meeting and Exhibition, 5–8 January 2004, Reno, Nevada.
3. *Wiers S.-H., Fransson, T. H.* Experimental Investigation of the Periodicity in a Sector of an Annular Turbine Cascade // XV Bi-Annual Symposium on Measuring Techniques in Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, Firenze, Italy 21<sup>st</sup>–22<sup>nd</sup> September 2000.
4. *Mayle R. E.* The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines // Journal of Turbomachinery. ASME. October 1991. Vol. 113. P. 509.
5. *Грибин В. Г., Корицунов Б. А., Тищенко А. А.* Методика и результаты экспериментальных исследований внутриканальной сепарации влаги в турбинной решетке с уменьшенным числом каналов // Вестник МЭИ. 2009. № 5.
6. *Gribin V. G. et al.* An experimental study of influence of the steam injection on the profile surface on the turbine nozzle cascade performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany.
7. *Венедиктов В. Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 240 с.
8. *Дейч М. Е.* Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996. 528 с.

*А. Б. Герасимов, А. И. Якунин, О. Б. Омельченко, П. К. Иванов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
p.k.ivanov@klimov.ru

## **ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИН ЗАЗОРОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ТВД НА ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* Статья посвящена исследованию параметров и характеристик турбовального авиационного двигателя в классе мощности до 4000 л. с. с двухкаскадным компрессором. Приведены результаты выполненных расчетов, показывающих влияние эффективности узлов газогенератора на термодинамические и эксплуатационные параметры двигателя. Установлено влияние радиальных зазоров между рабочими лопатками и элементами статора на эффективность узлов газогенератора. Сделан вывод о возможности прогнозирования ухудшения характеристик двигателя в процессе выработки ресурса, сопровождающейся увеличением радиальных зазоров по проточной части.

### **Введение**

Характеристики современных газотурбинных двигателей (ГТД) при учете ограничения предельных значений степени повышения давления в компрессоре и температуры газа на выходе из камеры сгорания, определяемые прочностными характеристиками применяемых материалов, наиболее чувствительны к качеству изготовления основных сборочных единиц, к точности сборки двигателей в целом, а также к условиям и режимам эксплуатации.

Наличие возможных отклонений, вызванных производственными дефектами либо появившихся в ходе эксплуатации при выработке ресурса, как правило, может быть выявлено средствами объективного контроля параметров двигателя. При этом наблюдается изменение основных параметров двигателя — мощности на выводном валу, температуры газа на выходе из турбины, степени повышения давления в компрессоре, массового и удельного расходов топлива, частоты вращения ротора турбокомпрессора. Ухудшение параметров двигателя может происходить в ходе длительного процесса либо в результате кратковременного воздействия неблагоприятных факторов вплоть до момента, когда характеристики перестают отвечать установленным требованиям.

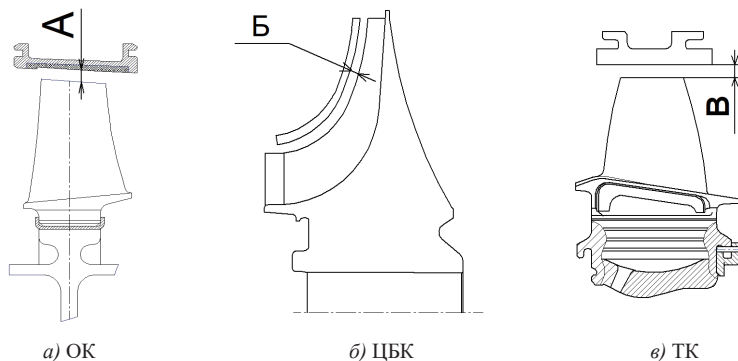
Изменение значений измеряемых и вычисляемых параметров косвенно свидетельствует о возможном снижении КПД одного или нескольких узлов ГТД, при этом наибольшее влияние оказывают лопаточные турбомашинны — компрессор и турбина. Снижение КПД данных узлов негативно сказывается на безопасности эксплуатации двигателя, его ресурсе, величинах гарантированной развиваемой мощности, топливной эффективности.



Зачастую снижение адиабатических КПД узлов происходит вследствие механических повреждений, например, забоин на входных кромках лопаток при попадании инородных тел в воздушный тракт ГТД, а также повреждений, вызванных эксплуатационными или производственными факторами: появлением нагара/налета на лопатках, увеличением радиальных зазоров вследствие нерасчетной деформации материалов вызванной действием центробежных сил и высоких температур, стачиванием периферийных сечений рабочих лопаток вследствие изначальной или приобретенной несоосности роторов. Увеличение радиальных зазоров по тракту газогенератора имеет наибольшее влияние на уровень параметров ГТД и приводит к увеличению потерь в «пространственных решетках» турбины и компрессора, вызываемых трением на стенках, ограничивающих решетку по высоте и от периферийных течений в граничных слоях [1-2].

### Методики и результаты исследования

В качестве объекта исследования для определения влияния характеристик узлов на термодинамические и эксплуатационные параметры был выбран газогенератор двигателей семейства ТВ7-117 типовой сертифицированной конструкции. Были проведены расчеты для установления взаимосвязи между увеличением радиальных и осерадиальных зазоров по проточной части (рис. 1) и значениями КПД узлов газогенератора — осевого компрессора (ОК), центробежного компрессора (ЦБК) и турбины компрессора (ТК). Величины радиальных зазоров варьировались в диапазоне  $\delta$  от конструктивного (заданного) значения  $\delta_0$  до  $\delta_0 + 0,5$  мм.

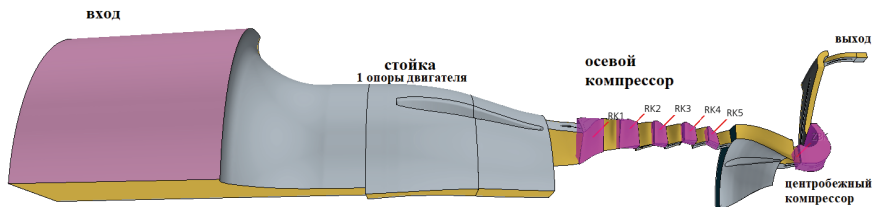


**Рисунок 1.** Радиальные зазоры над рабочими лопатками

Расчет изменения КПД осевого и центробежного компрессора (крыльчатки) проводился в программном пакете Simcenter Star-CCM+ версия 17.06. Задача решалась в трехмерной (Three Dimensional), стационарной (Steady) постановке. В расчетной области (рис. 2) моделировалось движение воздуха (air), использовалась модель

идеального газа (Ideal gas). Применялся решатель Segregated Flow. Моделировался турбулентный режим (Turbulent) методом RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), SST (Menter) K-Omega, All y+ Wall Treatment.

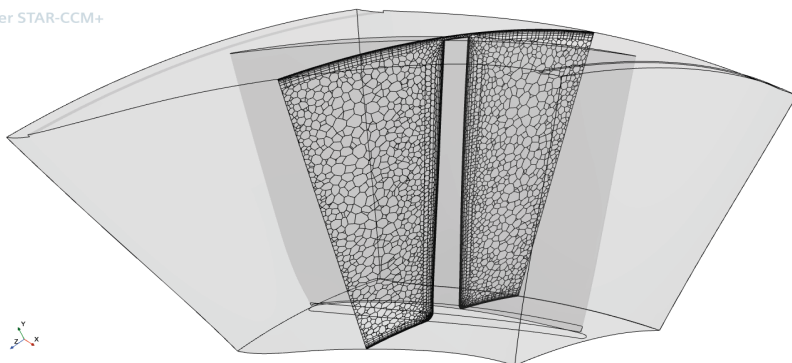
Желтым цветом выделены границы периодичности. Розовым выделены вращающиеся области вокруг оси  $x$   $n_{пр} = 100\%$  (30257 об/мин), программа регулирования поворота лопаток ВНА:  $-35^\circ \div +5^\circ$  (углы установки лопаток в расчетах: ВНА —  $1,36^\circ$ , НА1 —  $1,13^\circ$ , НА2 —  $0,91^\circ$ ). На входе в расчетную область задано полное давление равное  $P^*_{inlet} = 1,033227$  кг/см<sup>2</sup> и полная температура, равная  $T^* = 288$  К. На выходе задано статическое давление  $P_{exit} = const$  и статическая температура  $T = 700$  К.



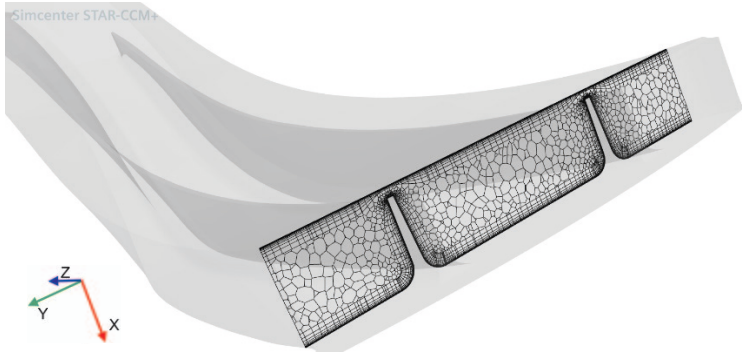
**Рисунок 2.** Расчетная область осецентрированного компрессора

Конечно-элементная модель воздушной области ОЦБК включала 26161803 ячейки сеток двух типов: polyhedral mesh (многогранная сетка) для основного объема и prism mesh (призматическая сетка) в прикорневой и периферийной областях течения, а также вдоль поверхности обтекаемых элементов ротора и статора (рис. 3, 4).

Simcenter STAR-CCM+



**Рисунок 3.** Вид сетки в сечении воздушной области РК1 ОК



**Рисунок 4.** Вид сетки в сечении воздушной области на выходе из крыльчатки ЦБК

Расчет изменения КПД турбины компрессора  $\eta_{тк}$  при увеличении радиального зазора  $\delta_{тк}$  проводился в соответствии с методикой [4]. Потери от перетекания газа в радиальных зазорах над рабочими лопатками турбины компрессора были определены в соответствии с формулой:

$$\Delta\eta_3 = \frac{\delta_3 D_{2нар}}{h_1 D_1} \frac{\rho_{1нар}}{\rho_{1ср}} \left[ 1 + \frac{0,3}{\sin \beta_{2нар}} \left( \frac{l}{t} \right)_{2нар} \right] + 0,01, \text{ где}$$

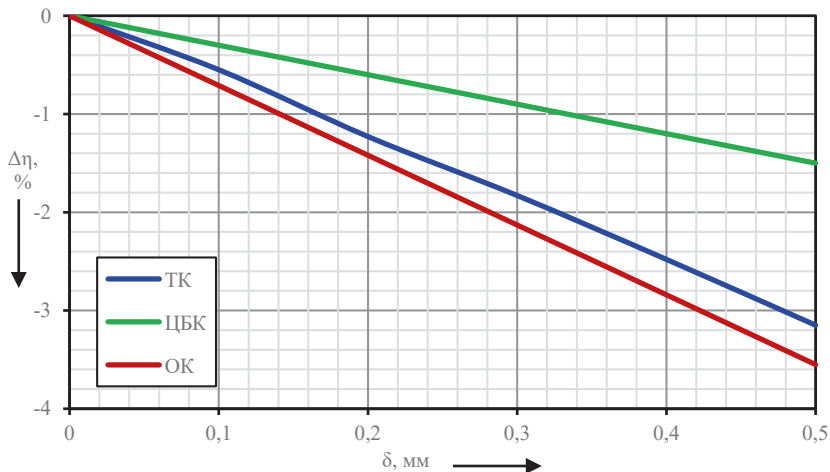
$\frac{\delta_3 D_{2нар}}{h_1 D_1}$  — относительный кольцевой радиальный зазор;

$\rho_{1нар}$  — плотность рабочего тела в осевом зазоре за сопловым аппаратом на периферии;

$\rho_{1ср}$  — плотность рабочего тела в осевом зазоре за сопловым аппаратом на среднем диаметре;

$\left( \frac{l}{t} \right)_{2нар}$  — относительный шаг рабочей решетки в периферийном сечении.

По результатам выполненных расчетов получены графики, показывающие влияние величин зазоров на  $\eta_{ок}$ ,  $\eta_{цбк}$  и  $\eta_{тк}$  по каждому узлу в отдельности (рис. 5).



**Рисунок 5.** Изменение КПД узлов при увеличении зазоров над рабочими лопатками

По результатам расчетов наибольшее влияние радиальный зазор оказывает на величины КПД осевого компрессора и турбины компрессора [2]:

- $\Delta\eta_{\text{ок}} = -0,71$  % при увеличении  $\delta_{\text{ок}}$  на 0,1 мм;
- $\Delta\eta_{\text{тк}} = -0,55$  % при увеличении  $\delta_{\text{тк}}$  на 0,1 мм;

Величина КПД ЦБК менее чувствительна к увеличению радиально-осевого зазора между крыльчаткой и кольцом, изменение составляет  $\Delta\eta_{\text{цбк}} \approx 0,3$  % на 0,1 мм радиального зазора.

С использованием полученных результатов выполнена оценка изменения основных параметров двигателя ТВ7-117В (табл. 1, рис. 6–8):

- температуры газа на выходе из турбины  $t_t$ ;
- относительной частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}}$ ;
- часового расхода топлива  $G_t$ ;

Расчеты с помощью одномерной математической модели в программном комплексе ГРАД 15.85М проводились для взлетного режима без учета отборов воздуха на нужды объекта на законе поддержания постоянной мощности на выводном валу двигателя  $N_E = \text{const}$ , обеспечиваемым регулятором мощности в эксплуатации и в ходе стендовых испытаний [5]. Коэффициенты восстановления полного давления во входном и выходном устройствах объекта были приняты равными 1,0.

Влияние изменения КПД узлов на параметры двигателя при  $N_E = \text{const}$ 

$\delta_{OK} = \text{var}$						
$\Delta \delta$ , мм	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\Delta \eta_{OK}$ , %	0	-0,71	-1,42	-2,13	-2,84	-3,55
$\Delta t_r$ , °C	0	4,5	9,2	14,3	19,6	25,3
$\Delta \eta_{TK}$ , %	0	-0,11	-0,23	-0,35	-0,49	-0,63
$\Delta G_T$ , кг/ч	0	2,0	4,2	6,6	9,1	11,6
$\delta_{ЦБК} = \text{var}$						
$\Delta \delta$ , мм	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\Delta \eta_{ЦБК}$	0	-0,30	-0,60	-0,90	-1,20	-1,50
$\Delta t_r$ , °C	0	1,7	3,5	5,4	7,3	9,1
$\Delta \eta_{TK}$ , %	0	-0,05	-0,09	-0,14	-0,19	-0,23
$\Delta G_T$ , кг/ч	0	0,7	1,5	2,4	3,3	4,1
$\delta_{TK} = \text{var}$						
$\Delta \delta$ , мм	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\Delta \eta_{TK}$	0	-0,55	-1,23	-1,83	-2,48	-3,15
$\Delta t_r$ , °C	0	6,2	15,7	23,8	32,8	42,4
$\Delta \eta_{TK}$ , %	0	-0,16	-0,40	-0,60	-0,83	-1,07
$\Delta G_T$ , кг/ч	0	2,8	7,1	10,8	14,8	19,0

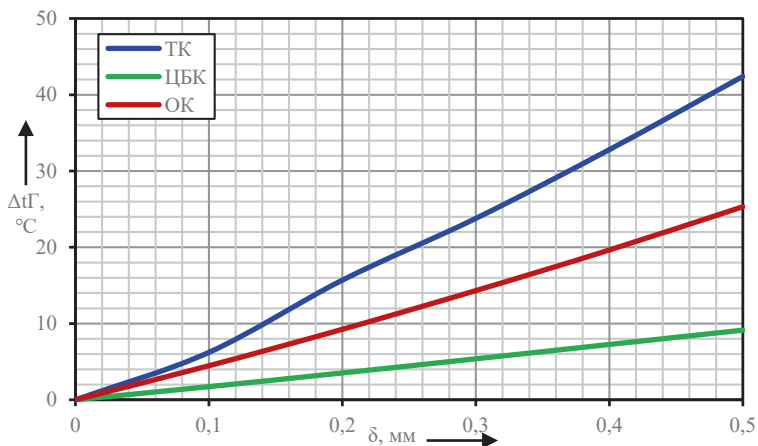
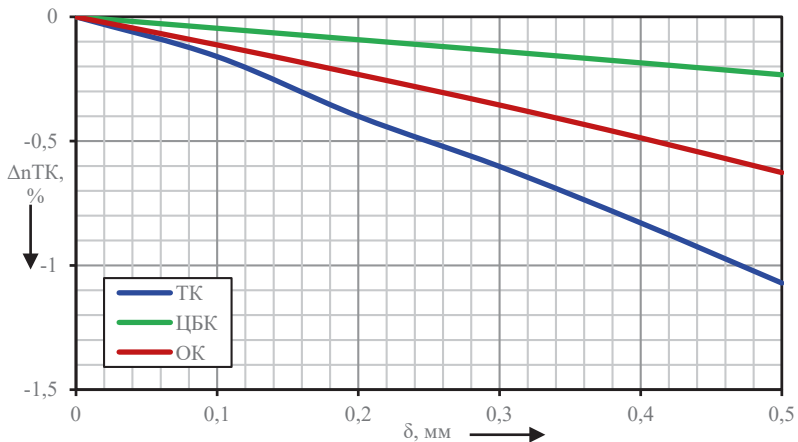
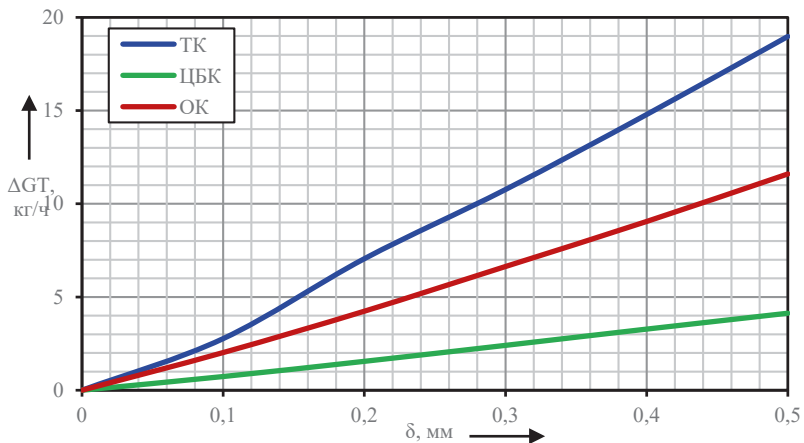


Рисунок 6. Изменение температуры газа за турбиной компрессора при увеличении зазоров по тракту газогенератора



**Рисунок 7.** Изменение относительной частоты вращения ротора турбокомпрессора при увеличении зазоров по тракту газогенератора



**Рисунок 8.** Изменение часового расхода топлива при увеличении зазоров по тракту газогенератора

По результатам проведенных расчетов **установлено:**

- Увеличение радиального зазора над рабочими лопатками **осевого компрессора** на 0,1 мм приводит к снижению  $\eta_{ок}$  на 0,71 %. При этом наблюдается рост  $t_g$  и  $G_T$  на 4,5 °С и 2,0 кг/ч соответственно, а также падение  $n_{тк}$  на 0,11 %.
- Увеличение радиально-осевого зазора между кольцом и **крыльчаткой центробежной ступени компрессора** на 0,1 мм приводит к снижению  $\eta_{цбк}$  на

0,3 %. При этом наблюдается рост  $t_T$  и  $G_T$  на 1,7 °С и 0,7 кг/ч соответственно и падение  $\eta_{TK}$  на 0,05 %.

- Увеличение радиального зазора над рабочими лопатками **турбины компрессора** на 0,1 мм приводит к снижению  $\eta_{TK}$  на 0,55 %. При этом наблюдается рост  $t_T$  и  $G_T$  на 6,2 °С и 2,8 кг/ч соответственно и падение  $\eta_{TK}$  на 0,16 %.

При проведении испытаний двигателей ТВ7-117В на гидротормозных стендах был зафиксирован ряд случаев отклонения параметров двигателей от статистического уровня, сопровождающийся ростом температуры газа (до + 30 °С), расхода топлива (до + 12 кг/ч), а также падением частоты вращения ротора турбокомпрессора (до — 0,9 %) на фиксированном уровне мощности. Дефектация узлов двигателей показала увеличение радиальных зазоров между торцами рабочих лопаток ТК и вставками обойм статора относительно штатных в среднем на 0,3 ÷ 0,4 мм. При этом увеличение радиальных зазоров по торцам лопаток ОК и радиально — осевых зазоров по крыльчатке ЦБК было незначительным и составляло менее 0,1 мм.

Полученные данные по результатам исследования двигателей с увеличенными радиальными зазорами достаточно точно соотносятся с результатами расчетов и позволяют сделать вывод о возможности косвенного определения падения КПД узлов при увеличении зазоров по изменению основных параметров двигателя.

## Вывод

Установлено влияние радиальных зазоров по проточной части газогенератора турбовального двигателя с двухкаскадным осецентрированным компрессором в классе мощности до 4000 л.с. Получены зависимости, позволяющие проводить локализацию конструктивных дефектов ГТД исходя из характера и величин изменения основных параметров двигателя при некоторой доверительной вероятности. Данные зависимости также обеспечивают возможность прогнозирования ухудшения характеристик двигателя в процессе выработки ресурса в эксплуатации, сопровождающейся увеличением радиальных зазоров.

## Литература

1. *Дейч М. Е.* Техническая газодинамика. М.: Энергия, 1974. 592 с.
2. *Иноземцев А. А., Бажин С. В., Снитко М. А.* Вопросы оптимизации радиальных зазоров ТВД авиационного ГТД. 2012.
3. *Бакулев В. И.* Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В. И. Бакулев, В. А. Голубев, Б. А. Крылов [и др.]; под общ. ред. В. А. Сосунова и В. М. Чепкина. М.: Изд-во МАИ, 2003. 688 с.
4. Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1624-80. Турбины авиационных газотурбинных двигателей. Методика расчета характеристик турбины на среднем диаметре, 1980. 62 с.
5. Теория воздушно-реактивных двигателей / под ред. д-ра техн. наук С. М. Шляхтенко, М.: Машиностроение, 1975. 568 с.

*А. А. Давыдов, Н. Н. Ковалева, В. В. Вятков*

РГАТУ имени П. А. Соловьева, Рыбинск  
andryusha\_davydov\_01@mail.ru, kovaleva.nat.nik@yandex.ru, vvvad76@mail.ru

## **ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВХОДЕ**

*Аннотация.* В статье приводятся результаты численного исследования особенностей формирования пленочного охлаждения на корытце сопловых аппаратов различного типа при наличии неравномерного поля полного давления на входе. Показано, что эпюра полного давления на входе влияет на принцип формирования конвективно-пленочного охлаждения начальных участков корытца. Рассмотрен вариант применения коридорного расположения перфораций с целью снижения негативного влияния неравномерности.

### **Введение**

Сопловые лопатки первых ступеней турбин высокого давления современных газотурбинных двигателей имеют развитую систему охлаждения. В настоящее время преимущественно применяется конвективно-пленочная система охлаждения ввиду относительной «простоты» проектирования и высокой технологичности конструкции. Такая система охлаждения позволяет обеспечить приемлемое тепловое состояние лопаток при заданных параметрах проектирования [1].

Особенности формирования пелены охладителя за отверстием являются одним из важнейших факторов, определяющих тепловое состояние сопловой лопатки. Анализ существующих в настоящее время методик оценки эффективности пленочного охлаждения показал, что все они базируются на постоянстве полей параметров потока на входе в турбину. Однако, сопловой аппарат первой ступени турбины работает в условиях потока, формирующегося в камере сгорания. Камера сгорания имеет неравномерность потока на выходе как по температуре, так и по давлению [2].

Неравномерность поля полного давления меняет условия обтекания входной кромки соплового аппарата, что отражается на формировании системы струй конвективно-пленочного охлаждения.

Условия выдува охладителя на начальных участках профиля будут иметь существенные отличия с точки зрения характера выдуваемой струи при сопоставлении с условиями постоянного значения параметров на входе в сопловой аппарат, при которых исследуются особенности формирования пленочного охлаждения. Здесь можно отметить следующие факторы:



1. Неравномерная эпюра потока газа за камерой сгорания.

2. Минимальная высота проточной части и толстая входная кромка соплового аппарата первой ступени. В пристеночных областях корытца и спинки такой лопатки будут формироваться интенсивные вторичные течения. Они воздействуют на струи охладителя посредством изменения статического давления в местах расположения перфораций.

Задача исследования особенностей конвективно-пленочного охлаждения лопаток является актуальной, так как к настоящему времени методология проектирования охлаждаемых лопаток турбин газотурбинных двигателей еще в полной мере не сформирована. Этот факт приводит к необходимости организации более детализированного подхода к проектированию систем конвективно-пленочного охлаждения с учетом негативного влияния неравномерности параметров потока на входе в сопловой аппарат турбины. При формировании перфораций на лопатке следует учитывать изменения положения струи охладителя относительно основных линий тока.

Целью представленной работы является:

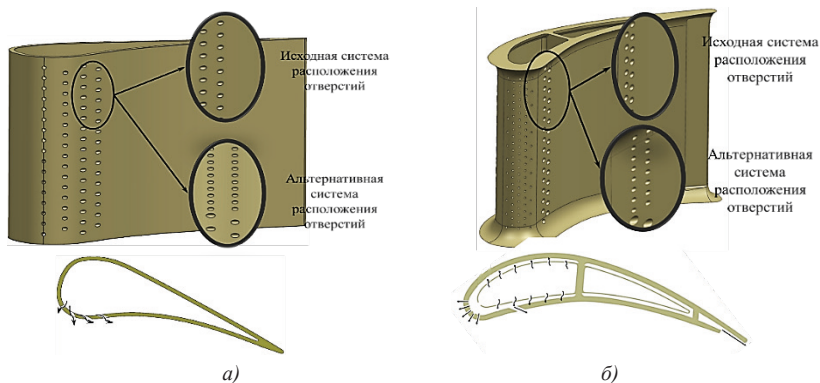
1. Выявление особенностей формирования охлаждения начальных участков профиля сопловых лопаток первых ступеней турбин высокого давления с учетом параметров соплового аппарата.
2. Изучение влияния неравномерности параметров основного потока на формирование конвективно-пленочного охлаждения сопловых лопаток первых ступеней турбин высокого давления.
3. Подбор параметров отверстий и системы их расположения на начальных участках профиля сопловых лопаток с учетом поля параметров на входе.

### **Объект и метод исследования**

С целью установления особенностей формирования охлаждения начальных участков корытца сопловых аппаратов первых ступеней турбин высокого давления было выполнено исследование двух модельных лопаток при различных условиях на входе в межлопаточный канал. Рассматривались два варианта сопловой лопатки: 1) сопловой аппарат высокоперепадной одноступенчатой турбины (рис. 1, а); 2) сопловой аппарат первой ступени двухступенчатой турбины высокого давления (рис. 1, б).

Исследуемые лопатки имеют развитую систему конвективно-пленочного охлаждения:

1. Для лопатки одноступенчатой турбины перфорации диаметром 0,7 мм на входной кромке и начальном участке корытца расположены под углом  $30^\circ$  по отношению к касательной профиля. Шаг в направлении течения равен четырем диаметрам отверстий, вертикальное смещение рядов друг относительно друга составляет половину шага. Применяется шахматное расположение отверстий.



**Рисунок 1.** Модель геометрии сопловой лопатки первой ступени турбины высокого давления: *а* — лопатка высокоперепадной одноступенчатой турбины; *б* — лопатка первой ступени двухступенчатой турбины

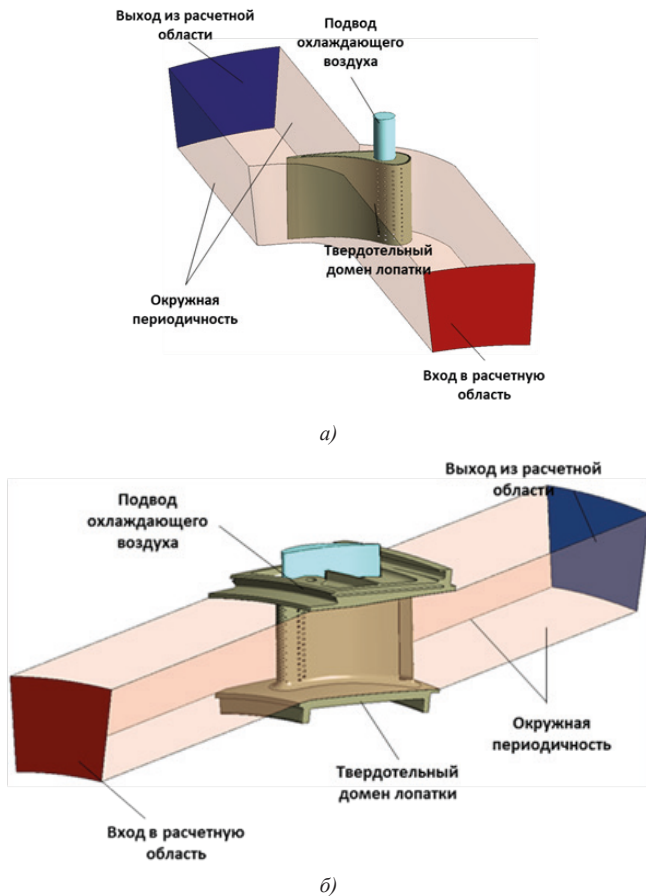
- Лопатка первой ступени двухступенчатой турбины высокого давления имеет пять рядов перфораций на входной кромке. На начальном участке корытца выполнено два ряда цилиндрических отверстий. Перфорации также имеют шахматное расположение. Угол наклона к нормали варьируется от  $20^\circ$  до  $40^\circ$ . Диаметр отверстий на входной кромке составляет 0,55 мм, на корытце — 1,3 мм. Вертикальные ряды перфораций смещены друг относительно друга на половину шага отверстия. Шаг в направлении течения составляет 2,5 диаметра отверстий.

Метод исследования — 3D численное моделирование. Инструмент исследования — программный комплекс вычислительной газовой динамики ANSYS CFX-20 R2. Используемые методики хорошо зарекомендовали себя при изучении рабочего процесса охлаждаемых турбин [3, 4].

Модели сопловых лопаток построены с учетом внутренних полостей. При решении задачи использовалось условие периодичности. Расчетные модели для обоих вариантов (рис. 2) включают: межлопаточный канал, канал подвода охлаждающего воздуха, внутренние полости лопаток.

Теплофизические свойства охлаждающего воздуха и газового потока рассчитывались по формуле Сазерленда [5]. Теплоемкость рассматривалась, как функция температуры. Модель турбулентности — SST [6].

Неструктурированная тетрагональная сетка для обеих моделей была выполнена с использованием модуля Meshing программного комплекса ANSYS Workbench. Конечно-элементная модель состоит из 14–18 млн узлов для газо — воздушных доменов в зависимости от варианта сопловой лопатки. В пограничном слое для отверстий смоделировано 6–8 призматических слоев с высотой первой ячейки 0,002 мм, коэффициент роста 1,1; параметр  $y^+ = 1$ .

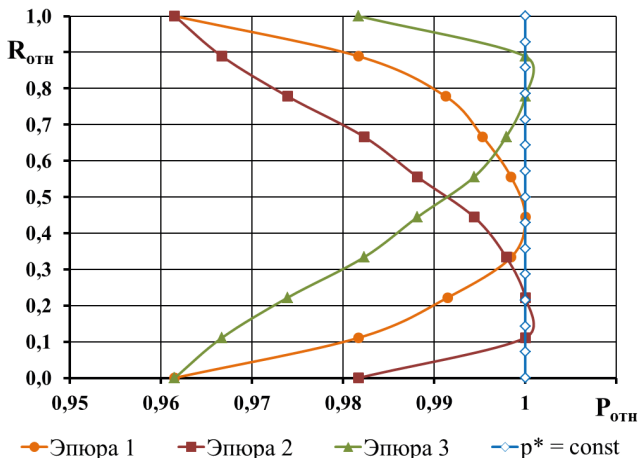


**Рисунок 2.** Расчетная модель: *а* — для лопатки высокоперепадной одноступенчатой турбины; *б* — для лопатки первой ступени двухступенчатой турбины

### Граничные условия

На рис. 3 представлены функциональные зависимости радиальной неравномерности относительной величины полного давления от относительной высоты сопловой лопатки, соответствующие различным вариантам конструкции камеры сгорания. Они были использованы в качестве граничных условий при проведении численного анализа, что позволило смоделировать реальные условия работы газотурбинного двигателя. Также были выполнены расчеты с постоянным значением полного давления на входе. Температура на входе в расчетную область принималась постоянной, поскольку в работе [7] было показано, что наличие температурной неравномерности

в потоке газа на входе в сопловой аппарат не оказывает существенного влияния на характер распределения эффективности охлаждения. Наблюдается лишь количественное ее изменение.



**Рисунок 3.** Эпюры распределения полного давления на входе в сопловой аппарат

Эффективность пленочного охлаждения  $\eta_{пл}$  определялась в точках за каждым отверстием на корытце лопатки по формуле:

$$\eta_{пл} = (T^*_г - T_{л}) / (T^*_г - T^*_в),$$

где  $T^*_г$  — температура основного потока, К;  $T^*_в$  — температура потока охлаждающего воздуха в месте выдува, К;  $T_{л}$  — температура адиабатической стенки лопатки, К.

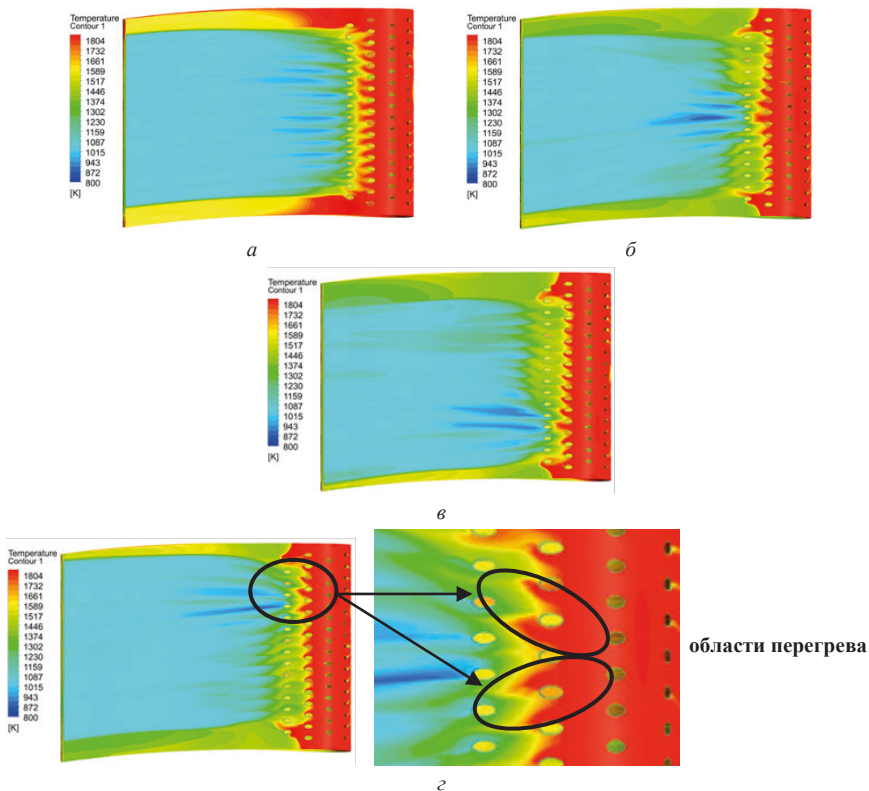
Условия интенсификации охлаждения непосредственно области входной кромки не учитывались. Анализировались лишь перфорации на корытце профиля. С этим связана полученная высокая температура входной кромки лопаток в исследовании.

### Результаты численного исследования

В результате расчетного анализа установлено влияние входной неравномерности потока на характер распределения эффективности пленочного охлаждения за отверстиями начального участка корытца сопловых лопаток.

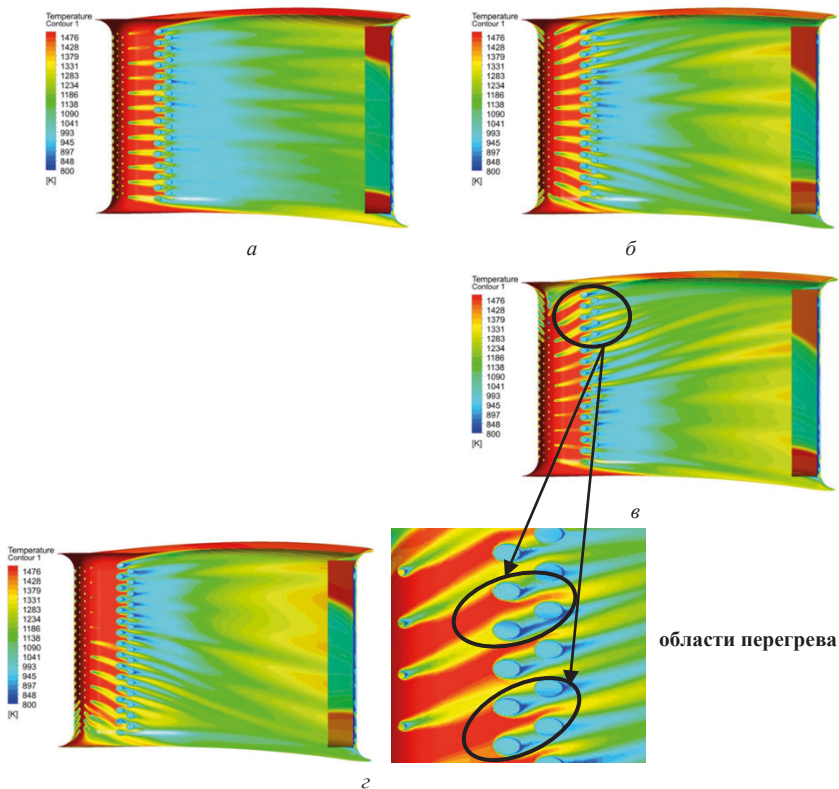
При неравномерных параметрах потока на входе в сопловой аппарат происходит смещение оси струй охладителя из отверстий в приторцевых областях на начальном участке корытца. Этот эффект наблюдается как для лопатки одноступенчатой турбины, так и для лопатки первой ступени двухступенчатой турбины, что видно из

распределения полей температуры по поверхности корытца со стороны газа (рис. 4 и 5). Причем для первого варианта он имеет место даже при равномерных параметрах на входе в сопловой аппарат.



**Рисунок 4.** Поля распределения температуры на поверхности корытца сопловой лопатки первой ступени одноступенчатой высокоперепадной турбины: *а* — при постоянном значении полного давления на входе; *б* — эюра 1; *в* — эюра 2; *г* — эюра 3

Объяснение выявленному эффекту можно дать, основываясь на теории вторичных течений в решетке. Лопатка высокоперепадной турбины имеет толстую входную кромку. На ней формируется интенсивный входной вихрь, основная ветвь которого распространяется на начальном участке корытца вблизи входной кромки. В области распространения ветви вихря (вблизи торцевой стенки) наблюдается смещение струй охладителя от торцевой стенки, а на удалении от торцевой стенки эффект обратный (влияние входного градиента полного давления).



**Рисунок 5.** Поля распределения температуры на поверхности корытца сопловой лопатки первой ступени двухступенчатой низкоперепадной турбины: *а* — при постоянном значении полного давления на входе; *б* — эпора 1; *в* — эпора 2; *г* — эпора 3

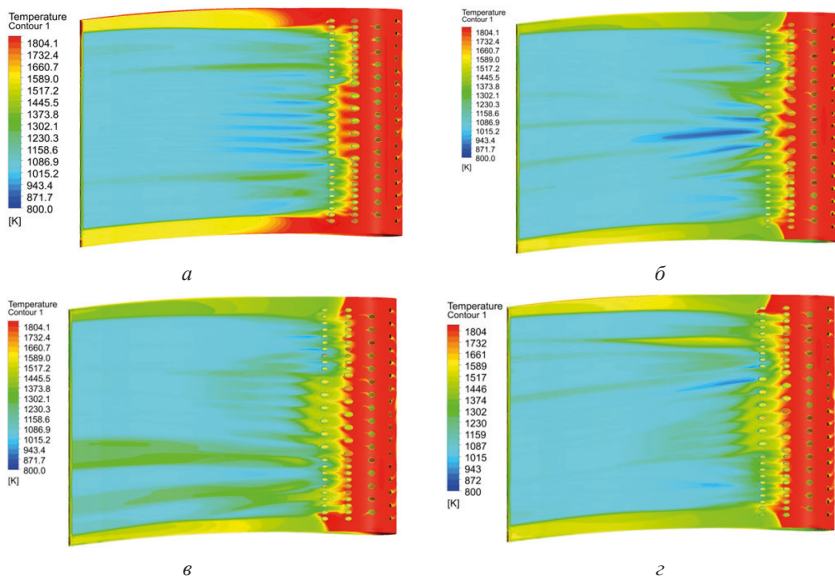
При рассматриваемом варианте расположения отверстий перфорации эффекты смещения струй охладителя проявляются в обоих исследованных случаях. При смещении максимума эпоры давлений к периферии (эпора 3) со стороны втулки на корытной оболочке лопатки нарушается интерференция пленочного охлаждения при шахматном расположении рядов отверстий, и возникают области перегрева (рис. 4 и 5). Обратный эффект достигается при сдвиге максимума эпоры давлений к втулке (эпора 2). При симметричной эпоре давлений (эпора 1) зоны локального перегрева наблюдаются как у втулки, так и на периферии. Размеры таких участков меньше, чем при несимметричных эпорах.

В качестве конструктивных мероприятий по улучшению температурного состояния сопловых лопаток был рассмотрен альтернативный вариант — уменьшение диаметра отверстий и переход к коридорному расположению в приторцевых обла-

стях (до одной трети высоты лопатки) (рис. 1). Пристеночные области как раз и находятся в области градиента полного давления. С одновременным уменьшением диаметра отверстий увеличено их количество таким образом, чтобы общая пропускная площадь соответствовала исходному варианту с шахматным расположением отверстий.

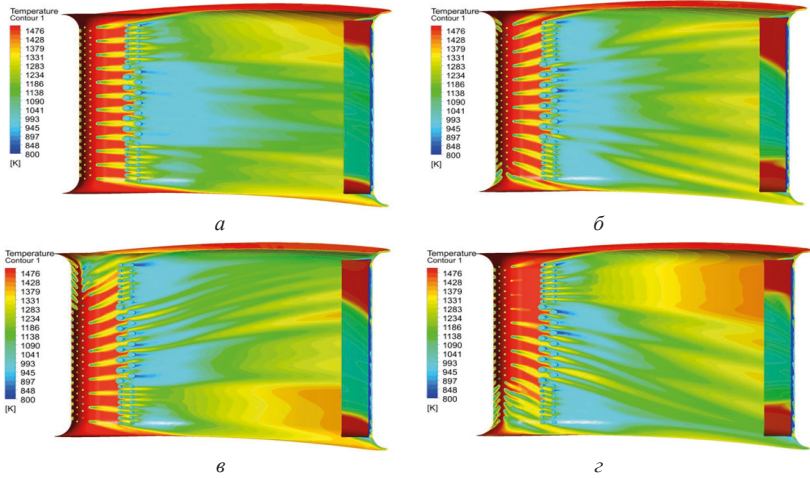
Переход к альтернативному исполнению системы охлаждения меняет распределение струек охладителя по поверхности корытца лопатки (рис. 6 и 7). Наблюдается выравнивание поля температур и существенно уменьшается «провал» в распределении эффективности охлаждения по длине профиля в области формирования завесной пленки. При этом в случае градиентной эпюры остаются области перегрева для лопатки высокоперепадной турбины. Результаты говорят о необходимости перестройки перфораций в системе охлаждения по всей области градиента полного давления.

Об эффективности проведенных мероприятий можно судить по характеру распределения эффективности охлаждения по высоте лопатки. На Рис. 8 и 9 представлены графики изменения эффективности пленочного охлаждения по высоте исследуемых сопловых лопаток при исходном шахматном и альтернативном коридорном расположении перфораций.

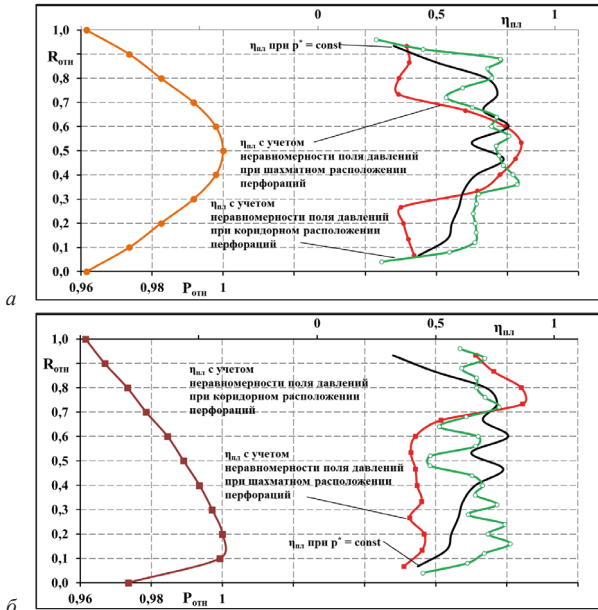


**Риснок 6.** Поля распределения температуры на поверхности корытца сопловой лопатки первой ступени одноступенчатой высокоперепадной турбины при коридорном расположении перфораций: *a* — при постоянном значении полного давления на входе; *б* — эпюра 1; *в* — эпюра 2; *г* — эпюра 3



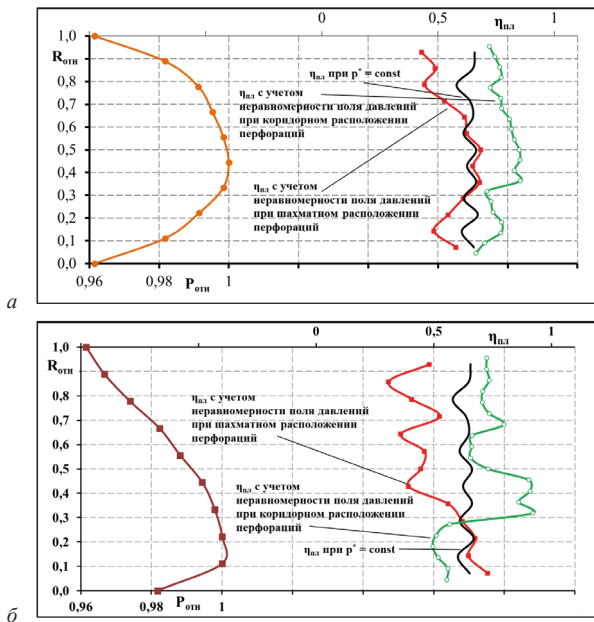


**Рисунок 7.** Поля распределения температуры на поверхности корытца сопловой лопатки первой ступени двухступенчатой низкоперепадной турбины при коридорном расположении перфораций: *а* — при постоянном значении полного давления на входе; *б* — эпора 1; *в* — эпора 2; *г* — эпора 3



**Рисунок 8.** Графики изменения эффективности пленочного охлаждения по высоте сопловой лопатки высокоперепадной турбины при шахматном и коридорном расположении перфораций: *а* — эпора 1; *б* — эпора 2





**Рисунок 9.** Графики изменения эффективности пленочного охлаждения по высоте сопловой лопатки низкоперепадной турбины при шахматном и коридорном расположении перфораций: *а* — эпюра 1; *б* — эпюра 2

Перестройка системы отверстий позволяет не только увеличить эффективность пленочного охлаждения в области минимальных его значений, но и в случае докритического соплового аппарата с относительно тонкой входной кромкой получить увеличение эффективности охлаждения на определенных участках профиля. Эффект смещения струй охладителя на корытце профиля сохраняется и для высокоперепадного соплового аппарата одноступенчатой турбины высокого давления. При этом возникают дополнительные пристеночные области, в которых положение струй охладителя определяется интенсивностью вторичных течений.

### Заключение

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Характер эпюры полного давления на входе в сопловой аппарат первой ступени турбины высокого давления оказывает определяющее влияние на формирование пленочного охлаждения на начальных участках корытца профиля.
2. Характер искривления струй охладителя зависит от параметров соплового аппарата.

3. Выявлены причины возникновения областей перегрева лопаток при наличии радиальной неравномерности параметров потока на входе в сопловой аппарат.

4. Предложены способы изменения схемы организации пленочного охлаждения с целью снижения негативного влияния неравномерности параметров на входе в сопловой аппарат.

5. При коридорном расположении перфораций не происходит существенного смещения струек охлаждающего воздуха и соответственно образования явных областей перегрева, как при шахматном.

6. С уменьшением относительной высоты сопловой лопатки влияние неравномерности параметров основного потока на входе в сопловой аппарат на эффективность охлаждения усиливается.

7. Требуется разработка универсальной методики проектирования современных высокотемпературных турбин, которая на ранних этапах позволит заложить систему охлаждения сопловых лопаток с учетом параметров на выходе из камеры сгорания на разных режимах.

8. Необходимо внедрение данных рекомендаций в производство, что позволит существенно увеличить ресурс работы двигателя, сократить сроки и затраты на производство.

## Литература

1. *Соловьев М. С.* Обзор конструкторских мероприятий по повышению эффективности пленочного охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин перспективных авиационных ГТД // Вестник РГАТА. 2021. № 4. С. 10–17.
2. *Грасько Т. В., Карпенко О. Н., Трофимчук М. В.* Термогазодинамическое моделирование рабочего процесса в камере сгорания газотурбинного двигателя // Воздушно-космические силы. Теория и практика. 2017. № 1. С. 194–201.
3. *Ремизов А. Е., Вятков В. В., Харченко Р. В., Осокина Е. С.* Совершенствование рабочего процесса в охлаждаемом сопловом аппарате турбины с несимметричными торцевыми поверхностями // Известия вузов. Авиационная техника. 2020. № 2. С. 119–124.
4. *Кортиков Н. Н., Кузнецов Н. Б., Садовникова Т. Ю.* Совершенствование подходов к моделированию теплового состояния перфорированных лопаток высокотемпературных газовых турбин // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 15–21.
5. *Sutheland W.* The viscosity of gas and molecular force // Phil. Mag. 1983. No. 5. P. 507–531.
6. *Menter F.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, no. 8. P. 1598–1605.
7. *Давыдов А. А., Ковалева Н. Н., Вятков В. В.* Анализ влияния входной неравномерности параметров потока на эффективность пленочного охлаждения сопловой лопатки ТВД на основе численного моделирования // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. 2023. № 1 (64). С. 12–20.

*И.С. Добровольский, В.В. Вятков*

ФГБОУ ВО РГАТУ им. П.А. Соловьева, Рыбинск  
ad@rsatu.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРНОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ «МПК-СТ-СА ТНД» С РАЗЛИЧНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ СТОЕК И СОПЛОВОГО АППАРАТА**

*Аннотация.* В данной работе представлены результаты численного исследования влияния размерности проточной части на газодинамическое взаимодействие элементов проточной части межтурбинного переходного канала авиационного газотурбинного двигателя (ГТД). При выполнении работы изменялась высота проточной части межтурбинного переходного канала, а также расстояние между статорными элементами канала. В качестве результата оценивалось изменение потерь кинетической энергии на стойке и сопловом аппарате. Сделаны выводы о значительном изменении характера течения и потере кинетической энергии в межтурбинном переходном канале при уменьшении размерности проточной части.

### **Введение**

Одной из основных характеристик современных авиационных ГТД является высокая топливная эффективность. Для достижения этой цели происходит постоянное совершенствование рабочего процесса внутри двигателя. Так повышение коэффициента полезного действия лопаточных машин практически достигло своего предела, а значит всё больше внимания будет уделяться потерям энергии в других узлах ГТД. Среди них можно выделить воздухозаборное устройство, канал наружного контура, смеситель, сопло, переходные каналы между каскадами компрессоров и турбин.

Межтурбинный переходный канал (МПК) имеет особенно большой потенциал по повышению эффективности протекающих процессов [1, 2]. С целью сокращения массогабаритных характеристик двигателя часто прибегают к схеме МПК с интегрированными силовыми стойками (СТ) сопловыми аппаратами первой степени турбины низкого давления (СА ТНД). Что в сочетании с выраженной диффузорностью такого МПК приводит к необходимости учета взаимного расположения элементов проточной части.

Как было показано в работах [3] и [4] величина потерь кинетической энергии в МПК при изменении окружного и осевого расположения стойки относительно соплового аппарата может меняться на величину до 20%. Однако, данный эффект был получен для аэродинамически длинных лопаток соплового аппарата турбины низкого

давления. Таким образом, возникает вопрос о влиянии размерности проточной части на эффекты аэродинамической интерференции в системе «МПК-СТ-СА ТНД».

### Объект исследования

В качестве объекта исследования используется межтурбинный переходный канал перспективного авиационного газотурбинного двигателя с малым углом подъема проточной части. Внутри канала установлены силовые стойки (4 шт.) и соловые лопатки (28 шт.) первой ступени турбины низкого давления (рис. 1).

Параметры объекта исследования представлены в таблице 1. Исходный канал соответствует объекту исследования в работе [4]. Так же были разработаны две дополнительные геометрии, имеющие на 25 % и 50 % меньшую по сравнению с исходной высоту проточной части.

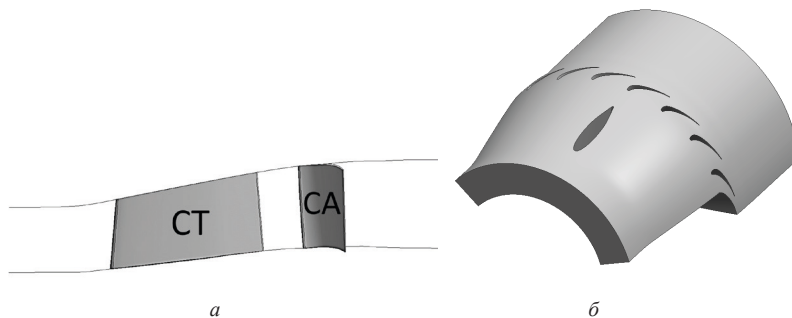


Рисунок 1. Объект исследования: *a* — меридиональный вид; *б* — трехмерная модель

Т а б л и ц а 1

Параметры объекта исследования

Элемент	Стойка		СА ТНД						
	$\bar{h}$		$\bar{c}_{\max}$	$\bar{h}$		$\bar{c}_{\max}$	$\bar{\epsilon}$	$\alpha_{0,л}, ^\circ$	$\alpha_{1,л}, ^\circ$
Значение параметра	Исходная	0,4	0,171	Исходная	0,973	0,17	0,86	82	14,2
	Уменьшено на 25%	0,3		Уменьшено на 25%	0,73				
	Уменьшено на 50%	0,2		Уменьшено на 50%	0,487				

## Расчетная модель

Для построения численной модели использовался сектор в 45 градусов, имеющий 1 силовую стойку и 7 сопловых лопаток. Расчетная сетка создавалась в ПО ANSYS Meshing (WB) на основе тетра-элементов с призматическими слоями на твердых стенках (рис.2). Общее количество узлов сетки составило около 3,7 млн узлов для исходной геометрии.

Перед началом расчетов было выполнено исследование сеточной сходимости. Безразмерный параметр  $y^+$  получен равным 1.

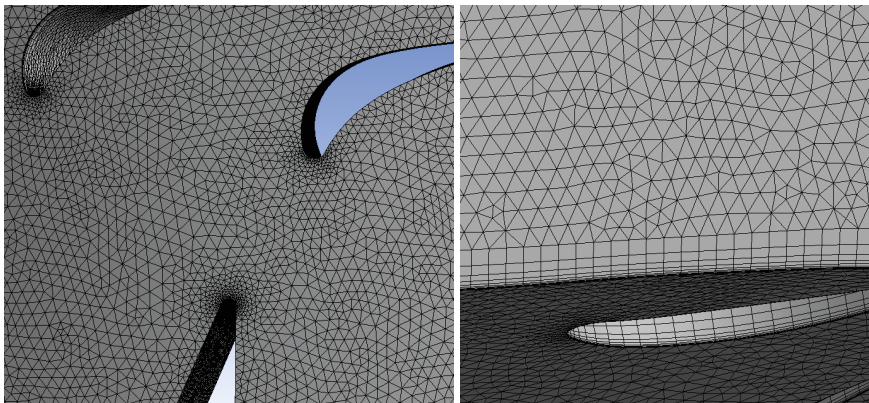


Рисунок 2. Расчетная сетка

В качестве граничных условия задавались: на входе в МПК — полное давление 246 кПа и полная температуры 1115 К, на выходе из модели — осредненное статическое давление 118 кПа, стенки адиабатические с полным прилипанием газа, на боковых поверхностях — интерфейс типа «периодичность». Расчетные исследования выполнены в ПО ANSYS CFX в стационарной постановке в соответствии с рекомендациями [5].

При расчетах использовалась модель турбулентности SST (Shear Stress Transport). В качестве рабочего тела задавалась смесь продуктов сгорания керосина и воздуха с полиномиальной зависимостью свойств от температуры.

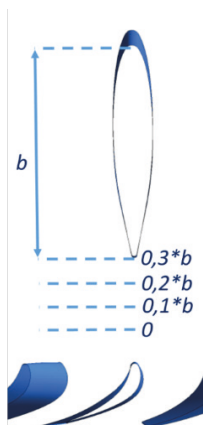
По результатам расчетов оценивалось изменение потерь кинетической энергии за стойкой и сопловым аппаратом:

$$\zeta = 1 - \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_{1S}}\right)^2,$$

где  $\lambda_1$  — приведенная скорость на выходе из элемента,  $\lambda_{1S}$  — изоэнтропическая приведенная скорость на выходе из статорного элемента.

Так как в работе [4] было установлено, что окружное положение стойки относительно сопловых лопаток практически не влияет на изменение потерь кинетиче-

ской энергии, то в данном исследовании будет рассматриваться только осевое расстояние между статорными элементами МПК (рис. 3) в диапазоне от 0 до  $0,3*b$  ( $b$  — хорда стойки).



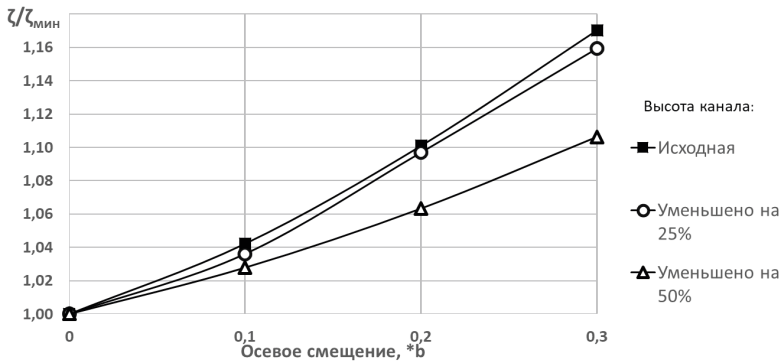
**Рисунок 3.** Схема изменения положения силовой стойки относительно СА при осевом смещении

### Анализ результатов численного исследования

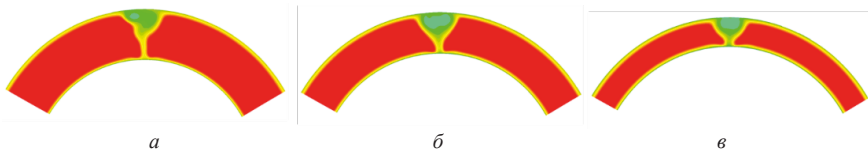
В результате выполненных исследований получены зависимости изменения потерь кинетической энергии в венцах межтurbинного переходного канала. Для удобства сравнения, абсолютные значения потерь были отнесены к минимальным для данной высоты канала.

На рис. 4 показано влияние расстояния между стойкой и сопловым аппаратом ТНД на потери в стойке. Наименьшее значение потерь кинетической энергии для всех трех вариантов высоты проточной части наблюдается при минимальном расстоянии между СТ и СА. Затем с увеличением расстояния между статорными элементами МПК начинает увеличиваться и значение потерь. Максимально изменение потерь кинетической энергии получено для МПК с наибольшей высотой проточной части и достигает 17 %. Для варианта с уменьшенной на 25 % высотой проточной части изменение составляет до 16 %. Изменение потерь около 10,5 % получены для варианта с уменьшенной высотой проточной части на 50 %.

Таким образом, уменьшение высоты проточной части уменьшает эффект аэродинамической интерференции стойки с соплового аппарата. Данное явление связано с тем, что возрастает доля потерь энергии в пограничном слое. Так же можно отметить, что вихрь сходящий с периферийной части стойки при уменьшении размерности проточной части занимает всё больший процент высоты канала (рис. 5).

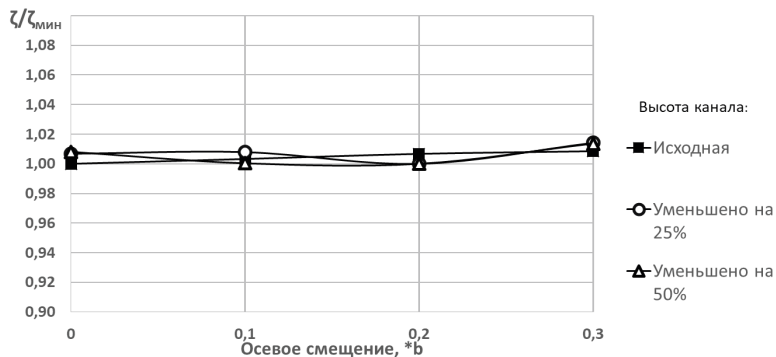


**Рисунок 4.** Влияние осевого смещения силовой стойки на величину относительных потерь в СТ



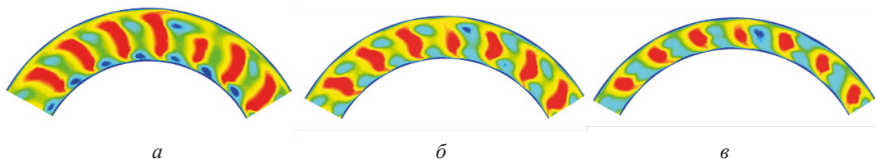
**Рисунок 5.** Изменение поля полного давления за стойкой при уменьшении высоты проточной части: *a* — исходная геометрия, *б* — уменьшенная на 25 %, *в* — уменьшенная на 50 %

На рис. 6 показано влияние расстояния между стойкой и сопловым аппаратом ТНД на потери в СА. Для всех трех вариантов рассмотренной высоты проточной части изменение потерь кинетической энергии при изменении осевого расстояния между элементами МПК не превысило 1,5 %.



**Рисунок 6.** Влияние осевого смещения силовой стойки на величину относительных потерь в СА

Такое невысокое значение может быть связано с преобладающими в общей массе потерь вторичными течениями в венце соплового аппарата. На рис. 6 показано изменение поля полного давления в сечении за сопловыми лопатками. Не смотря на то, что общая величина потерь меняется не значительно, происходят заметные изменения в структуре потока. Так происходит смыкание притрактовых вихрей, а также смещение от периферии в середину канала следа от стойки.



**Рисунок 7.** Изменение поля полного давления за при уменьшении высоты проточной части: *а* — исходная геометрия, *б* — уменьшенная на 25 %, *в* — уменьшенная на 50 %

### Заклучение

В результате проведенного численного исследования, установлено, что при уменьшении высоты проточной части происходит значительное уменьшение влияния взаимного расположения стоек и соплового аппарата внутри межтурбинного переходного канала на потери кинетической энергии. Так при уменьшении размерности относительной высоты стойки с 0,4 до 0,2 максимальная величина изменения потерь снизилась с 17% до 10,5% для участка МПК содержащего СТ. При этом сохранилась тенденция, при которой наибольшие потери наблюдаются с увеличением осевого расстояния от стойки до лопаток СА.

На потери на участке МПК, содержащем сопловые лопатки, уменьшение высоты проточной части не оказало значительного влияния. Изменение величины потерь кинетической энергии не превысило 1,5% для всех трех вариантов высоты канала. Данное явление связано с преобладающим влиянием на потери в сопловых лопатках вторичных течений. Также не получено влияния на потери в СА и при изменении осевого расстояния от силовой стойки.

Таким образом, полученные результаты говорят о том, что при проектировании газотурбинного двигателя, имеющего в своем составе межтурбинный переходный канал с малым углом подъема проточной части, с интегрированными силовыми стойками и сопловыми лопатками, важно учитывать эффекты аэродинамической интерференции независимо от размерности проточной части.

### Литература

1. *Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ремизов А. Е.* Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов турбин современных ГТД. М.: РАН, 2012. 168 с.
2. *Скибин В. А.* Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / под общ. ред. В. А. Скибина и В. И. Солонина. М.: ЦИАМ, 2010. 676 с.



3. *Добровольский И. С., Вятков В. В.* Исследование влияния взаимного расположения силовых стоек и сопловых аппаратов первой ступени турбины низкого давления на потери в межтурбинном переходном канале // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. 2023. № 3 (66). С. 29–34.
4. *Добровольский И. С., Вятков В. В.* Исследование эффектов аэродинамической интерференции системы межтурбинного переходного канала и соплового аппарата турбины низкого давления двухвального ГТД // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. 2024. № 1 (68). С. 12–14.
5. Engineering Simulation & 3D Design Software | Ansys [Электронный ресурс]. URL: <https://www.ansys.com> (дата обращения: 10.04.2024).

Г. Д. Душиц-Козан, О. А. Курсанова

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## О ВОЗМОЖНОМ СПОСОБЕ ОЦЕНКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРА ДВУХКОНТУРНОГО ДВУХВАЛЬНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ВОЗДУХОЗАБОРНИКА САМОЛЕТА

**Аннотация.** В статье предложен способ оценки на самолете при наземных опробованиях и в полете работы вентилятора двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя (ТРДД) и оценки величины потерь давления воздуха в воздухозаборнике самолета. Оценка проводится по фиксируемым в эксплуатации газодинамическим параметрам штатной системой измерения параметров двигателя. Приведенный способ оценки этих параметров позволяет определить положение рабочей точки вентилятора на его характеристике для выбранного режима работы двигателя и оценить величину потерь давления воздуха в воздухозаборнике самолета на этом режиме.

**Ключевые слова:** режим полета, вентилятор, ТРДД.

### Введение

В процессе эксплуатации на самолете двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя (ТРДД), при оценке его работы представляется необходимым иметь возможность оценить работу его вентилятора. Вентилятор является одним из основных узлов ТРДД, определяющим его характеристики по величине тяги и газодинамической устойчивости. Последнее зависит, в частности, от положения рабочей точки вентилятора на его характеристике в координатах приведенной частоты вращения, степени сжатия и приведенного расхода воздуха. В то же время, имеющийся штатный объем информации на двигателях не содержит данных по величинам полного давления  $P_B^*$  за вентилятором и на его входе, а также по величине расхода воздуха, что необходимо для оценки положения рабочей точки на характеристике вентилятора. В этой связи поставленная задача должна решаться на базе имеющихся, как правило, в системе измерения таких штатных параметров двигателя как: частота вращения  $n_B$  вентилятора, температура  $T_{вх}$  воздуха на входе в двигатель и статических давлений воздуха  $P_{вх}$  на входе в двигатель и воздуха  $P_B$  за вентилятором. В статье изложен способ оценки, позволяющий определить необходимые для поставленной задачи величины полных давлений на входе в двигатель,  $P_{вх}^*$ , и за вентилятором,  $P_B^*$ , на базе результатов испытаний двигателя на стендах разработчика на этапе летно-конструкторских испытаний (ЛКИ), и далее при их уточнении на стендах изготовителя на этапе эксплуатации.

## Постановка задачи

1) Известно, что характеристика вентилятора представляет собой зависимость степени сжатия  $\pi_v^*$  от приведенного расхода воздуха  $G_{впр}$  на линиях приведенных частот вращения  $n_{впр}$ . Граничными для этой связи на каждой приведенной частоте вращения являются точки потери газодинамической устойчивости, в совокупности определяющие границу устойчивой работы вентилятора и, соответственно, двигателя зависимостью  $\pi_v^*(G_{впр})$ .

Величины  $P_{вх}^*$  и  $P_{вх}$  связаны соотношением  $P_{вх}^* = \frac{P_{вх}}{\pi(\lambda_{вх})}$ , где  $\lambda$  определяется величиной приведенного расхода воздуха  $G_{впр}$  на входе в двигатель и, соответственно, в вентилятор. Примем, что эта связь идентична для стендовых испытаний и при работе двигателя в составе самолета. Поскольку при работе двигателя на стенде с лемнискатным входным устройством, потери величины полного давления в котором не превосходят 1 %, можем принять  $P_{вх}^* = P_{вх}$ . Тогда при стендовых испытаниях  $\pi(\lambda_{вх}) = \frac{P_{вх}}{P_{вх}}$ , и, соответственно, для дроссельной характеристики могут быть получены зависимости  $\pi(\lambda_{вх}) = f_1(n_{впр})$  и  $\pi(\lambda_{вх}) = f_2(G_{впр})$ .

В случае, если вентилятор оснащен поворотными направляющими аппаратами (НА), в том числе одним входным (ВНА), и возможна работа вентилятора при отсутствии их управления, например при работе при отказе их управления, то указанные зависимости  $\pi(\lambda_{вх}) = f_1(n_{впр})$  и  $\pi(\lambda_{вх}) = f_2(G_{впр})$  должны быть получены как для режимов с управлением НА (ВНА), так и при отсутствии управления ими.

Возможность использования указанных зависимостей для  $\pi(\lambda_{вх})$  как функции  $n_{впр}$  определяется достаточной крутизной линий приведенных частот вращения  $G_{впр}(n_{впр})$  для основных режимов двигателя в области возможных стационарных режимов и переменных режимов, приемистости и сброса для разных высот и скоростей полета.

2) Связь параметра  $P_v^*$ , необходимого для определения степени сжатия, и  $P_v$ , входящего в штатную систему измерений, также определяется через приведенный расход воздуха вентилятора  $G_{впр}$  и его приведенную частоту вращения  $n_{впр}$ . При этом используются измерения полного давления воздуха за вентилятором  $P_v^*$  специальными гребенками. Эти измерения являются обязательными при стендовых испытаниях и не требуют выполнения специальных сборок двигателя. Здесь, так же, как и при определении связи величин  $P_{вх}^*$  и  $P_{вх}$ , используется положение о достаточности вертикальности линий постоянных приведенных частот вращения  $n_{впр}$  вентилятора в координатах  $\pi_v^*(n_{впр})$ .

На рисунке 1 приведена зависимость  $G_{впр}(n_{впр})$  и зависимости  $\pi(\lambda_{вх})(n_{впр})$  и  $\pi(\lambda_v)(n_{впр})$  при управлении углом установки ВНА для одного из двигателей разра-

ботки АО «ОДК-Климов». Эти зависимости используются для оценки работы вентилятора одного из экземпляров этого двигателя в полетах самолета.

На рисунке 5 приведена характеристика вентилятора с режимной линией рабочих точек двигателя в условиях  $H_{п} = 0$  и  $M_{п} = 0$  МСА на стенде.

### Примеры применения способа оценки режима вентилятора двигателя при полетах самолета

1) Для применения представленного способа оценки режима вентилятора двигателя при полетах самолета выбраны режимы полета:

- в полете при разгоне до числа Маха  $M_{п} = 1,422$ ;
- в полете на высоте  $H_{п} = 15000$  м;
- в полете в дозвуковой области.

На рисунках 2, 3 и 4, соответственно, приведены графики изменения параметров двигателя в этих полетах, необходимых для применения данного способа оценки режима работы вентилятора, зафиксированных в накопителе информации полетных данных. Величины давлений в приведенных ниже таблицах — абсолютные.

2) Полет при достижении числа  $M_{п} = 1,422$  в виде графиков изменения параметров  $n_{в}$ ,  $T_{вх}$ ,  $n_{впр}$ ,  $P_{вх}$ ,  $P_{в}$ ,  $H_{п}$  и  $M_{п}$  показан на рисунке 3. В таблице 1 приведены величины указанных параметров в начале разгона самолета  $\tau = 14.54.24$  и в конце при достижении числа Маха  $M_{п} = 1,422$ .

Т а б л и ц а 1

$\tau$ , мин.с	$H_{п}$ ,м	$M_{п}$ ,ед	$n_{впр}$ ,%	$P_{в}$ , $\frac{кгс}{см^2}$	$P_{вх}$ , $\frac{кгс}{см^2}$	$t_{вх}$ , °С	$n_{в}$ ,%
14.54.24	11 468	0,906	97,48	1,06	0,28	-9,9	93,2
14.54.34	6781	1,424	96,45	3,12	1,11	73,6	99,2

В таблице 2 приведены для точек полета по таблице 1 величины  $P_{вх}^*$ ,  $P_{в}^*$ ,  $G_{впр}$  и  $\pi_{в}^*$ .

Т а б л и ц а 2

$\tau$ , мин.с	$n_{впр}$ ,%	$G_{впр}$ , $\frac{кг}{с}$	$\pi(\lambda_{вх})$	$P_{вх}^*$ , $\frac{кгс}{см^2}$	$\pi(\lambda_{в})$	$P_{в}^*$ , $\frac{кгс}{см^2}$	$\pi_{в}^*$
14.54.24	97,48	81,5	0,790	0,354	0,920	1,15	3,25
14.54.34	90,45	74,8	0,838	1,324	0,860	3,627	2,74

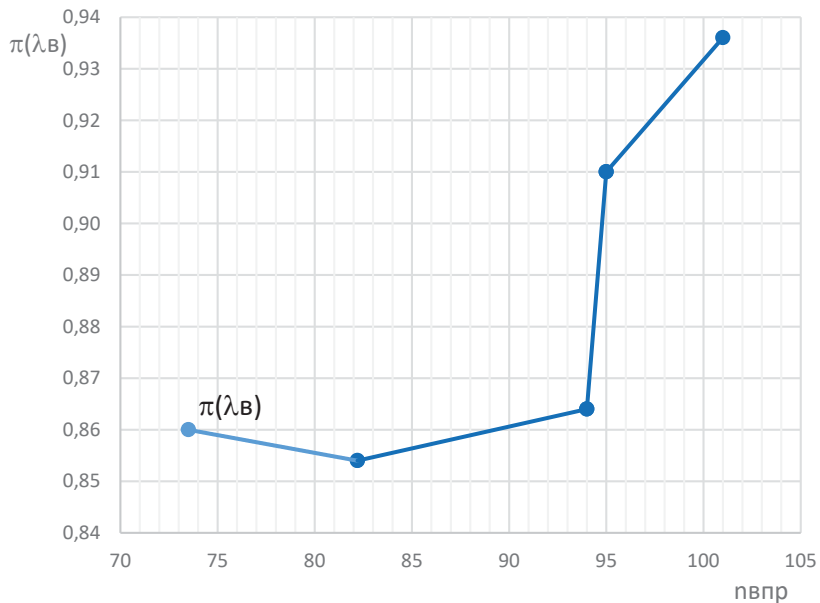
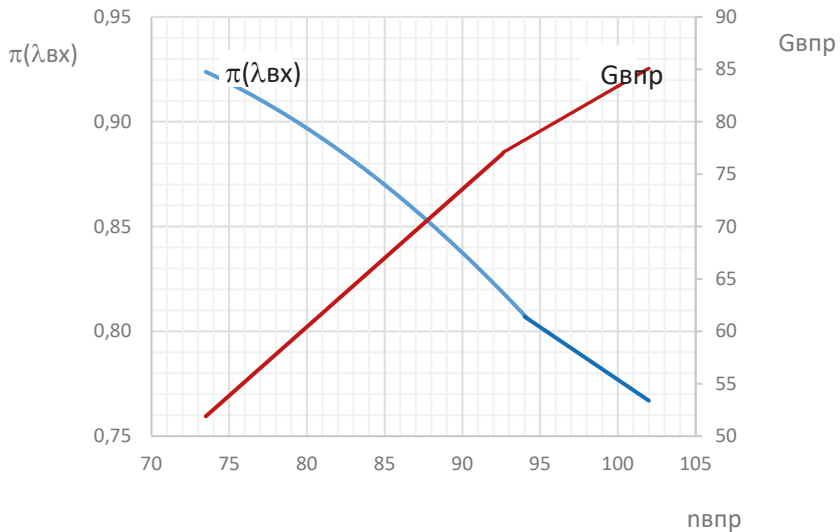


Рисунок 1

Таким образом, получены рабочие точки на характеристике вентилятора:

$$n_{\text{впр}} = 97,48\%, \quad G_{\text{впр}} = 81,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \pi_{\text{в}}^* = 3,25;$$

$$n_{\text{впр}} = 90,45\%, \quad G_{\text{впр}} = 74,8 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \pi_{\text{в}}^* = 2,74.$$

1) Графики для тех же параметров двигателя в полете при достижении высоты  $H_{\text{п}} = 15156\text{м}$  приведены на рисунке 4. В таблице 3 приведены величины параметров для конечной точки набора высоты при числе  $M_{\text{п}} = 0,888$ .

Т а б л и ц а 3

$H_{\text{п}}, \text{м}$	$M_{\text{п}}, \text{ед}$	$n_{\text{впр}}, \%$	$P_{\text{в}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$P_{\text{вх}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$t_{\text{вх}}, \text{°C}$	$n_{\text{в}}, \%$
15 156	0,888	101,7	0,62	0,15	-34,5	92,6

В таблице 4 приведены величины  $P_{\text{вх}}^*$ ,  $P_{\text{в}}^*$ ,  $G_{\text{впр}}$  и  $\pi_{\text{в}}^*$ , которые далее показаны в виде точки на характеристике вентилятора на рисунке 5.

Т а б л и ц а 4

$n_{\text{впр}}, \%$	$G_{\text{впр}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\pi(\lambda_{\text{вх}})$	$P_{\text{вх}}^*, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$\pi(\lambda_{\text{в}})$	$P_{\text{в}}^*, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$\pi_{\text{в}}^*$
101,7	84,5	0,770	0,195	0,935	0,663	3,40

Таким образом, рабочая точка на характеристике вентилятора:

$$n_{\text{впр}} = 101,7\%, \quad G_{\text{впр}} = 84,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \pi_{\text{в}}^* = 3,40.$$

2) Графики параметров для полета в дозвуковой области на высоте  $H_{\text{п}} = 4508\text{м}$  с числом  $M_{\text{п}} = 0,55$ , рисунок 5, приведены в таблице 5 и их обработка в таблице 6.

Т а б л и ц а 5

$H_{\text{п}}, \text{м}$	$M_{\text{п}}, \text{ед}$	$n_{\text{впр}}, \%$	$P_{\text{в}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$P_{\text{вх}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$t_{\text{вх}}, \text{°C}$	$n_{\text{в}}, \%$
4508	0,55	82,5	1,42	0,63	12,1	82,1

Т а б л и ц а 6

$n_{\text{впр}}, \%$	$G_{\text{впр}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	$\pi(\lambda_{\text{вх}})$	$P_{\text{вх}}^*, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$\pi(\lambda_{\text{в}})$	$P_{\text{в}}^*, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	$\pi_{\text{в}}^*$
82,5	63,5	0,884	0,713	0,855	1,661	2,33

Режимная точка работы двигателя на характеристике вентилятора:

$$n_{\text{впр}} = 82,5\%, \quad G_{\text{впр}} = 63,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \pi_{\text{в}}^* = 2,33.$$

На рисунке 5 приведена характеристика вентилятора с режимной линией рабочих точек двигателя в условиях  $H_{\text{п}} = 0$ ,  $M_{\text{п}} = 0$  МСА на стенде.

Определенные изложенным способом оценки режимные рабочие точки приведены на характеристике вентилятора на рисунке 5. Видно, что рабочие точки практически лежат на дроссельной характеристике двигателя.

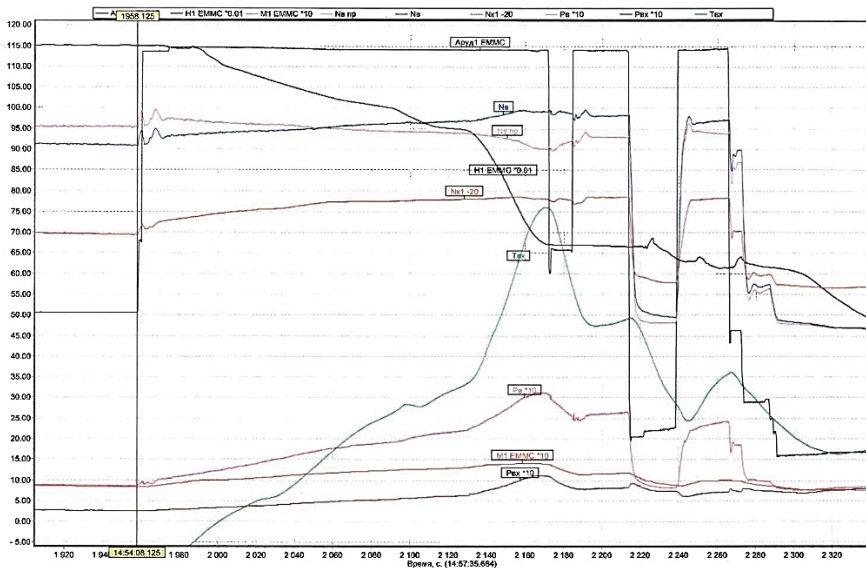


Рисунок 2

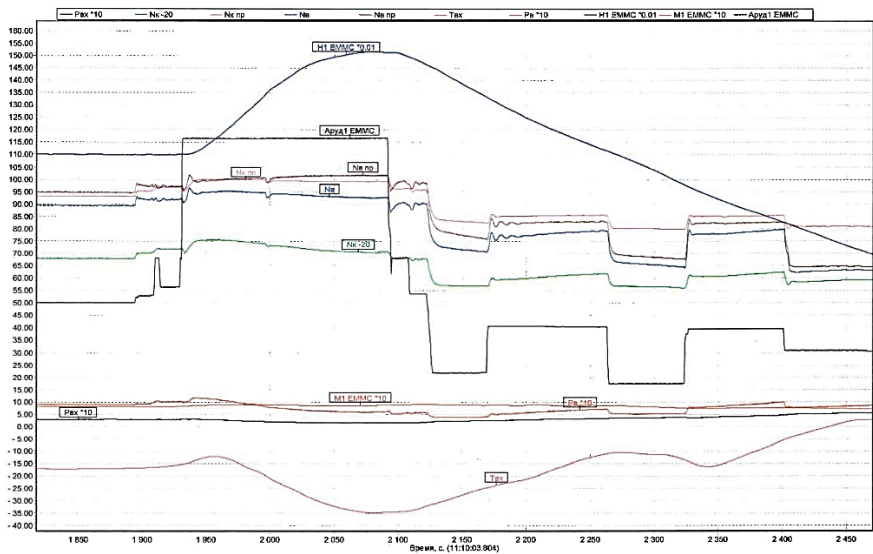


Рисунок 3

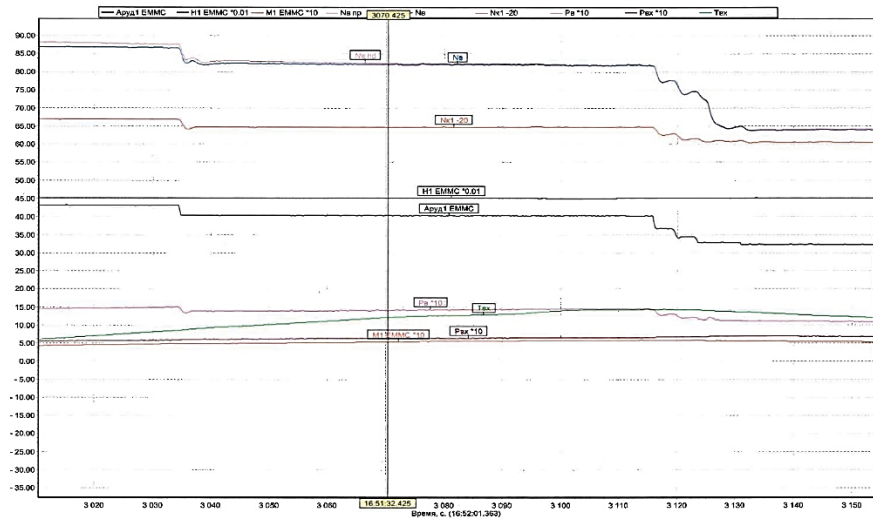


Рисунок 4



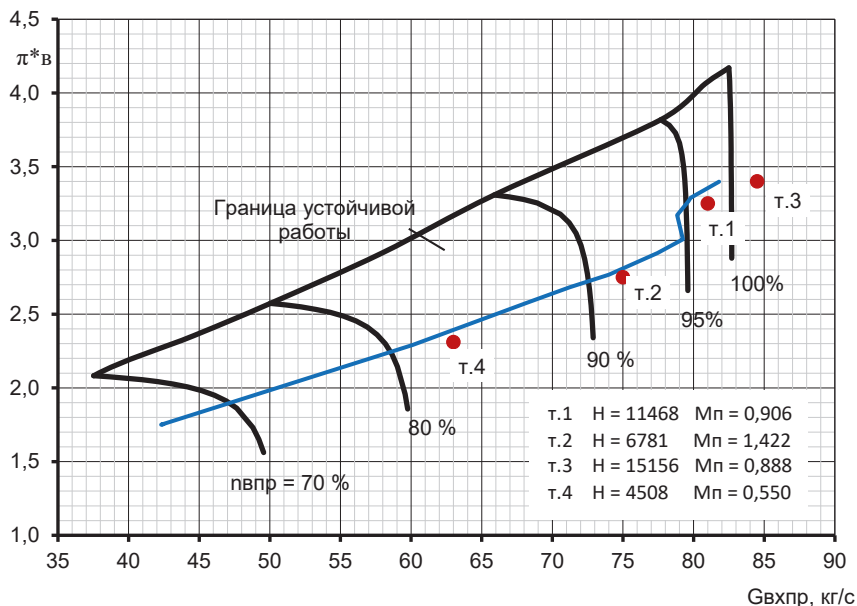


Рисунок 5

Полученные величины давлений  $P_{вх}^*$  позволяют оценить работу воздухозаборника самолета по величине потерь в нем полного давления. Ниже приведены исходные данные по указанным выше полетам для оценки и полученные при оценке величины  $\sigma_{вх}$ :

- 1)  $H_{п} = 11468\text{м}, \quad M_{п} = 0,906, \quad P_{н}^* = 0,3653 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \sigma_{вх} = 0,969;$
- 2)  $H_{п} = 6781\text{м}, \quad M_{п} = 1,422, \quad P_{н}^* = 1,4207 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \sigma_{вх} = 0,932;$
- 3)  $H_{п} = 15156\text{м}, \quad M_{п} = 0,888, \quad P_{н}^* = 0,1912 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \sigma_{вх} \sim 1;$
- 4)  $H_{п} = 4508\text{м}, \quad M_{п} = 0,550, \quad P_{н}^* = 0,7130 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad \sigma_{вх} = 0,986.$

Приведенные величины  $\sigma_{вх}$  в первом и третьем случаях можно рассматривать как свидетельствующие об ожидаемых потерях давления для указанных условий полета. Для высоты  $H=15156\text{м}$  полученный результат связан с тем, что погрешность измерения величины давления  $P_{вх} = 0,15 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$  соизмерима с величиной потерь давления.

Приведенные результаты применения оценки режима работы вентилятора по параметрам  $G_{впр}$  и  $\pi_{в}^*$  на его характеристике показывают возможность такой оценки.

Достоверность полученных результатов в части погрешности определения величины этих параметров зависит от погрешности определения величины давлений  $P_{вх}$  и  $P_{в}$  штатными датчиками системы измерения параметров двигателя. Поскольку погрешности измерения этих датчиков определены для их максимальных величин, то при измерении величин существенно меньших верхней границы диапазона измерений, погрешность также существенно увеличивается. Тем не менее, даже для таких режимов (здесь режимы полета на высоте  $H \approx 15000$ м на околосвуковой скорости), представленный способ оценки режима работы вентилятора, на наш взгляд, приводит к получению приемлемых результатов. Можно полагать, что при оценке величины потери полного давления воздуха в воздухозаборнике погрешность в определении величины  $\sigma_{вх}$  будут такими же, как и погрешности в определении величины  $P_{вх}$  поскольку принимаем, что величина  $P_{н}^*$  соответствует величинам  $H_{п}$  и  $M_{п}$ , получаемым от системы воздушных сигналов самолета.

### **Заключение**

Существует возможность на базе измеренных параметров двигателя и статистических характеристик, полученных при его стендовых испытаниях, оценить в эксплуатации работу вентилятора двигателя и потери полного давления воздуха в воздухозаборнике самолета. Для этого предлагается способ определения величин полных давлений на входе в двигатель и на выходе из вентилятора по величинам статических значений этих параметров, частоты вращения ротора вентилятора и температуры воздуха на входе в двигатель, входящих в его штатную систему измерения параметров.

*Р. И. Загвоздкин, А. Ю. Пеганов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
peganov@klimov.ru, zagvozdkin.r@klimov.ru

## **ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

*Аннотация.* Рассматриваются вопросы, связанные с оптимальным проектированием двухступенчатого центробежного компрессора, а именно — выбор распределения работы сжатия между ступенями и согласование напорных характеристик ступеней. Показано, что оба указанных фактора существенно влияют на удельные параметры компрессора в целом.

### **Введение**

В настоящее время все более активно в практику двигателестроения входит использование двухступенчатых высоконапорных центробежных компрессоров со степенью повышения полного давления до 20...25. Это в свою очередь предъявляет высокие требования к отдельным ступеням как по удельным параметрам, так и по диапазону бесрывной работы, так как от этого зависит газодинамическая устойчивость компрессора в целом, а это определяется выбором распределения работы сжатия между ступенями. Кроме того, одной из проблем, возникающих при проектировании двухступенчатых центробежных компрессоров, является согласование напорных характеристик обеих ступеней во всем эксплуатационном диапазоне частот вращения ротора, особенно это касается компрессоров, у которых отсутствует система регулирования. Обе эти проблемы практически никак не освещены в доступной технической литературе, несмотря на очевидность важности этого.

### **Основная часть**

Начало проектирования двухступенчатого центробежного компрессора (а в общем смысле и для осецентробежного компрессора тоже) начинается с разбиения работы сжатия между ступенями. В таблице 1 приведены соотношения по работе для ряда высоконапорных осецентробежных и центробежных компрессоров между группами ступеней.

Как видно, общепринятой практикой является примерно равное распределение работы сжатия между группами ступеней компрессора, однако нужно иметь ввиду, что большее нагружение первой группы приводит к уменьшению приведенного расхода на вторую группу, что может привести к увеличенному влиянию радиального зазора на КПД группы (ступени). В тоже время большее нагружение второй группы

приведет к тому, что уровень суммарного КПД компрессора будет определяться именно этой группой.

Таблица 1

Распределение работы между группами ступеней

Объект	Тип	1 группа	2 группа
T700	ОЦК	52	48
RTM322	ОЦК	45	55
Solar	ЦК	50	50
TB7-117	ОЦК	44	56
Ardiden 3G	ЦК	55	45

Ниже предлагается методика по выбору распределения работы сжатия между ступенями центробежного компрессора, но для этого необходимо определиться с уровнем КПД этих ступеней. На этапе выбора базовых термодинамических параметров ступеней для центробежного компрессора, когда кроме по сути двух интегральных параметров компрессора — приведенного расхода и степени повышения полного давления — для оценки КПД этих групп рекомендуется воспользоваться диаграммой Кордые с уровнями КПД, которые определяются аналитическими соотношениями между удельной скоростью  $N_s$  и удельным диаметром  $D_s$  (рисунок 1 [1–5]), при этом оба указанных критерия оцениваются по приведенным параметрам на входе. Для предварительных оценок авторами рекомендуется воспользоваться соотношениями между  $N_s$  и  $D_s$  при оптимальном значении геометрического угла выхода лопатки рабочего колеса  $\beta'_2 = 50^\circ$  [2].

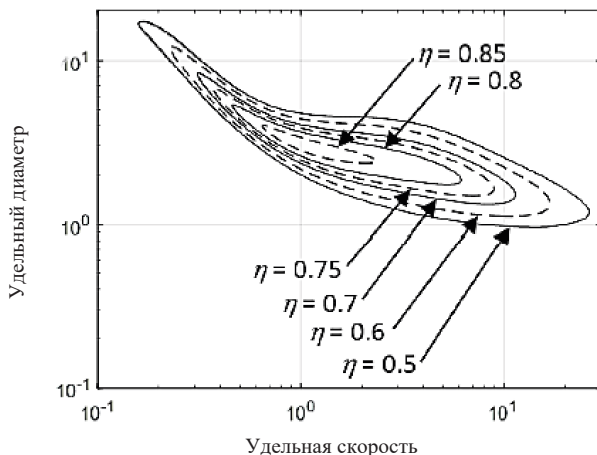


Рисунок 1. Диаграмма Кордые с уровнями КПД

Для примера рассмотрим выбор распределения работы сжатия между двумя центробежными ступенями для гипотетического компрессора на приведенный расход — 4,5 кг/с и степень повышения полного давления — 20, при этом адиабатические КПД ступеней компрессора будем оценивать по диаграмме Кордье через вычисленные значения удельной скорости  $N_s$  и удельного диаметра  $D_s$ . Частоту вращения ротора примем равной 40000 об/мин. Для выбора приемлемого варианта зададимся изменением степени повышения полного давления первой ступени от 5 до 6,6, а степень повышения полного давления второй ступени будет определяться исходя из равенства суммарной степени повышения давления компрессора.

В таблицах 2...3 приведены результаты расчета распределения работы по ступеням компрессора при изменении степени повышения давления первой ступени, а также показаны ожидаемые значения адиабатических КПД ступеней и другие параметры, включая габаритные размеры рабочих колес — диаметр выхода  $D_{21}$ , а также окружные скорости по рабочим колесам, которые влияют на прочностные характеристики колес.

Т а б л и ц а 2

**Результаты расчета параметров первой ступени**

Суммарные параметры компрессора и первой ступени							
$G_{1\text{пр}}$	$\pi^*_{\text{к}}$	$T^*_{1}$	$\pi^*_{1}$	$\eta^*_{1}$	$T^*_{12}$	$N_1$	% от общей
4.5	20	288.15	5	0.8640	481.85	196 293	39.83
4.5	20	288.15	5.2	0.8646	487.51	202 095	41.10
4.5	20	288.15	5.4	0.8650	493.04	207 776	42.35
4.5	20	288.15	5.6	0.8653	498.46	213 340	43.58
4.5	20	288.15	5.8	0.8654	503.76	218 792	44.79
4.5	20	288.15	6	0.8655	508.95	224 136	45.98
4.5	20	288.15	6.2	0.8654	514.04	229 378	47.15
4.5	20	288.15	6.4	0.8652	519.03	234 524	48.30
4.5	20	288.15	6.6	0.8650	523.93	239 579	49.43
4.5	20	288.15	6.8	0.8646	528.74	244 546	50.55
Дополнительные параметры первой ступени							
$Q_2, \text{м}^3/\text{с}$	$N_{\text{лад}}$	$n_{1\text{пр}}$	$\omega_{1\text{пр}}$	$N_s$	$D_s$	$D_{21}$	$U_{21}$
3.674	169254	40 000	4188.8	0.962	2.737	0.2586	541.6
3.674	174430	40 000	4188.8	0.941	2.800	0.2626	550.0
3.674	179465	40 000	4188.8	0.921	2.860	0.2663	557.8
3.674	184369	40 000	4188.8	0.902	2.917	0.2698	565.1
3.674	189149	40 000	4188.8	0.885	2.972	0.2732	572.1
3.674	193813	40 000	4188.8	0.869	3.025	0.2763	578.7
3.674	198367	40 000	4188.8	0.854	3.076	0.2794	585.1
3.674	202818	40 000	4188.8	0.840	3.126	0.2823	591.3
3.674	207170	40 000	4188.8	0.827	3.174	0.2852	597.3
3.674	211429	40 000	4188.8	0.814	3.222	0.2880	603.1

## Результаты расчета параметров второй ступени

Суммарные параметры второй ступени								
$G_{2\text{пр}}$	$\pi^*_2$	$\eta^*_2$	$T^*_к$	$H_2$	% от общей	$H_к$	$\eta^*_к$	
1.164	4.000	0.7846	762.85	296 571	60.17	492 864	0.7909	
1.126	3.846	0.7853	761.78	289 601	58.90	491 696	0.7928	
1.090	3.704	0.7861	760.75	282 804	57.65	490 580	0.7946	
1.057	3.571	0.7869	759.77	276 167	56.42	489 507	0.7963	
1.026	3.448	0.7879	758.82	269 681	55.21	488 473	0.7980	
0.997	3.333	0.7889	757.91	263 338	54.02	487 474	0.7997	
0.969	3.226	0.7900	757.02	257 130	52.85	486 508	0.8012	
0.944	3.125	0.7911	756.16	251 050	51.70	485 574	0.8028	
0.919	3.030	0.7924	755.34	245 093	50.57	484 672	0.8043	
0.896	2.941	0.7937	754.53	239 253	49.45	483 799	0.8057	
Дополнительные параметры второй ступени								
$Q_2, \text{м}^3/\text{с}$	$H_{2\text{ад}}$	$n_{2\text{пр}}$	$\omega$ ЦС пр	$N_s$	$D_s$	$D_{22}$	$U_{21\text{пр}}$	$U_{21\text{ф}}$
0.950	140 889	30932.3	3239.2	0.434	5.944	0.2991	484.4	626.4
0.919	136 088	30752.3	3220.4	0.436	5.926	0.2958	476.3	619.5
0.890	131 518	30579.2	3202.3	0.437	5.906	0.2926	468.5	612.8
0.863	127 161	30412.7	3184.8	0.439	5.884	0.2894	460.9	606.2
0.838	123 000	30252.3	3168.0	0.441	5.859	0.2863	453.6	599.7
0.814	119 019	30097.6	3151.8	0.444	5.833	0.2833	446.4	593.3
0.791	115 206	29948.2	3136.2	0.446	5.805	0.2803	439.5	587.1
0.770	111 547	29803.9	3121.1	0.449	5.774	0.2773	432.8	580.9
0.751	108 033	29664.3	3106.4	0.452	5.742	0.2744	426.2	574.7
0.732	104 653	29529.1	3092.3	0.455	5.708	0.2715	419.8	568.7

Как следует из анализа представленных материалов, при изменении степени повышения давления первой ступени в указанном выше диапазоне приводит к перераспределению работы сжатия от 40 до 50 % для первой ступени и, соответственно, от 60 до 50 % для второй ступени. При этом суммарный КПД компрессора в этом диапазоне изменяется всего на 1,5 %. Исходя из общих рассуждений наиболее оптимальным вариантом проточной части в этом конкретном случае будет вариант с примерным равенством диаметров рабочих колес  $D_2$ , при котором обеспечивается равенство распределения работ между ступенями компрессора.

Здесь же можно отметить, что при таком подходе к распределению работы между группами ступеней возможно выполнить выбор оптимальной частоты вращения для каждого соотношения степеней повышения полного давления групп ступеней. Как правило, это зависит от первой ступени, как наиболее нагруженного элемента компрессора, а для нее существует оптимальный диапазон по удельной скорости  $N_s = 0,7 \dots 0,9$ , в котором можно организовать процедуру поиска для выбора подходящего варианта с учетом габаритных размеров второй ступени. В таблицах 4 и 5 приведены расчеты параметров первой и второй ступеней при фиксированном значении удельной скорости первой ступени  $N_s = 0,8$ .

Таблица 4

**Результаты расчета параметров первой ступени**

Суммарные параметры компрессора и первой ступени							
$G_{1\text{ пр}}$	$\pi^*_{\text{к}}$	$T^*_{1}$	$\pi^*_{1}$	$\eta^*_{1}$	$T^*_{12}$	$H_1$	% от общей
4.5	20	288.15	5	0.8642	481.80	196 239	38.52
4.5	20	288.15	5.2	0.8642	487.60	202 192	39.99
4.5	20	288.15	5.4	0.8642	493.24	207 982	41.41
4.5	20	288.15	5.6	0.8642	498.73	213 618	42.79
4.5	20	288.15	5.8	0.8642	504.07	219 109	44.14
4.5	20	288.15	6	0.8642	509.27	224 465	45.46
4.5	20	288.15	6.2	0.8642	514.34	229 693	46.75
4.5	20	288.15	6.4	0.8642	519.30	234 800	48.01
4.5	20	288.15	6.6	0.8642	524.13	239 792	49.24
4.5	20	288.15	6.8	0.8642	528.86	244 676	50.45
Дополнительные параметры первой ступени							
$Q_2, \text{м}^3/\text{с}$	$H_{\text{lad}}$	$n_{1\text{ пр}}$	$\omega_{1\text{ пр}}$	$N_s$	$D_s$	$D_{21}$	$U_{21}$
3.674	169 254	33258	3482.7	0.800	3.278	0.3097	539.4
3.674	174 430	34018	3562.3	0.800	3.278	0.3074	547.6
3.674	179 465	34751	3639.2	0.800	3.278	0.3052	555.4
3.674	184 369	35461	3713.5	0.800	3.278	0.3032	562.9
3.674	189 149	36149	3785.5	0.800	3.278	0.3013	570.2
3.674	193 813	36815	3855.3	0.800	3.278	0.2994	577.2
3.674	198 367	37462	3923.0	0.800	3.278	0.2977	583.9
3.674	202 818	38091	3988.8	0.800	3.278	0.2960	590.4
3.674	207 170	38702	4052.9	0.800	3.278	0.2945	596.7
3.674	211 429	39297	4115.2	0.800	3.278	0.2930	602.8

## Результаты расчета параметров второй ступени

Суммарные параметры второй ступени								
$G_{2\text{пр}}$	$\pi^*_{2}$	$\eta^*_{2}$	$T^*_{к}$	$N_2$	% от общей	$N_k$	$\eta^*_{к}$	
1.164	4.000	0.7428	778.02	313 220	61.48	509 458	0.7652	
1.126	3.846	0.7495	774.55	303 466	60.01	505 658	0.7709	
1.090	3.704	0.7557	771.44	294 274	58.59	502 256	0.7761	
1.057	3.571	0.7615	768.63	285 558	57.21	499 176	0.7809	
1.026	3.448	0.7668	766.05	277 251	55.86	496 361	0.7853	
0.997	3.333	0.7719	763.67	269 301	54.54	493 767	0.7895	
0.969	3.226	0.7767	761.47	261 667	53.25	491 360	0.7933	
0.944	3.125	0.7814	759.41	254 316	51.99	489 116	0.7970	
0.919	3.030	0.7859	757.48	247 220	50.76	487 012	0.8004	
0.896	2.941	0.7902	755.67	240 358	49.55	485 034	0.8037	
Дополнительные параметры второй ступени								
$Q_2, \text{м}^3/\text{с}$	$H_{2\text{ад}}$	$n_{2\text{пр}}$	$\omega_{\text{ПС пр}}$	$N_s$	$D_s$	$D_{22}$	$U_{21\text{пр}}$	$U_{21\text{ф}}$
0.950	140 889	25718.4	2693.2	0.361	6.900	0.3471	467.5	604.5
0.919	136 088	26153.0	2738.7	0.371	6.765	0.3376	462.4	601.4
0.890	131 518	26566.8	2782.1	0.380	6.634	0.3286	457.1	598.0
0.863	127 161	26961.8	2823.4	0.389	6.506	0.3201	451.8	594.3
0.838	123 000	27339.4	2863.0	0.399	6.382	0.3119	446.5	590.3
0.814	119 019	27701.1	2900.8	0.408	6.261	0.3041	441.0	586.1
0.791	115 206	28048.0	2937.2	0.418	6.142	0.2966	435.6	581.8
0.770	111 547	28381.2	2972.1	0.427	6.025	0.2894	430.1	577.2
0.751	108 033	28701.6	3005.6	0.437	5.911	0.2825	424.5	572.4
0.732	104 653	29010.2	3037.9	0.447	5.799	0.2758	419.0	567.5

Теперь рассмотрим второй аспект, который также влияет на конструктивный облик двухступенчатого центробежного компрессора, включая профилирование лопаточных венцов, т. е. согласование напорных характеристик ступеней. Под согласованием характеристик понимается, во-первых, обеспечение максимально широкого диапазона совместной работы обеих ступеней во всем эксплуатационном диапазоне частот вращения, включая режим запуска. Во-вторых, — совмещения оптимумов характеристик ступеней по КПД для обеспечения максимального уровня КПД компрессора в целом. Поэтому, даже если две ступени спрофилированы оптимально для расчетного режима, то если характеристики обеих ступеней не согласованы должным образом, то суммарные характеристики компрессора будут неудовлетворительными, особенно это касается запасов газодинамической устойчивости.



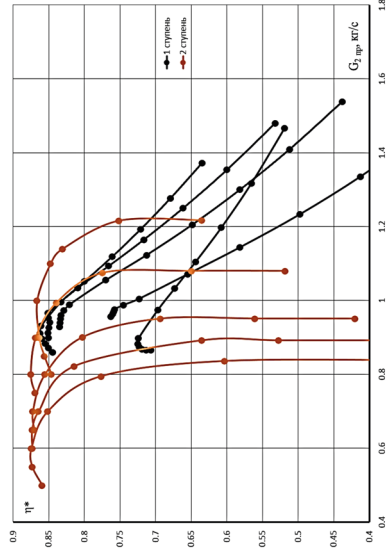
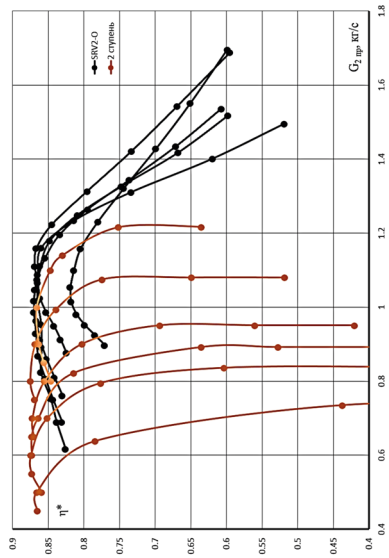
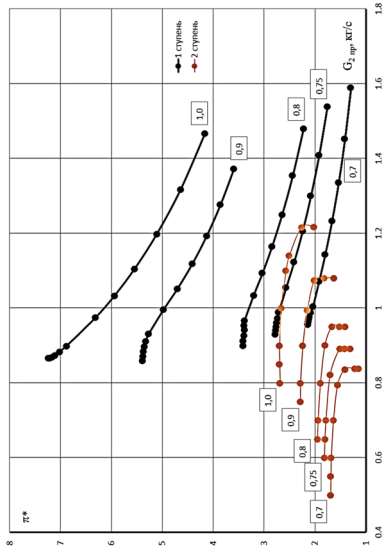
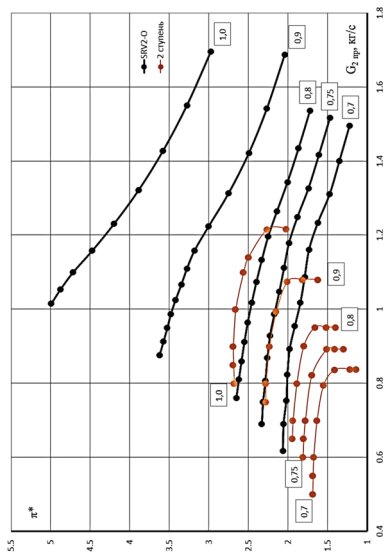
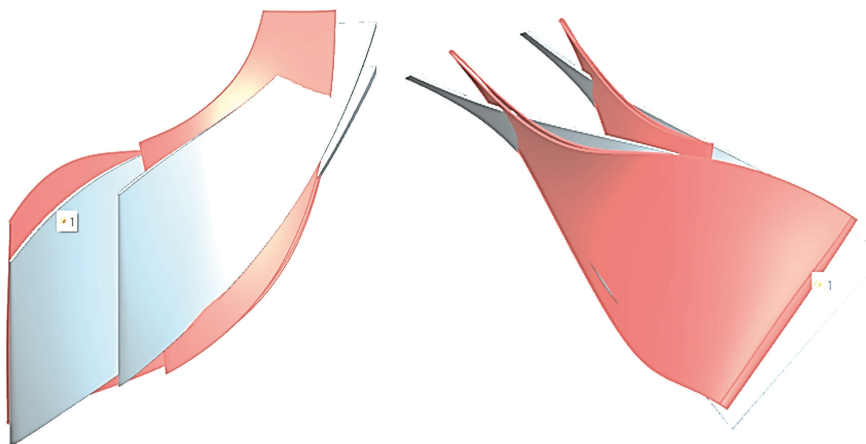


Рисунок 2. Пример согласования ступеней

На рисунке 2 и 3 показаны два типа согласования характеристик ступеней — «плохое» — слева и «хорошее» — справа, в которых применены две разные первых ступени, но спроектированные на близкие параметры, отличающиеся профилированием рабочих колес, и одна и та же вторая ступень [6].

На рисунке 3 показано сравнение лопаток рабочих колес для первого и второго случая профилирования первой ступени, красным цветом — лопатка «плохого» согласования, серым — «хорошего» согласования.



**Рисунок 3.** Сравнение лопаток рабочих колес

Как следует из анализа, в первом случае суммарная характеристика компрессора в области пониженных частот вращения будет полностью определяться первой ступенью, а наличие очень узкого диапазона совместной работы может свидетельствовать о том, что без введения специальных мероприятий (включая перепрофилирование рабочего колеса или регулирование диапазона введением перепуска между ступенями) по смещению напорной характеристики первой ступени влево для расширения диапазона совместной работы компрессор не будет иметь запасов газодинамической устойчивости. В тоже время во втором случае, когда напорная характеристика первой ступени имеет широкие диапазоны согласования по расходу со второй ступенью во всем диапазоне частот вращения, данный компрессор не будет иметь проблем с запасами газодинамической устойчивости без применения дополнительных мероприятий.

### **Вывод**

Полученный результат по взаимному влиянию обеих ступеней центробежного компрессора свидетельствует, что без правильного решения проблем выбора распре-

деления работы между ступенями и учета согласования напорных характеристик ступеней спроектировать «хороший» компрессор (даже при оптимальном профилировании лопаточных венцов ступеней в расчетной точке) очень сложно.

### Литература

1. *Sondelski B., Nellis G.* Mass Optimization of a Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle with a Direct Cooled Nuclear Reactor for Space Surface Power // *Applied Thermal Engineering*. 2019.
2. *Rodgers C.* Design and test of a small two-stage high-pressure ratio centrifugal compressor, ASME 74-GT-137 // *American Society of Mechanical Engineers*. 1974.
3. *Palmer D. L., Waterman W. F.* Design and Development of an Advanced Two-Stage Centrifugal Compressor // *J. Turbomach. Apr.* 1995. Vol. 117 (2). P. 205–212.
4. *Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986.
5. *Мариняк А. И., Пеганов А. Ю.* Оценка применимости диаграммы Кордье для выбора прочной части центробежного компрессора // *Газотурбинные технологии*. № 2/2023 (191). 15В.641.0078-2024ТС. Поступенчатый анализ компрессора.
- 6.

**С. А. Загородников, А. В. Самойлов, М. В. Силюянова**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», Москва  
zagorodnikovsergey@yandex.ru, andrey.samoylov.98@inbox.ru, dc2mati@yandex.ru

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА В АППАРАТЕ ЗАКРУТКИ ВОЗДУХА ТВД В ДВУХКОНТУРНОМ ТУРБОРЕАКТИВНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ПАРАМЕТРОМ ВЗЛЕТНОЙ ТЯГИ 7 ТОНН**

*Аннотация.* Авторы представляют исследование по оптимизации параметров поля температур в аппарате закрутки воздуха турбины высокого давления на турбореактивном двухконтурном двигателе классом тяги 7 тонн прототипа ПД-8. Получена зависимость профиля разности температур от режима работы, а также проведена валидация полученных данных. По результатам полученных экспериментальных данных выполнено сравнение газодинамических параметров в случае учета утечки из области под камерой сгорания. Численное моделирование и анализ выполнялось в коммерческом пакете ANSYS CFX на модели турбулентности SST с ламинарно-турбулентным переходом Gamma-Theta. Использовалась высоко-детализированная модель аппарата закрутки и покрывного диска модуля турбины высокого давления.

*Ключевые слова:* аппарат закрутки, ТРДД, газодинамика, воздушный поток, покрывной диск, ТВД.

### **Введение**

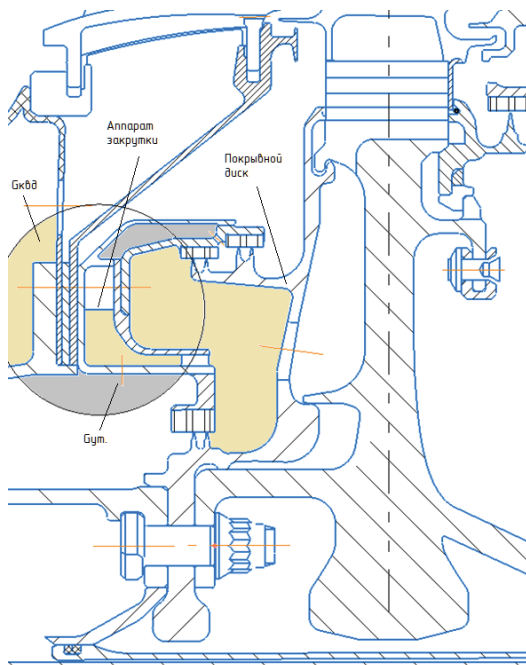
Численное моделирование течения и теплообмена в аппарате закрутки газовой турбины высокого давления традиционно относится к одному из самых сложных и трудоемких процессов. Цели исследования добиться оптимального температурного поля.

Оценка параметров потока в системе подвода производилась с помощью 2D и 3D методик, которые позволяют произвести детальное изучение гидравлических и тепловых характеристик систем охлаждения.

Система подвода состоит из парциального аппарата предварительной закрутки потока, междискковой полости, системы уплотнений и каналов подвода воздуха к лопатке через отверстия в диске ротора [1,10]. Область исследования представлена на рисунке 1.

### **Методика исследования**

Оптимизация температурного режима аппарата закрутки (АЗ) в газотурбинном двигателе является критически важным процессом, поскольку он напрямую влияет на эффективность работы двигателя и его надежность.



**Рисунок 1.** Геометрия рассматриваемой области аппарата закрутки [2]

Выбор методов оптимизации температурного режима должен основываться на достижении оптимального баланса между высокой эффективностью работы двигателя и долговечностью его узлов и деталей [3].

Один из наиболее распространенных методов оптимизации температурного режима включает в себя использование управления потоком воздуха для охлаждения аппарата закрутки [6]. Этот метод позволяет регулировать температуру аппарата и поддерживать ее на оптимальном уровне, что способствует повышению эффективности работы двигателя и снижению вероятности перегрева и износа.

Обоснование выбора методов оптимизации температурного режима аппарата закрутки воздуха необходимо учитывать следующие факторы и критерии:

- 1) Конструкция и материалы аппарата закрутки воздуха. При заданных граничных условиях температуры на входе 844,01 К, необходимо учитывать характеристики жаропрочного сплава. В данном прототипе используется никелевый сплав ХН62ВМЮТ-ВД [5].
- 2) Режим работы двигателя. В процессе моделирования учитывается частота вращения вала, которая создает центробежную силу и влияет на термодинамические характеристики потока;
- 3) Учет подвода утечки из области под камерой сгорания;

- 4) Процесс не является адиабатическим, таким образом учитывается преобразование кинетической энергии потока и нагрев стенок канала.

Когда воздух проходит через компрессор, его скорость увеличивается и он нагревается. Однако, если воздух закручивается в направлении вращения ротора и его скорость приближается к окружной скорости ротора, то разница скоростей между относительным движением воздуха и ротора уменьшается [4]. Это приводит к уменьшению температуры торможения воздуха.

Основные уравнения, описывающие аппарат закрутки воздуха, включают уравнение непрерывности, уравнение сохранения импульса и уравнение сохранения энергии.

Уменьшение температуры торможения воздуха позволяет увеличить его плотность, что в свою очередь повышает эффективность работы двигателя.

Методы оптимизации поля температур не должны снижать безопасность эксплуатации ТВД.

### Геометрия и особенности моделирования

На рис. 2 приведена геометрия системы подвода и расчетная область.

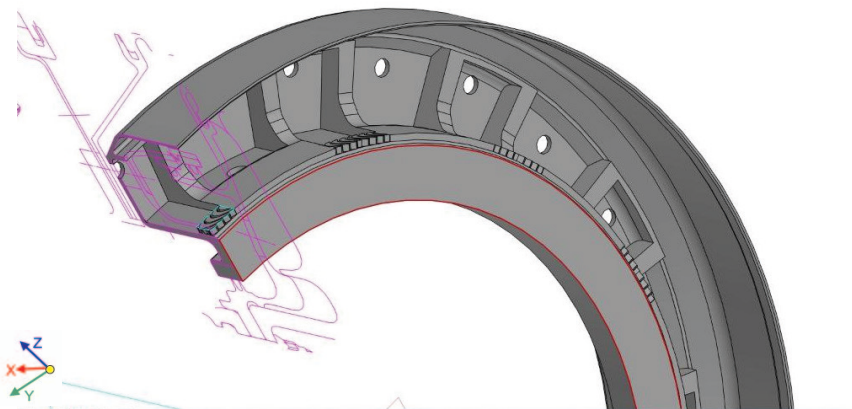
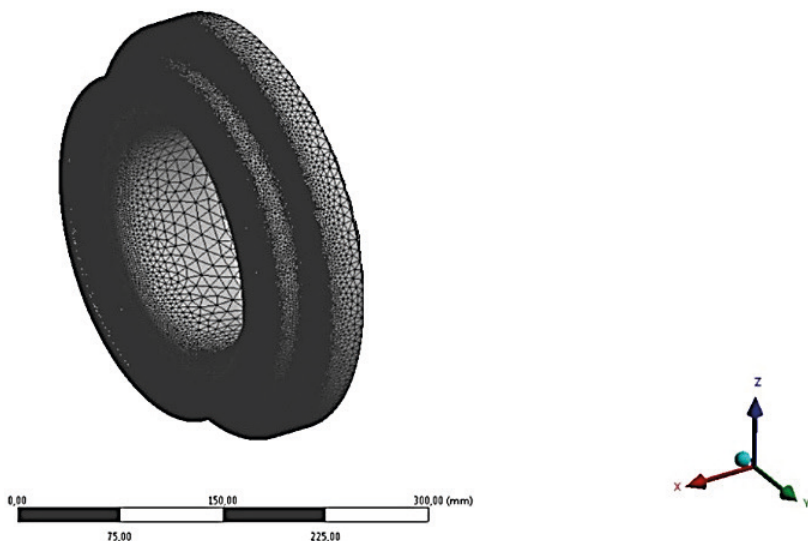


Рисунок 2. Модель аппарата закрутки в 3Д постановке [8]

Необходимо учитывать, что при сегментации области аппарат закрутки на исходном прототипе имеет разные координаты отверстий подводящего охлаждающего воздуха. При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов со схемой второго порядка точности. Уравнение энергии решалось с учетом работы вязких сил [7, 9].

В расчетах использовалась гибридная расчетная тетраэдральная сетка и призматическими слоями на стенках (рис. 3), число узлов сеток составляло в среднем 40 млн элементов.



**Рисунок 3.** Расчетная сетка 40 млн. элементов

### Результаты расчетов

Одной из основных характеристик течения в системе подвода является распределение расходов, температурного поля и турбулентности. Первый вариант рассматривает предельное значение расхода охлаждающего воздуха, поступающего в АЗ, отбираемого за компрессором высокого давления без учета утечки из области под камерой сгорания. Второй вариант рассматривает аналогичную ситуацию с учетом утечки из области под камерой сгорания. В таблице 1 приведены результаты расчета при диапазоне значений расхода утечки. При решении задачи численным методом учитывалось вращение роторной части рассматриваемой модели, закрутка утечки при выходе из лабиринтного уплотнения.

Процесс рассматривается как политропический, что влияет на нагрев потока от центробежного движения и термодинамический обмен энергией между потоками.

Задается уровень статического давления за аппаратом закрутки исходя из уровня давления в осевом зазоре проточной части и в думисной полости, определяются утечки в осевой зазор и затекание из думисной полости в полость за АЗ. Площадь АЗ назначается исходя из потребного расхода в лопатку и утечек. При этом учитывается работа системы подвода на крейсерском режиме работы двигателя, то есть с ограничением подачи основного охлаждающего воздуха определяется площадь АЗ.

Результаты сравнения вариантов отбора охлаждающего воздуха

Отбор	Температура потока за КВД до АЗ, ( $T^*_{квд}$ , К)	Температура потока утечки, ( $T^*_{ут}$ , К)	Температура потока за АЗ ( $T^*_{аз}$ , К)
Без учета утечки	844,01	–	836,7
С учетом утечки (0,15 кг/с)	844,01	827,2	824,6
С учетом утечки (0,3 кг/с)	844,01	803,4	813,7
С учетом утечки (0,45 кг/с)	844,01	799,3	804,6
С учетом утечки (0,6 кг/с)	844,01	796,6	795,3
С учетом утечки (0,75 кг/с)	844,01	792,9	790,5
С учетом утечки (0,9 кг/с)	844,01	791,4	789,1

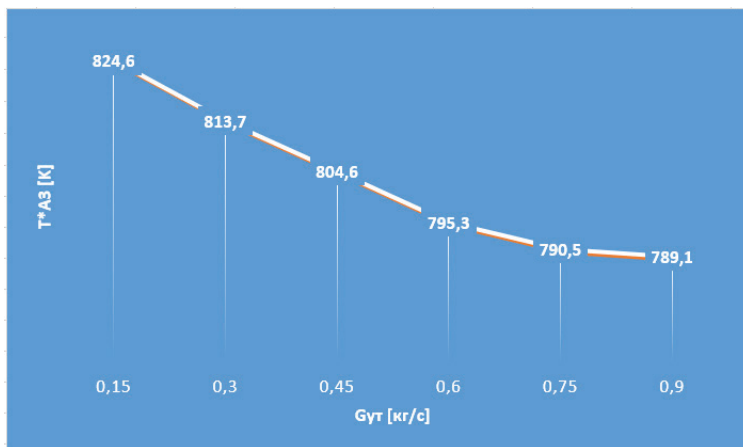


Рисунок 4. График температуры потока за аппаратом закрутки

### Заключение

Авторы предполагают, что с учетом анализа температурного поля для наилучшей оптимизации необходимо ввести закрутку потока воздушной утечки тем самым повысив теплоотдачу потока. Закрутка увеличивает коэффициент теплоотдачи потока, что позволяет более эффективно охлаждать покрывной диск турбины высокого давления.



Учет утечки позволит сэкономить отбираемый воздух за КВД, что позволяет повысить КПД установки за счет меньшего отбора. Охлаждение покрывного диска с учетом подвода утечки позволяет избежать перегрева, увеличить ресурс работы.

По результатам исследования на двигателе классом тяги 7 тонн, была проведена оптимизация потока и сделан вывод о том, что геометрия аппарата закрутки не требует доработки геометрии, а также оптимальный расход утечки не должен превышать 0.3 кг/с (повышенный отбор) и быть меньше 0.15 кг/с (перегрев аппарата закрутки).

## Литература

1. *Силуянова М. В.* Основы проектирования, конструкция и расчет основных характеристик авиационных газотурбинных двигателей. М.: Изд-во Доброе слово и Ко, 2023. 166 с.
2. *Загородников С. А., Самойлов А. В., Силуянова М. В.* Исследование течения воздушного потока в области под камерой сгорания турбореактивного двухконтурного двигателя // *Фундаментальная наука и технологии — перспективные разработки.* Bengaluru, India, 2023. С. 140–149.
3. *Karabay H., Wilson M., Owen J. M.* Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems // *ASME Paper 2001-GT-0200.*
4. *Morse A. P.* Numerical Prediction of Turbulent Flow in Rotating Cavities // *J. of Turbomachinery.* Vol. 110. P. 202.
5. *Марочник сталей и сплавов / под ред. А. С. Зубченко.* 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение: Машиностроение-1, 2003. 782 с.
6. *Андреевко В. М. и др.* Устройство для охлаждения рабочего колеса турбины. 2013.
7. *Киселев Н. В., Каравайков В. М.* Моделирование процессов тепломассопереноса на основе технологии ANSYS // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики.* 2012. № 9–10. С. 20–26.
8. *Загородников С. А., Самойлов А. В., Ситин В. И., Чудаев К. В.* Поваренная книга турбиниста. М., 2022. URL: <https://turbineistscookbook.ru/> (дата обращения: 13.06.2024).
9. *Викулкин А. В., Ярославцев Н. Л., Земляная В. А.* Исследование теплообмена в системах охлаждения теплонапряженных конструкций // *Теплоэнергетика.* 2017. № 1. С. 39–44.
10. *Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. Л., Осипов М. И.* Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок учебник для вузов / под ред. А. И. Леонтьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 592 с.

***А. С. Ильиных***

РГАТУ им П. А. Соловьева, Рыбинск  
andrey03ilinyh@gmail.com

***С. М. Хасанов, О. Н. Левитова***

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск  
salavat.khasanov@uec-saturn.ru

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СМЕШЕНИЯ ПОТОКОВ ПЕРВОГО И ВТОРОГО КОНТУРОВ ЗА ЛЕПЕСТКОВЫМ СМЕСИТЕЛЕМ**

**Аннотация.** В работе рассмотрена прикладная задача по разработке выбору штатного смесителя. В работе использовался метод численного моделирования. Были рассмотрены четыре модели смесителей. Лучшим смесителем по полноте смешения и температурной неравномерности является модель № 4, геометрическая модель № 3 при коэффициенте смешения чуть ниже  $K_{см} = 0,72$ , обладает более низкими потерями полного давления  $\delta_{\Sigma} = 0,58\%$ .

Для улучшения экономичности, получения требуемых характеристик и обратной тяги на режиме реверсирования при не высокой степени двухконтурности ( $m = 2 \dots 3$ ) используются выходные устройства со смешением потоков. Эффективность таких выходных устройств в значительной степени определяется конструкцией смесителя. В настоящее время широкое распространения получили смесители кольцевые, вихревые и лепестковые.

Использование вихревых смесителей позволяет повысить интенсивность выравнивания параметров в камере смешения, но сопровождается слишком высокими потерями полного давления. Лепестковые смесители, позволяющие выровнять потоки с приемлемым уровнем потерь полного давления, получил наиболее широкое распространение в двигателестроении. Быстрое выравнивание параметров лепестковым смесителем достигается благодаря глубокому взаимному внедрения потоков на входе в камеру смешения.

Для оценки эффективности смесительного устройства широкое распространение получил способ численного моделирования с помощью двухмерных и трехмерных коммерческих пакетов вычислительной газовой динамики. Окончательный выбор смесителя осуществляется по результатам испытаний на моделях или на натурном двигателе.

Целью данной работы является разработка и выбор смесителя для установки на двигателе в качестве штатного с минимальными потерями полного давления и высоким коэффициентом смешения потоков. Согласно конструктивным требованиям двигателя потери полного давления в камере смешения не должны превышать

1,12 %, потери полного давления во втором контуре от входа в корпус промежуточный наружного канала до среза смесителя 2,45 %.

В работе разработаны три варианта лепестковых смесителей, а также для сравнения характеристик смешения выполнены расчетные исследования, где в качестве смесителя использовался кольцевой канал. На рис. 1 представлены расчетные модели смесителей.

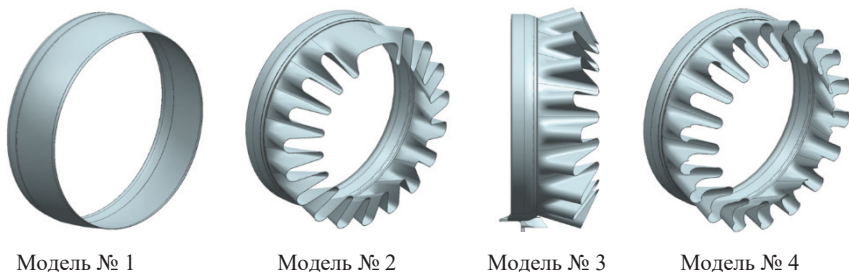
Исследуемая геометрическая модель № 1 выполнена в виде кольцевого канала. Геометрическая модель № 2 представляет собой смеситель с восемнадцатью лепестками, угол подрезки лепестков составляет  $24^{\circ} 35'$  при этом два лепестка сдвоены, площади по контурам были изменены для обеспечения степени двухконтурности двигателя. Геометрическая модель № 3 выполнена без сдвоенного лепестка, количество лепестков 18, каждый второй лепесток подрезан на больший угол  $34^{\circ} 35'$  по сравнению с предыдущим  $24^{\circ} 35'$ . Геометрическая модель № 4 состоит из 18 лепестков, модель без сдвоенного лепестка, угол подрезки всех лепестков составляет  $34^{\circ} 35'$ , по бокам лепестков выполнен вырез для предварительного смешения потоков первого и второго контура.

Для исследования характеристик лепесткового и кольцевого смесителя построены четыре варианта сеточных моделей, основные характеристики которых сведены в таблицу 1.

Высота первой пристеночной ячейки выбиралась равной 0,1 мм с коэффициентом возрастания 1,22, равному отношению высот двух соседних ячеек. Основные характеристики расчетной области газоотводящего устройства представлены в таблице 1.

Расчетное исследование выполнено с использованием прикладного коммерческого пакета. Для решения системы уравнения Навье — Стокса использовалась SST k —  $\omega$  модели турбулентности. В качестве рабочего тела использовался воздух.

Теплообмен с внешней средой и внутренними элементами не учитывался, поверхности элементов конструкции выходного устройства считались адиабатными.



**Рисунок 1.** Геометрические модели смесителей

### Основные характеристики сеточных моделей смесителей

Число узлов	$(10,12 - 13,05) \cdot 10^6$
Количество элементов	$(23,98 - 25,7) \cdot 10^6$
Коэффициент возрастания	1,2
Безразмерный параметр $u^+$	4,21 – 7,06
Минимальный угол	$18^\circ - 22^\circ$
Количество призматических слоев	12

Расположение регионов показано на рис. 2.

На входе в регион Inlet задавалось полное давление и температура для режима работы «Крейсерский» при максимальной тяге двигателя без учета закрутки потока и неравномерности температурного поля.

На выходе из выходного устройства задавалось статическое давление равное атмосферному с учетом высоты полета на крейсерском режиме.

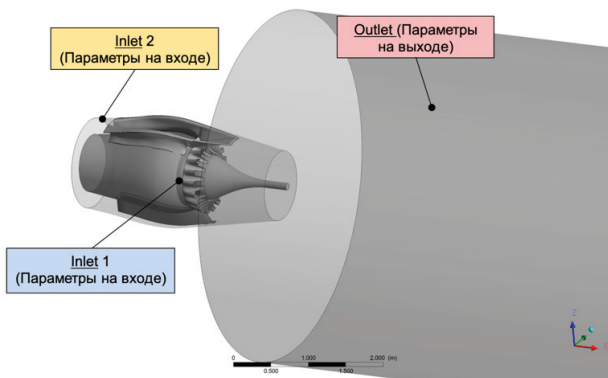


Рисунок 2. Расположения регионов приложения граничных условий

### Граничные условия для режима работы двигателя «Крейсерский» при максимальной тяге двигателя

Название региона	Параметр	Величина
Inlet 1	Полное давление $P^*$	51305,7 Па
	Полная температура $T^*$	763,44 К
Inlet 2	Полное давление $P^*$	53187,7 Па
	Полная температура $T^*$	293,46 К
Outlet	Атмосферное давление	19747,2 Па

Далее проводился анализ результатов численного моделирования для определения потерь полного давления и коэффициента смешения.

Давление на входе в смеситель по контурам определяется по следующим формулам:

$$P_{\text{вх.см1}}^* = P_{\text{вх1}}^* \cdot \sigma_1, \quad (1)$$

$$P_{\text{вх.см2}}^* = P_{\text{вх2}}^* \cdot \sigma_2. \quad (2)$$

Потери полного давления во втором контуре, от сечения входа в корпус промежуточный наружного канала до входа в смеситель, рассчитывались по формуле:

$$\delta_2 = \left(1 - \frac{P_{\text{вх.см2}}^*}{P_{\text{вх2}}^*}\right) \cdot 100\%. \quad (3)$$

Для определения потерь на смешение потоков приближенно вычислялось полное давление на входе в смеситель по формуле, предложенной в [3]:

$$P_{\text{см}}^* = \frac{P_{\text{вх.см1}}^* + \bar{F} \cdot P_{\text{вх.см2}}^*}{1 + \bar{F}}, \quad (4)$$

где для восемнадцатилепесткового смесителя, а также кольцевого  $\bar{F} = 2,677$  (определено по результатам численного моделирования в коммерческом пакете прикладной газодинамики).

Тогда потери на участке от входа в смеситель до среза сопла определяются как

$$\delta_{\text{см.с}} = \left(1 - \frac{P_{\text{с}}^*}{P_{\text{см}}^*}\right) \cdot 100\%. \quad (5)$$

Общие потери от входа в корпус промежуточный наружного канала и за ЗСУ до среза сопла рассчитывались по формуле:

$$\delta_{\Sigma} = \left(1 - \frac{P_{\text{с}}^*}{P_{\text{сред.}}^*}\right) \cdot 100\%, \quad (6)$$

где

$$P_{\text{сред.}}^* = \frac{P_{\text{г}}^* + \bar{F} \cdot P_{\text{в}}^*}{1 + \bar{F}}. \quad (7)$$

Изменение полного давления по сечениям представлено на рис. 3, при этом график зависимости изменения потерь полного давления от относительной длины ( $L_{\text{отн}} = L_i / L_{\text{вы}}$ ) построено по выражению до среза смесителя, как:

$$P_{\text{сред.}}^* = \frac{P_{i \text{ сеч.}}^* + \bar{F}_i \cdot P_{i \text{ сеч.}}^*}{1 + \bar{F}_i}, \quad (8)$$

где  $P_{i \text{ сеч.}}^*$  — среднее значение полного давления в  $i$  — том сечении,  $\bar{F}_i = F_{2i} / F_{1i}$  — отношение площадей в  $i$  - том сечении

Общие потери полного давления от выхода из вентилятора и турбины до среза в  $i$  — сечении рассчитывались по формуле:

$$\delta_{\Sigma} = \left(1 - \frac{P_{i\text{сеч}}^*}{P_{\text{сред.}}^*}\right) \cdot 100\%, \quad (9)$$

далее за срезом смесителя значения общих потерь полного давления рассчитывались как:

$$\delta_{\Sigma} = \left(1 - \frac{P_i^*}{P_{\text{сред.}}^*}\right) \cdot 100\%, \quad (10)$$

где  $P_i^*$  — среднемассовое значение полного давления в  $i$ -том сечении, после среза смесителя.

Из представленного на рис. 3 изменения потерь полного давления видно, что для всех моделей смесителей, за исключением кольцевого, с увеличением относительного расстояния монотонно возрастают. Особенно резкий рост с величины 0,05 % до 0,51 % достигается в области установки пилонов (для расчетной модели смесителя № 4). При этом модель № 1 имеет иную картину роста потерь давления с величины 0,02 % до 0,12 %. Данный факт обусловлено тем, что в расчете модели № 1 с кольцевым смесителем, выполненным на первом этапе расчетных исследований, отсутствовали пилоны в расчетной области. Далее по тракту канала в области установки смесителя потери полного давления возрастают с величины 0,51 % до 0,54 % (модель № 4). В камере смешения для всех расчетных моделей смесителей наблюдается резкое увеличение потерь полного давления.

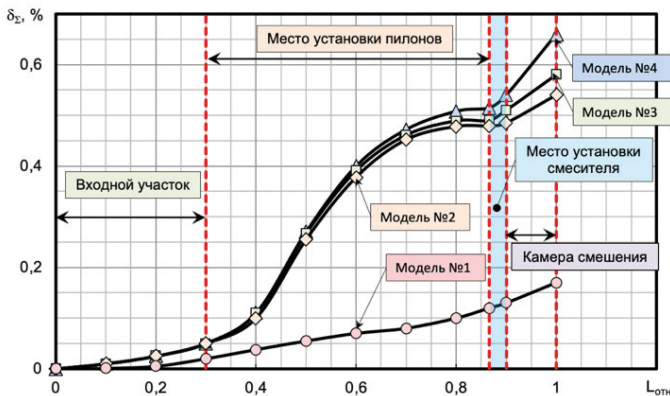


Рисунок 3. Изменение полного давления по сечениям

Из всех представленных на рис. 3 вариантов смесителей, наибольшим значением потерь полного давления обладает модель № 4. Максимальное значение на срезе сопла

достигает 0,66 %, что на 0,08 % больше, чем максимальное значение для модели № 3 (0,58 %). Данное отличие обусловлено конструкцией смесителей, для увеличения полноты смешения двух потоков и снижения неравномерности температуры в радиальном направлении в модели № 4 выполнены вырезы по бокам лепестков.

По результатам расчетных исследований потери полного давления для всех вариантов смесителей не превышают 1 %. Низкие значения потерь полного давления обусловлены тем, что расчетные исследования выполнены без учета закрутки потока за турбиной низкого давления, а также без учета стоечного узла.

На рис. 5 представлено сравнение радиальных эпюр осредненных температур на срезе сопла двигателя, полученных для четырех моделей смесителей.

Из рис. 5 видно, что все лепестковые смесители, включая и кольцевой, имеют тенденцию с уменьшением относительного радиуса к увеличению температурной неравномерности, (как представлено на рис. 6, увеличение температуры наблюдается вблизи центрального тела). Так модель кольцевого смесителя обладает наибольшей неравномерностью в области конуса центрального тела  $\Theta = 0,95$ . Наименьшее значение температурной неравномерности обладает модель № 4, максимальное значение которой достигается также в области конуса центрального тела и составляет 0,65.

Распределение полного давления по сечениям для четырех моделей смесителей представлено на рис. 4.

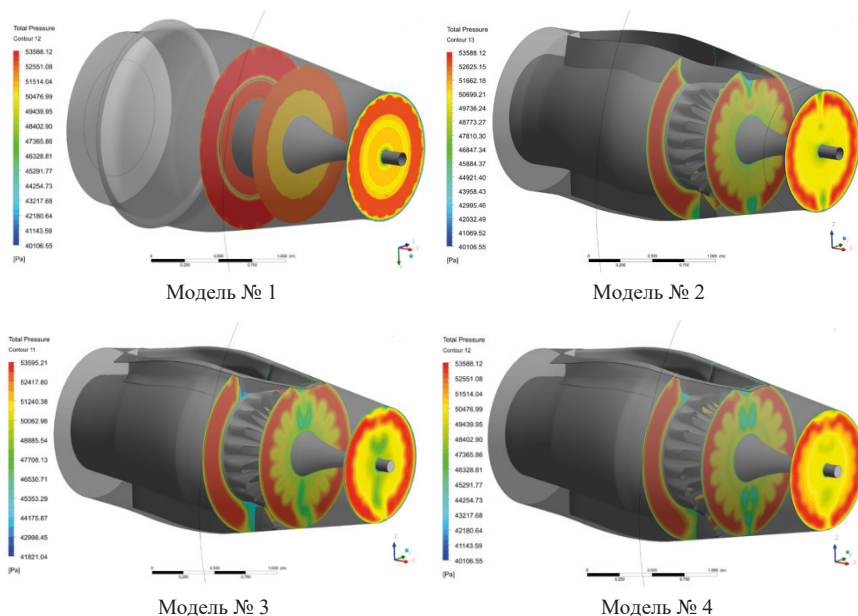
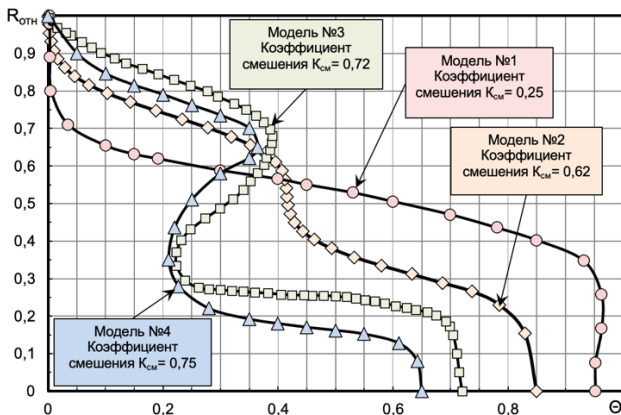


Рисунок 4. Распределение полного давления



**Рисунок 5.** Температурная неравномерность на срезе сопла в зависимости от относительной высоты

Расчет полноты смешения потоков проводится путем интегрирования распределения относительной температуры по сечению реактивной струи на срезе сопла по выражению, предложенной в [5]:

$$K_{см} = \frac{\sqrt{\eta} \frac{\sqrt{\bar{T}+m}}{\sqrt{(1+m)(\bar{T}+m)}}}{1 - \frac{\sqrt{\bar{T}+m}}{\sqrt{(1+m)(\bar{T}+m)}}}, \quad (11)$$

где

$$\eta = \frac{n^2}{(\sum_1^n \sqrt{\theta_i(\bar{T}-1)+1}) \cdot \sum_1^n \frac{1}{\sqrt{\theta_i(\bar{T}-1)+1}}}, \quad (12)$$

$$\bar{T} = \frac{T_I^*}{T_{II}^*}$$

$T_I^*$  — температура газа в первом контуре, К

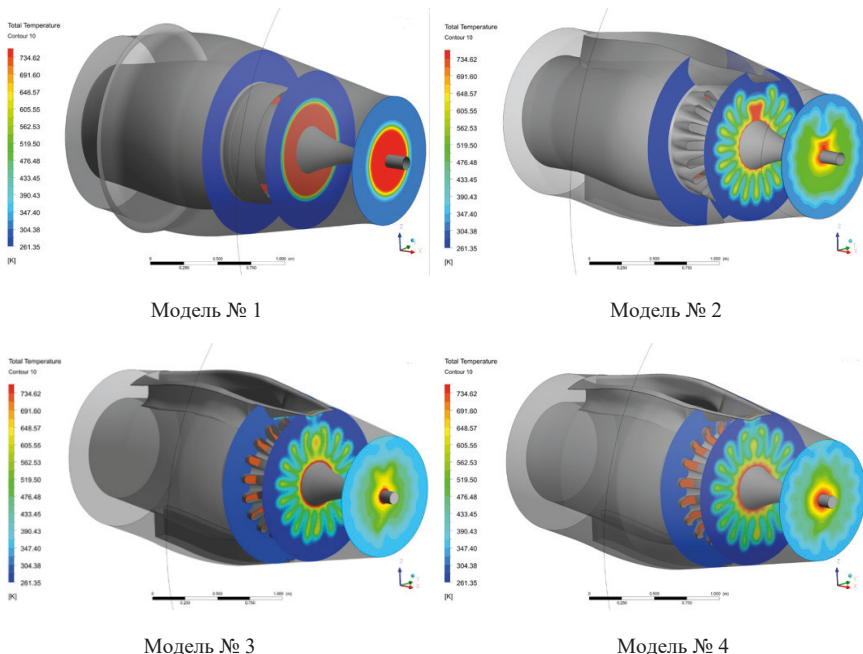
$T_{II}^*$  — температура газа во втором контуре, К;

$m$  — степень двухконтурности двигателя на режиме работы;

$n$  — число струек,

$\theta = \frac{T_i^* - T_{II}^*}{T_i^* - T_I^*}$  — неравномерность температурного поля.





**Рисунок 6.** Распределения температурного поля в сечениях выходного устройства

На рис. 7 представлено изменение коэффициента смешения от частоты вращения КВД на всех крейсерских режимах. Как видно из рисунка с уменьшением частоты оборотов КВД, коэффициент смешения снижается с величины 0,75 при оборотах КВД 16215,2 об/мин на максимальной тяге (модель № 4), до минимального значения коэффициента смешения 0,48 при оборотах КВД 15828,5 об/мин (модель № 4) на крейсерском режиме. Снижение коэффициента смешения обусловлено увеличением степени двухконтурности двигателя. Однако необходимо отметить, что далее с уменьшением оборотов КВД в интервале частоты вращения от 15828,5 об/мин до 14425,8 об/мин происходит рост коэффициента смешения с величины 0,48 (модель № 4) до 0,57. Данный эффект обусловлен снижением температурной неравномерности за счет уменьшения расхода газа по внутреннему контуру с величины 14,19 кг/с до 8,16 кг/с.

По результатам работы был сделан вывод, что лучшим по полноте смешения и температурной неравномерности является модель № 4. Однако геометрическая модель №3 при коэффициенте смешения чуть ниже  $K_{см} = 0,72$ , обладает более низкими потерями полного давления  $\delta_{\Sigma} = 0,58 \%$ .

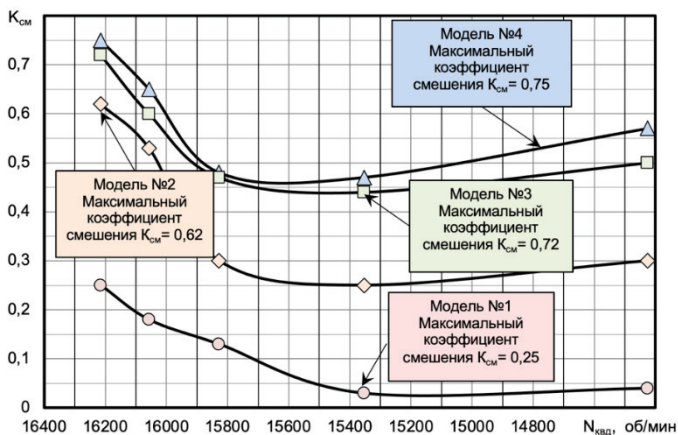


Рисунок 7. Изменение коэффициента смещения от частоты оборотов КВД

## Литература

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия, 1970.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению фасонных и прямых частей трубопроводов. ЦАГИ, 1950.
3. Кулагин В. В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2002.
4. Агеев А. Б., Мамаев Б. И. Проектирование и исследование смесителя ТРДД // Труды КуАИ 1984 г. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей».
5. Агеев А. Б., Мамаев Б. И. Лепестковый смеситель ТРДД // Известия вузов № 1, Авиационная техника, 1984.

*С. Д. Красавчиков, С. М. Хасанов, С. В. Гаврилова,  
Л. В. Шаглеева, Р. В. Прокофьев*

ПАО «ОДК–Сатурн», Рыбинск  
salavat.khasanov@uec-saturn.ru

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТЕРЬ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРОТИВООБЛЕДИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ

**Аннотация.** В статье рассмотрена прикладная задача по численному моделированию потерь полного давления в противообледенительной системе газотурбинного двигателя. Расчет проводился в различных программных пакетах, которые сравнивались между собой. По результатам расчета потери полного давления составили 28 %, при допустимых 10%. Сравнив результаты в различных программных пакетах получена разница в 0,05 %, можно сказать, что оба программных пакета справились с расчетом одинаково хорошо.

Для предотвращения возникновения льда на входном устройстве газотурбинного двигателя применяется противообледенительная система (ПОС). Рассмотренная система работает следующим образом: воздух из компрессора высокого давления (КВД) по специальному трубопроводу подводится в кромку обтекателя двигателя.

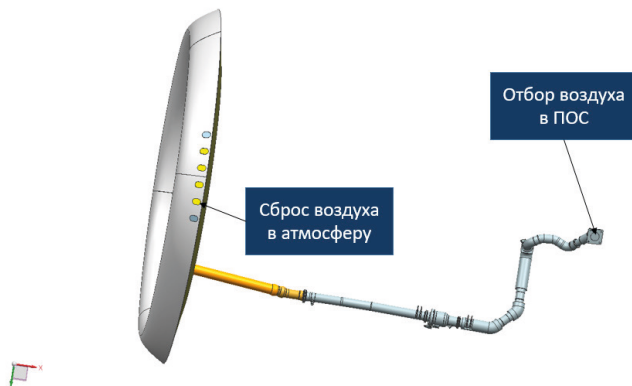


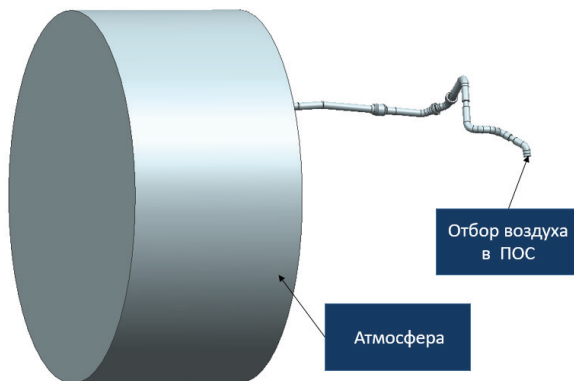
Рисунок 1. Модель системы

Основной целью проведения расчетно-исследовательской работы являлось определение потерь полного давления в трубопроводе ПОС с целью сравнить результаты, полученные при использовании разных программных комплексов. Потери полного давления в системе не должны превышать 10 %.

Расчетное исследование выполнено с использованием прикладного коммерческого пакета. Для решения системы уравнения Навье — Стокса использовалась SST

$k$  —  $\omega$  и стандартная  $k$  — 1 модели турбулентности. В качестве рабочего тела использовался воздух.

Теплообмен с внешней средой и внутренними элементами не учитывался, поверхности элементов конструкции выходного устройства считались адиабатными.



**Рисунок 2.** Регионы задания граничных условий

На входе в канал задавался расход и температура для режима работы «Взлетный» при максимальной тяге двигателя без учета закрутки потока и неравномерности температурного поля.

На выходе вокруг отверстий сброса задавалось статическое атмосферное давление с учетом высоты полета на взлетном режиме.

Т а б л и ц а 1

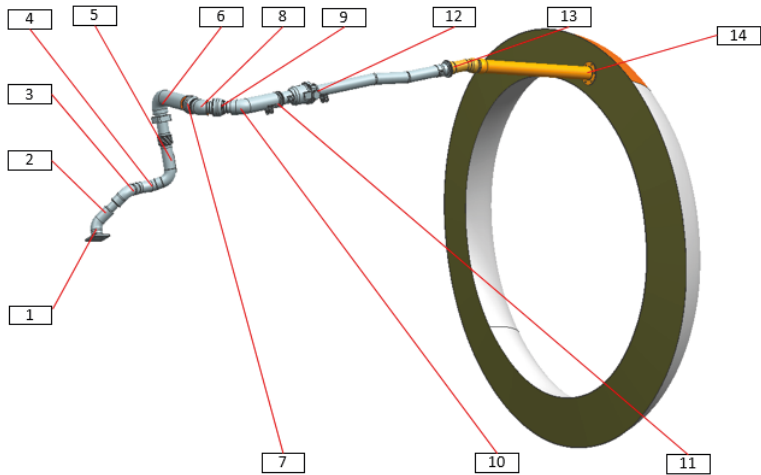
**Граничные условия для режима «Взлетный»**

Регион	Значение параметра
Вход в расчетную область	$G = 0,337 \text{ кг/с}$
	$T^* = 623,7 \text{ К}$
Атмосфера	$P = 101\,325 \text{ Па}$
	$T = 288,15 \text{ К}$

Т а б л и ц а 2

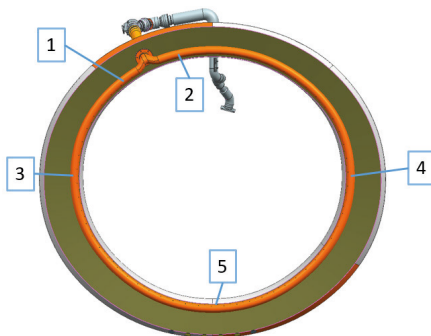
**Полное давление в обтекателе**

Номер региона оценки	Значение полного давления, Па
1	204 664
2	203 897
3	185 539
4	203 608
5	101 596



**Рисунок 3.** Регионы оценки полного давления

По результатам численного моделирования определены значения полного давления в обтекателе двигателя.

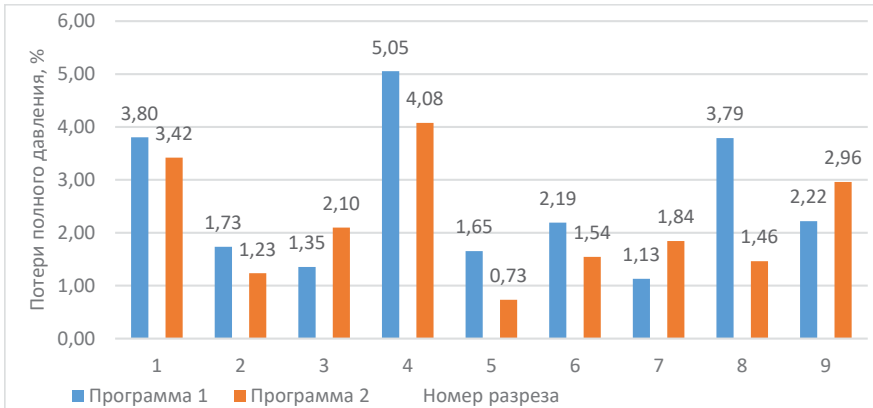


**Рисунок 4.** Регионы оценки полного давления в обтекателе

Далее проводился анализ результатов численного моделирования для определения потерь полного давления. Оценка потерь полного давления выполнялась по выражению:

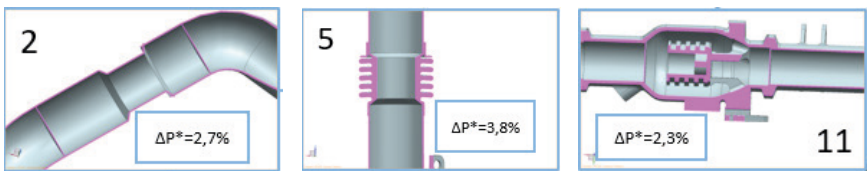
$$\Delta P^* = \frac{P_{\text{ВХ}}^* - P_i^*}{P_{\text{ВХ}}^*} * 100\%$$

где  $\Delta P^*$  — потери полного давления, %;  $P_{\text{ВХ}}^*$  — полное давление на входе в регион;  $P_i^*$  — полное давление на выходе из региона.



**Рисунок 5.** Распределение потерь полного давления по регионам

Общая сумма потерь полного давления составила 28 % и 27,95 % в расчетной программе 1 и расчетной программе 2 соответственно. Наибольшие потери образовались в местах соединения участков трубопровода и местах крепления его к двигателю (до 3,8 %). Такие большие потери в этих местах связаны с геометрией канала.



**Рисунок 6.** Регионы с наибольшими потерями полного давления

Разработанная конструкция нуждается в доработках для более эффективной работы по обогреву обтекателя двигателя. Стоит пересмотреть конструкцию участков, где наблюдаются наибольшие потери.

Сравнив результаты можно сказать, что оба программных пакета дали схожий результат с различием в 0,05%, разница обусловлена отличными друг от друга методами построения сеточной модели и методами расчета в программных пакетах.

### Литература

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия, 1970.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению фасонных и прямых частей трубопроводов. ЦАГИ, 1950.
3. Кулагин В. В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2002.

4. *Абрамович Г. Н.* Газовая динамика. М.: Физматлит., 2005.
5. *Бретинайдер С., Романков П. Г.* Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета // Химия. М., 1966.

**Н. Н. Ковалева, В. В. Вятков, А. А. Давыдов**

РГАТУ имени П. А. Соловьева, Рыбинск

kovaleva.nat.nik@yandex.ru, vvvd76@mail.ru, andryusha\_davydov\_01@mail.ru

## **ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННИХ ПОЛОСТЕЙ**

*Аннотация.* В статье анализируются возможности использования сквозного моделирования рабочего процесса малоразмерного турбореактивного двигателя в методологии проектирования. Показана реализация сквозного численного моделирования двигателя с учетом течения во внутренних полостях, которая позволяет определять параметры во внутренних полостях двигателя, осевую силу ротора.

Развитие численного моделирования рабочего процесса ГТД в настоящее время идет по пути усложнения математических моделей, используемых при определении характеристик отдельных узлов. При этом такие задачи проектирования, как расчет пневматической схемы двигателя, определение параметров потоков во внутренних полостях, общие задачи термодинамического анализа решаются на основании одномерных методик, применение которых требует обязательного уточнения по результатам испытаний, что приводит к увеличению сроков проектирования и является неприемлемым при современной конкурентной борьбе в авиадвигателестроительной промышленности. Полностью исключить использование одномерных расчетных моделей различного уровня при проектировании ГТД в настоящее время не представляется возможным, но для малоразмерных двигателей различного назначения может быть реализовано сквозное математическое моделирование рабочего процесса. Этому способствуют следующие факторы:

1. Отсутствие системы охлаждения турбины (размерность конечно-элементной модели малоразмерного двигателя сопоставима с расчетной моделью задачи сопряженного теплообмена лопатки соплового аппарата турбины с развитой системой охлаждения).

2. Малые размеры проточной части и простота реализации интерфейсов (имеется только два вращающихся домена: рабочее колесо центробежного компрессора и рабочее колесо турбины).

3. Малые объемы внутренних полостей (практически отсутствуют междисковые полости, незначительное количество лабиринтных уплотнений).

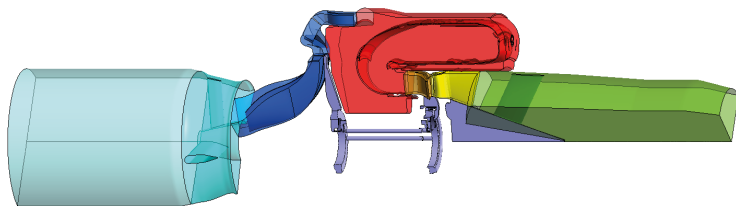
Указанные особенности малоразмерных двигателей позволяют применять сквозное моделирование рабочего процесса без значительных вычислительных ресурсов в приемлемые сроки.



В данной статье рассматривается реализация сквозного моделирования рабочего процесса для малоразмерного ТРД с одноступенчатым центробежным компрессором, противоточной кольцевой камерой сгорания, одноступенчатой неохлаждаемой турбиной и сужающимся соплом. Аналогичный ТРД рассматривается в работах [1, 2]. Инструмент исследования — программный комплекс вычислительной газовой динамики ANSYS CFX-20 R2. В качестве метода моделирования использовался стационарный RANS-подход, основанный на решении системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Расчетная модель двигателя с учетом внутренних полостей и мерного участка испытательного стенда в программном комплексе ANSYS CFX показана на Рис. 1.

Данный двигатель имеет достаточно простую систему внутренних потоков, которая включает два лабиринтных уплотнения маслокартера и одно лабиринтное уплотнение перед рабочим колесом турбины. Учет системы внутренних полостей позволяет отслеживать изменение расхода в проточной части.

Опыт реализации сквозного численного моделирования без учета внутренних полостей [3] сформировал требования к параметрам расчетной сетки.



**Рисунок 1.** Расчетная модель ТРД с внутренними полостями

Сеточная модель камеры сгорания и междисковых полостей выполнялись в модуле Meshing программного комплекса ANSYS Workbench. Для камеры сгорания использовалась неструктурированная тетрагональная сетка с пятью призматическими слоями в пристеночной области и дополнительными сгущениями в области форсунки и стенок жаровой трубы. Сеточная модель междисковых полостей представляла собой неструктурированную тетрагональную сетку с восьмью призматическими подслоями. Для проточной части компрессора, турбины и сопла использовался автоматический сеткопостроитель для турбомашин NUMECA Autogrid5. Размеры конечно-элементных моделей, а также основные параметры сеток приведены в таблице 1. Величина параметра  $Y^+$  составила для всех сеточных моделей порядка 1.

Также при проведении расчетов моделировался присоединенный объем за соплом. Его размеры подбирались таким образом, чтобы исключить «отражение» струи из сопла от выхода из расчетной модели. При сверхкритических перепадах давления в сужающемся сопле данное условие является обязательным.

**Параметры расчетной сетки**

	<b>Высота первой ячейки, м</b>	<b>Количество узлов</b>	<b>Максимальное удлинение элемента</b>	<b>Минимальный угол, град</b>
Область на входе в компрессор (мерный участок)	1e-5	182 069	749,26	26,048
Входное устройство	1e-5	868 623	485,68	32,941
РК компрессора	1e-5	1 440 279	269,15	11,648
ЛД компрессора	1e-5	510 720	122,15	35,765
Спрямяющий аппарат компрессора	1e-5	687 648	111,95	24,366
Камера сгорания	1e-5	3 183 289		
СА турбины	1e-5	702 468	86,249	8,1919
РК турбины	1e-5	2 031 048	118,01	7,2979
Затурбинное устройство и сопло	1e-5	1 750 668	684,68	17,227
Присоединенный объем за соплом	1e-5	1 127 709	638,16	33,776
Междисковые полости	1e-5	5 975 968		
Общее количество узлов для сквозной модели		18 460 489		

При проведении численного моделирования были приняты следующие допущения:

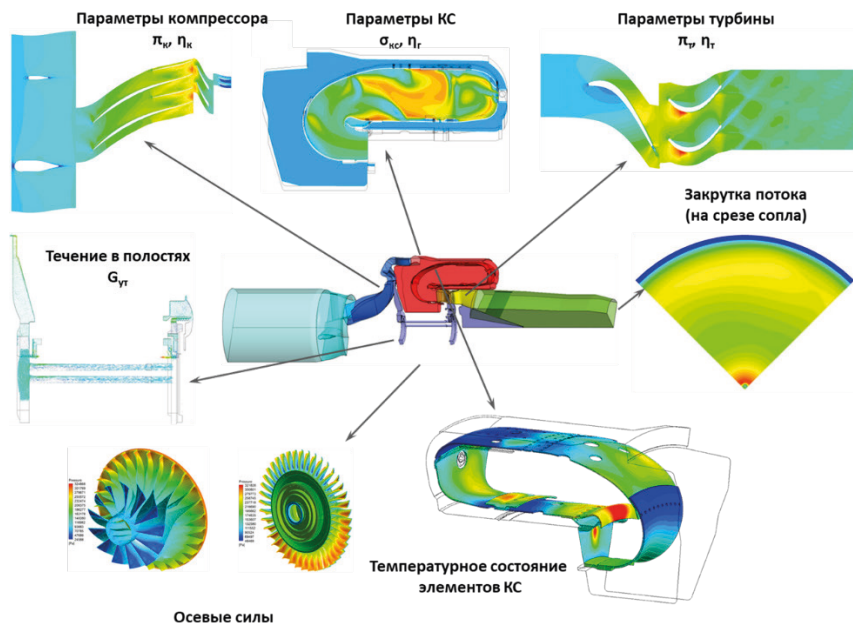
1. Расчет выполнен на модели без учета тепловых перемещений.
2. Условие теплообмена реализовано только для стенок жаровой трубы.
3. Над всеми рабочими лопатками выставлен монтажный радиальный зазор.
4. Использовалась модель турбулентности SST [4].
5. Теплофизические свойства рабочих тел в зависимости от температуры определялись по формуле Сазерленда [5].
6. Теплоемкость рассчитывалась, как функция температуры.
7. Для передачи параметров потока между вращающимися и неподвижными доменами и объемами с разными углами секторов использовался интерфейс типа Stage с осреднением в окружном направлении по скорости.
8. Сходимость расчета определялась методом взвешенных невязок.
9. Для повышения устойчивости расчета использовался метод интерполяции. Результаты изолированных расчетов компрессора, камеры сгорания и турбины интерполировались на конечно-элементную модель сквозного расчета.
10. При описании процессов в камере сгорания не моделировалась форсунка. Граничными условиями для моделирования процесса горения служили значения рас-

хода и температуры топлива — диаметр капле принимался равным значениям в диапазоне  $d = 30 — 70 — 100$  мкм, что соответствует характеристикам топливной форсунки. Угол распыла форсунки определялся на основании данных экспериментальных проливок. В качестве модели горения жидкого топлива (топливо — керосин Jet A, окислитель — атмосферный воздух) использовалась модель PDF Flamelet.

11. В рассматриваемой задаче излучение не моделировалось

Реализация представленного подхода к моделированию требует минимальный набор исходных данных: параметры атмосферы, расход топлива, характеристики форсунки и частота вращения ротора.

Пример результатов сквозного численного моделирования рассматриваемого малоразмерного двигателя показан на рис. 2.



**Рисунок 2.** Пример выделения результатов расчета узлов малоразмерного двигателя из сквозной математической модели

Рассмотрим задачи, которые можно решить при помощи данного подхода к моделированию:

1. Определение параметров потока в сечениях проточной части и распределение параметров по сечениям на всех режимах, в том числе на режимах запуска. Характеристики узлов определяются при помощи общепринятых подходов. Реализация обработки результатов расчета стандартная для подобных задач.

2. Определение расходов в соответствующих внутренних полостях. При этом оцениваются величины утечек из проточной части. Моделирование вторичных полостей необходимо для формирования отборов воздуха из проточной части при создании термодинамической модели двигателя.

3. Определение осевой силы ротора. В процессе реализации аванпроекта двигателя рассчитывается величина осевой газовой силы. На практике это реализуется в одномерной постановке путем решения задачи течения газа в полостях при наличии вращающихся стенок. Пример такого расчета представлен в работе [6]. Решение данной задачи требует учета распределения окружной составляющей скорости по радиусу полости и коэффициентов трения на поверхности дисков и стенок. Для режимов работы полостей малоразмерных двигателей такие данные в открытой печати отсутствуют. Если для центробежного течения приближенное одномерное решение задачи позволяет получить результаты согласующиеся с результатами других авторов, то для центростремительного течения данный подход сопровождается значительными погрешностями. Кроме того, создание одномерной расчетной модели требует задания коэффициентов расхода отверстий. Величины коэффициентов расхода при боковом истечении из потока для рассматриваемых условий в открытой печати также отсутствуют. Сквозное трехмерное моделирование позволяет их определить. Значения величин осевой силы, полученные с использованием результатов распределения давления по поверхностям деталей (рис. 3) согласуются с решением задачи [6], что говорит о применимости сквозного численного моделирования для решения задач такого рода.

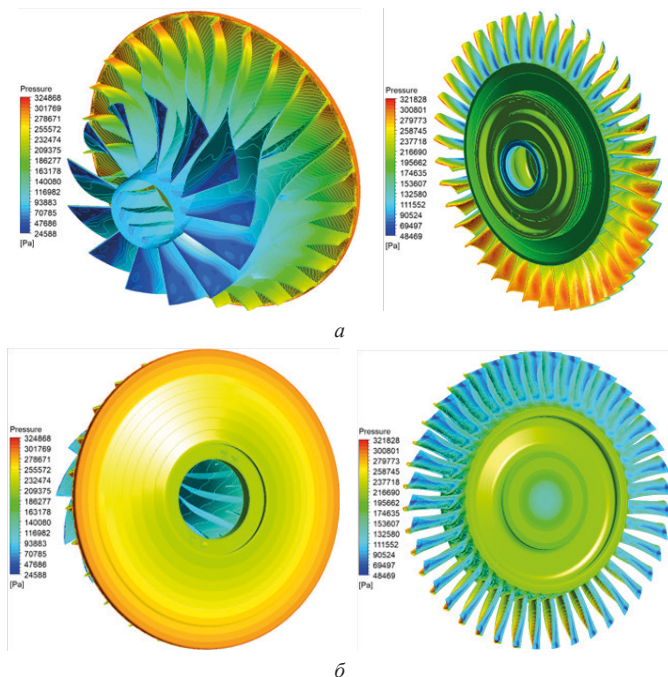
На графиках рис. 4 показано сопоставление изменения относительных параметров двигателя при условиях его работы на стенде в стандартных атмосферных условиях с результатами сквозного численного моделирования, проведенного при тех же условиях. Расчет проводился путем задания расхода топлива и оборотов двигателя, реализованных на испытаниях.

Результаты расчета по сквозной модели получены без учета теплообмена. Также для сравнения приведены расчетные данные с учетом теплообмена. Такой расчет проводился путем разбиения двигателя на два расчетных модуля [3, 7]. Отдельно моделировался компрессор с входным устройством и камера сгорания, турбина и сопло.

При испытаниях двигателя измерялось статическое давление в полости за компрессором, по которому определялась степень повышения давления (использовались результаты расчета двигателя на режиме испытаний), температура торможения за соплом по штатному датчику температуры за турбиной и тяга двигателя.

По графикам видно, что результаты моделирования без учета теплообмена (что значительно сокращает объем расчетной задачи) качественно согласуются с результатами испытаний по тяге двигателя и степени повышения давления в компрессоре, но различаются по температурам в проточной части. При этом с увеличением режима работы разница по расходу и по температурам в проточной части увеличиваются. Моделирование с принятыми допущениями занижает расход воздуха и завышает

температуру за камерой сгорания и в большей степени температуру за турбиной. Таким образом, на тягу двигателя действуют противоположные факторы: увеличение скорости истечения из сопла и уменьшение расхода воздуха через двигатель из-за увеличения температуры в горле соплового аппарата турбины.

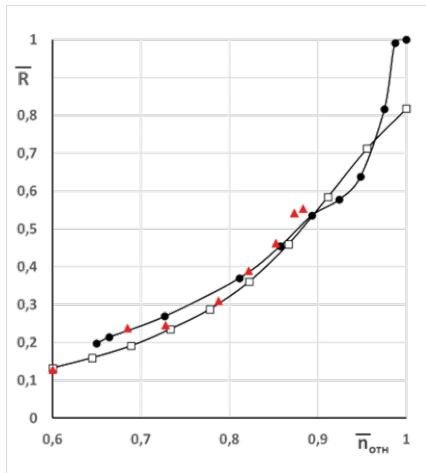


**Рисунок 3.** Поля распределения давления по поверхностям деталей: *а* — компрессора; *б* — турбины

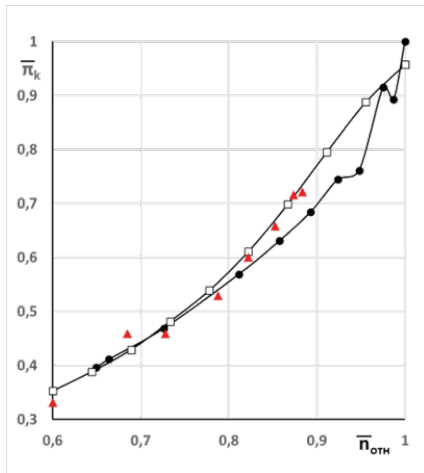
С точки зрения баланса давлений сквозное моделирование удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, описывает особенности реального двигателя. Отсутствие теплового потока через стенки модели увеличивает температуру потока, причем различие в результатах определения температур растет по тракту модели.

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

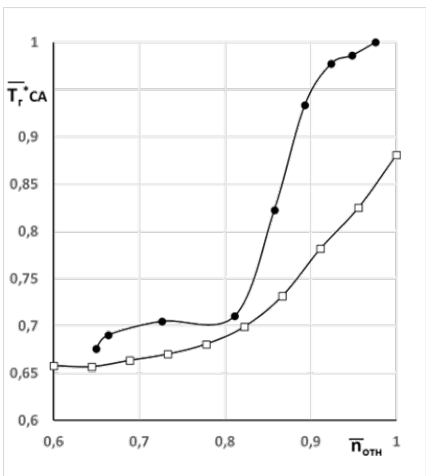
1. Полученные результаты свидетельствуют о возможности использования сквозного моделирования рабочего процесса при проектировании малоразмерных двигателей.
2. Использование сквозного моделирования позволяет сократить объем расчетных работ и быстрее верифицировать одномерные методики проектирования двигателя.



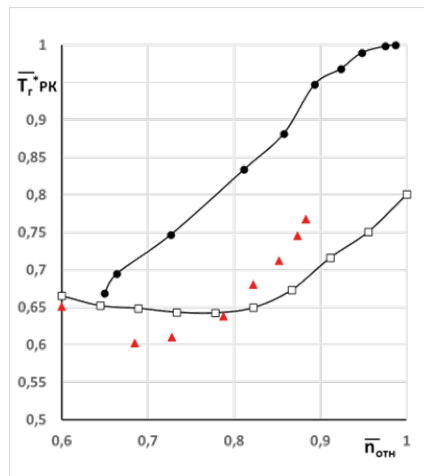
*a*



*b*



*v*



*z*

**Рисунок 4.** Сопоставление изменения параметров двигателя при условиях его работы на стенде в стандартных атмосферных условиях с результатами численного моделирования:

*a* — изменение тяги двигателя; *b* — изменение степени повышения давления в компрессоре; *v* — изменение температуры газа на входе в сопловой аппарат турбины;

*z* — изменение температуры газа на выходе из рабочего колеса турбины.

- — результаты сквозного численного моделирования без учета теплообмена;
- — термодинамическая модель двигателя, построенная по результатам расчета отдельных узлов с учетом теплообмена; ▲ — результаты испытаний.

3. Сквозное моделирование позволяет решать не только задачу газодинамического и теплового расчета узлов, но и достаточно широкий круг задач, связанных с системами двигателя.

4. Реализация сквозного моделирования без учета теплообмена приводит к адекватным результатам с точки зрения баланса давлений двигателя. При этом происходит завышение значений температур, особенно в горячей части.

5. Развитие данной методики предполагает построение математической модели двигателя с учетом теплообмена, а также влияния различных настроек, например, модели турбулентности, на точность моделирования, что является темой дальнейших исследований.

### Литература

1. *Осипов И. В., Ломазов В. С.* Разработка малоразмерных ГТД различного типа на базе унифицированного газогенератора // *Авиационные двигатели.* 2019. № 4 (5).
2. *Дадоян Р. Г., Михайлов А. Е., Ахмедзянов Д. А.* Формирование облика рекуператора для малоразмерного ГТД с регенерацией тепла // *Вестник УГАТУ.* 2021. Т. 25, № 1.
3. *Вятков В. В., Давыдов А. А., Ковалева Н. Н., Тоцаков А. М.* К вопросу выбора методики моделирования рабочего процесса малоразмерного газотурбинного двигателя // *Известия вузов. Авиационная техника.* 2023. № 4. С. 112–118.
4. *Menter F.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal.* 1994. Vol. 32, no. 8, P. 1598–1605.
5. *Sutheland W.* The viscosity of gas and molecular force // *Phil. Mag.* 1983. No. 5. P. 507–531.
6. *Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ларшин Д. И.* Определение осевых сил, действующих на ротор авиационного ГТД с учетом особенностей течения в околодисковых полостях // *Полет. Общероссийский научно-технический журнал.* 2009. № 4. С. 35–39.
7. *Вятков В. В., Давыдов А. А., Давыдов А. А., Ковалева Н. Н.* Особенности численного моделирования малоразмерного газотурбинного двигателя // *Вестник РГАТА.* 2024. № 2 (69). С. 25–34.

**И. В. Коломин**

АО «ОДК» ПК «Салют», Москва  
ivkolomin@mail.ru

## **ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ГТД В ПО САЕ «ЛОГОС»**

*Аннотация.* Рассмотрены подходы к тестированию нового программного обеспечения для последующего применения его в инженерной практике авиадвигателестроения. Показано, что результаты расчета характеристик компрессора газотурбинного двигателя в программном комплексе «ЛОГОС» можно приблизить к экспериментальными данным за счет изменения условий постановки задачи. Постоянное внедрение улучшений разработчиком программного обеспечения позволит в дальнейшем расширить его функционал и возможности для решения актуальных задач.

Авиационная отрасль и, в частности, авиадвигателестроение нуждается в высококачественном программном обеспечении (ПО), которое способно снизить затраты на проведение натурного эксперимента сложного технологического изделия — двигателя. Поиск оптимальных программных продуктов, которые позволяют выполнять поставленные задачи с высоким качеством расчетов, при этом с минимальными затратами на их выполнение, является актуальной задачей.

Российский цифровой продукт «ЛОГОС» разработки ФГУП «РФЯЦ-ВНИИТФ им. Акад. Е. И. Забабахина относится к классу САЕ (Computer-Aided Engineering, т. е. системы автоматизации инженерных расчетов). Такие решения позволяют производить как численное моделирование поведения отдельных элементов, так и целых конструкций в разных условиях [1].

В процессе определения характеристик объекта исследования — одноступенчатого компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) — были получены параметры расходов, давлений, КПД на различных режимах его работы. Результаты расчетов, полученных в ПО «ЛОГОС», сравнились с данными натурных экспериментов для исследуемого типа компрессора ГТД.

В расчетах применялись следующие уравнения: Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу; энергии; состояния; модели турбулентности SST.

При постановке задачи в ЛОГОС были выбраны начальные и граничные условия. Например, параметры среды на входе в ступень компрессора имеют следующие значения: полное давление  $P_{вх}^* = 101325$  Па; полная температура  $T_{вх}^* = 288,15$  К. На выходе принималось осредненное статическое давление; теплообмен со стенками компрессора и лопатками не учитывался. В процессе расчетов определялись зависимости КПД и степени повышения полного давления в ступени компрессора от расхода воздуха для трех разных частот вращения ротора ГТД.



Верификация расчетной модели компрессора производилась на блочно-структурированных сетках с количеством порядка 70–80 тысяч ячеек в ПО «ЛОГОС» Аэро-Гидро (версия 5.3.23.88). Для сравнения полученных решений использовались разные граничные условия постановки задачи:

- 1) задавался массовый расход рабочего тела на выходе из ступени компрессора при фиксированных значениях полного давления и полной температуры на входе в ступень (базовый расчет);
- 2) фиксировался массовый расход и полная температура рабочего тела на входе в компрессор, а на выходе из ступени подбиралось такое значение статического давления, что бы полное давление на входе в ступень составляло 101325 Па (расчет с корректировкой).

Результаты расчетов зависимости КПД и степени повышения полного давления в ступени компрессора от расхода воздуха для трех режимов его работы (51, 85 и 100 %) представлены на графиках (рис. 1, 2 и 3).

Из графиков видно, что базовый расчет в ПО «ЛОГОС» показывает расхождение с данными, полученными в ходе эксперимента. При этом наблюдается совпадение характера изменения точек в средней части графиков, в области запираания по расходу, и падение параметров в крайних частях графиков при приближении к границе газодинамической устойчивости.

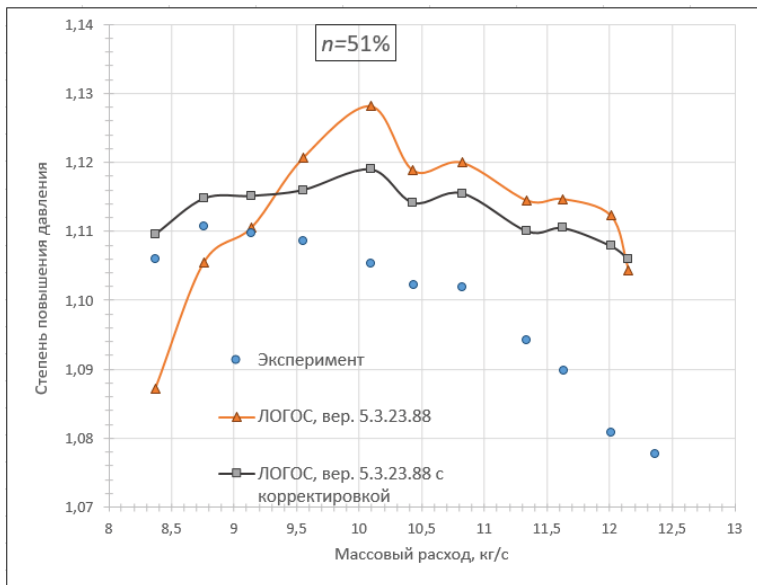
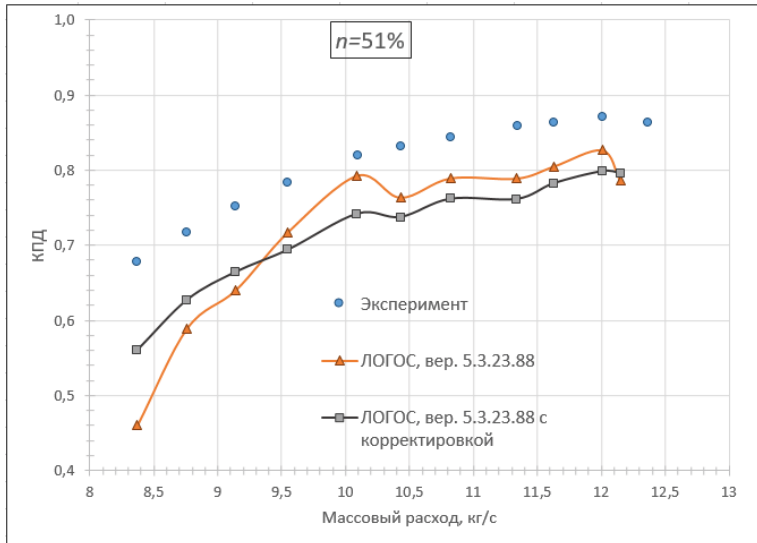
Отклонение расчетных данных от экспериментальных составило примерно от 0,1 до 7,5 % по степени повышения давления и от 1 до 17 % по КПД.

За счет корректировочного расчета удалось выровнять характер изменения расчетных точек для степени повышения давления и КПД по отношению к экспериментальным данным, при этом среднее отклонение уменьшилось до величин порядка 1,3 и 8,7 % соответственно.

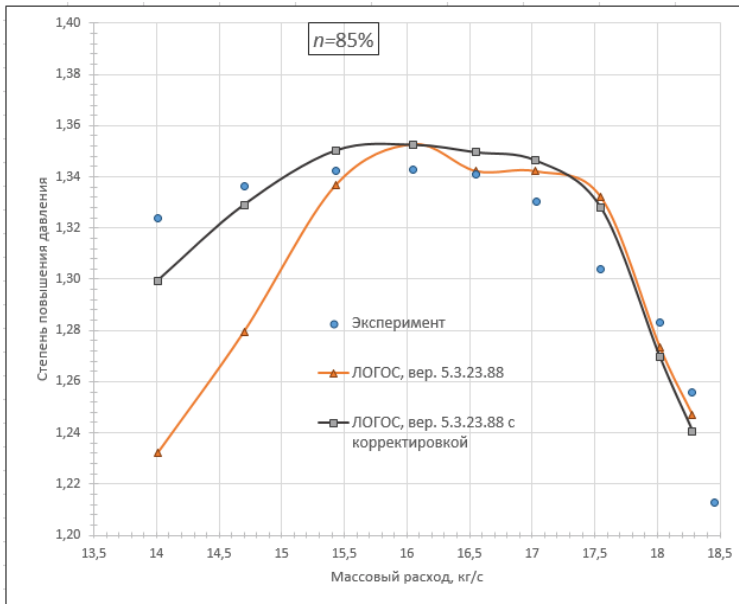
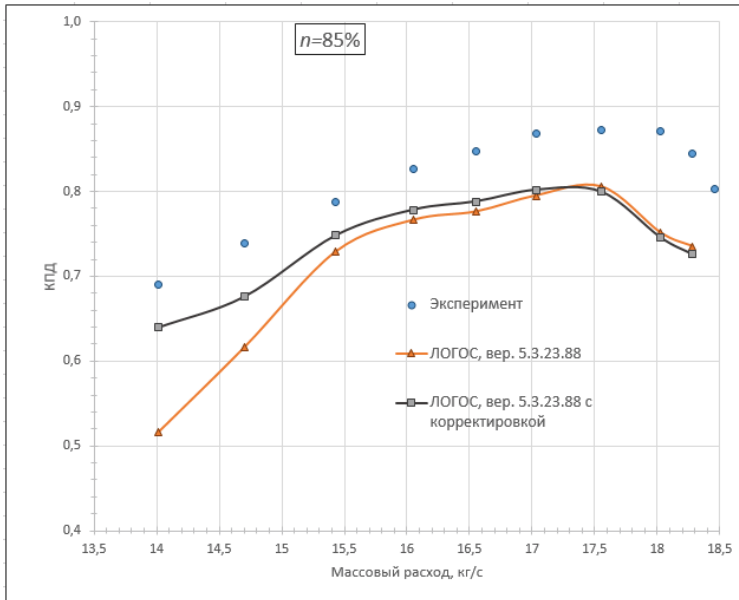
Граничные условия первого типа (полное давление и полная температура на входе в ступень и массовый расход на выходе из ступени) дают характеристики компрессора при конкретном значении массового расхода рабочего тела через проточную часть.

Применение граничных условий второго типа (массовый расход и полная температура на входе/статическое давление на выходе) позволяет получить более качественное решение. Основным недостатком данной методики является трудоемкий «ручной» подбор выходного статического давления таким, чтобы получить заданное полное давление на входе в ступень.

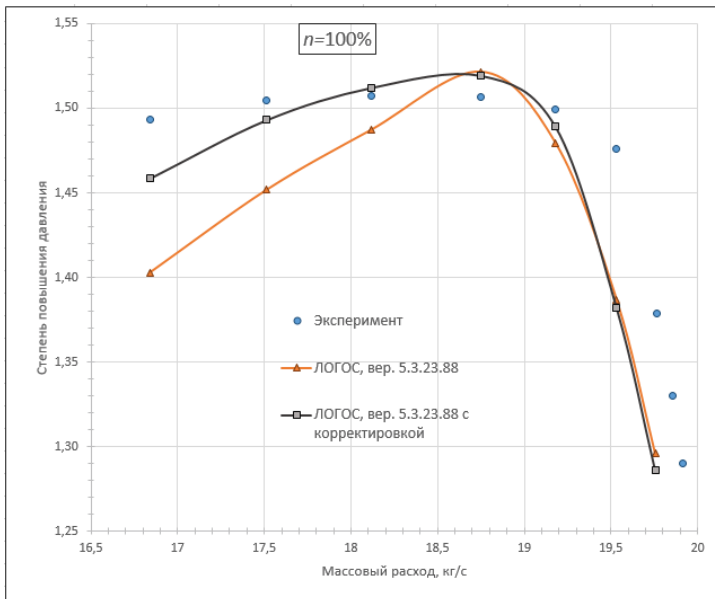
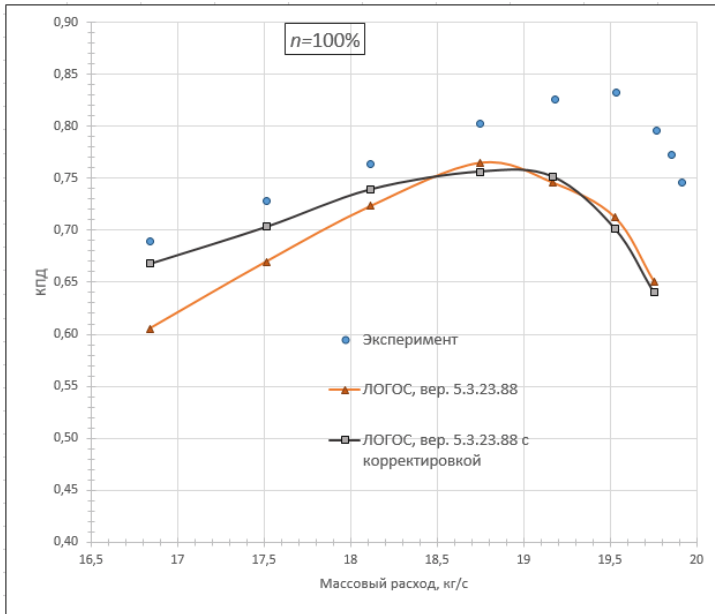
В заключении следует отметить необходимость постоянного совершенствования расчетной модели ПК «Логос», для того, чтобы данные, полученные в этой программе, были надежными и ими можно было заменить проведение натурного эксперимента на ранних стадиях проектирования. Также следует подчеркнуть важность расширения функционала ПО «ЛОГОС» в части задания профиля скорости, давления, температуры и направления потока в цилиндрической системе координат, а также возможности подготовки собственной качественной сеточной модели.



**Рисунок 1.** Зависимость КПД и степени повышения полного давления от расхода воздуха для малого режима работы компрессора ( $n = 51\%$ )



**Рисунок 2.** Зависимость КПД и степени повышения полного давления от расхода воздуха для среднего режима работы компрессора ( $n = 85\%$ )



**Рисунок 3.** Зависимость КПД и степени повышения полного давления от расхода воздуха для максимального режима работы компрессора ( $n = 100\%$ )

В дальнейшем планируется проведение более подробных работ по тестированию ПО «ЛОГОС» на примере различных элементов ГТД, в том числе с учетом доработанного функционала обновленных версий программы.

### **Литература**

1. Руководство пользователя ПК «Логос».

*И. А. Лещенко, М. Н. Буров*

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск  
igor.leschenko@uec-saturn.ru, maxim.burov@uec-saturn.ru

## **ВСЕРЕЖИМНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ТРД КОММЕРЧЕСКОГО САМОЛЕТА**

*Аннотация.* Создана универсальная математическая модель двухвального двухконтурного двигателя, предназначенная для термодинамических расчетов. Модель применима для расчета режимов прямой и реверсивной тяги при работающем двигателе, а также пусковых и авторотационных режимов. С помощью модели можно исследовать эксплуатационные показатели двигателя в статике и динамике. В режиме расчета переходных процессов модель обеспечивает реальный масштаб времени при частоте обращений 100 Гц. Модель адаптирована для передачи пользователям (заказчикам) для решения задач согласования параметров и характеристик двигателя в составе самолета, а также отработки алгоритмов управления двигателем.

### **Введение**

Математические модели играют важную роль в процессе создания, доводки и совершенствования авиационных силовых установок с газотурбинными двигателями. Несмотря на бурное развитие трехмерных численных методов, поэлементные нелинейные математические модели (ММ), также называемые термодинамическими, занимают довольно большую нишу и остаются безальтернативным инструментом для решения широкого круга практических задач. Незаменимость таких моделей обусловлена их высоким быстродействием (на одной ЭВМ за одну секунду можно получить сотни точек), при приемлемом уровне точности. Работа поэлементной нелинейной ММ основана на численном решении системы нелинейных алгебраических уравнений (СНАУ), в которой независимые переменные описывают положения рабочих точек на характеристиках элементов, а правые части определяются алгоритмически исходя из физических условий совместной работы элементов двигателя.

В двигателестроительных КБ при закладке нового двигателя термодинамическая ММ появляется в первую очередь. Она используется для того, чтобы сформировать первичный термодинамический облик двигателя и выдать технические задания и граничные условия по элементам (компрессорам, турбинам, ...). По мере накопления информации о характеристиках элементов термодинамическая ММ двигателя уточняется. Обновляются граничные условия для элементов, в свою очередь влияющие на их характеристики, и в результате за несколько итераций получается рабочая версия ММ, обеспечивающая проведение опытно-конструкторских работ (рис. 1).



Рисунок 1. Термодинамическая ММ в двигателестроительном ОКБ

Термодинамическая ММ двигателя нужна не только в двигателестроительном ОКБ. В самолетостроительных КБ предпочтительным вариантом доступа к параметрам двигателя являются не альбомы высотно-скоростных и дроссельных характеристик, предоставленные предприятием-разработчиком двигателя, а ММ этого двигателя, позволяющая ответить на многие вопросы, не освещенные в альбомах характеристик (рис. 2). Кроме создания силы тяги для обеспечения движения самолета, от двигателя отбирается мощность для привода самолетных агрегатов, а также воздух для работы систем кондиционирования и защиты от обледенения. Уже на ранних этапах проектирования самолета важно знать как параметры этих отборов (диапазон частот вращения приводов, а также диапазон значений температуры и давления отбираемого воздуха), так и их влияние на тягу и расход топлива. Весьма важным является обеспечение самолетного КБ динамическими характеристиками двигателя для формирования требований к взлетно-посадочным характеристикам, законов управления автопилота, а также написания нормативных требований в руководство по летной эксплуатации для нестандартных ситуаций.

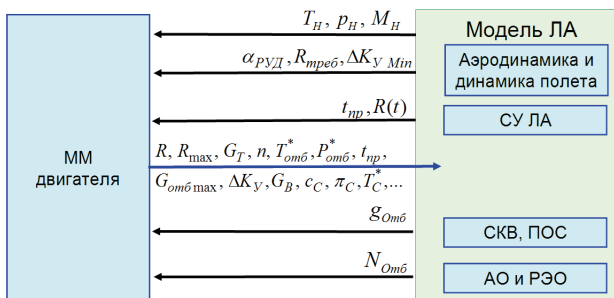
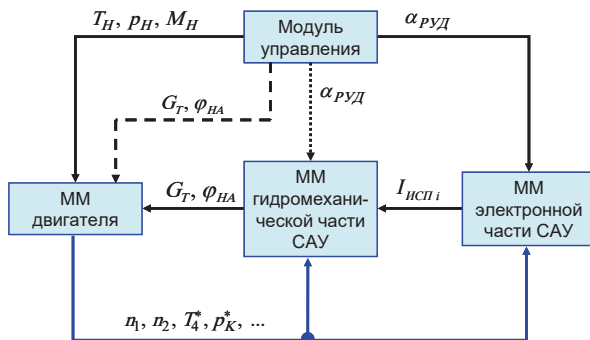


Рисунок 2. Термодинамическая ММ в самолетостроительном ОКБ

В последнее время термодинамические ММ находят широкое применение при обработке систем автоматического управления авиационными двигателями. В составе виртуального компьютерного стенда (рис. 3) ММ двигателя определяет расчетным путем, как изменяются во времени параметры двигателя при изменении внешних и управляющих воздействий.



**Рисунок 3.** Термодинамическая ММ в составе виртуального стенда САУ

Очевидные преимущества поэлементной нелинейной ММ перед линеаризованными либо имитационными вариантами представления двигателя состоят в весьма аккуратном воспроизведении физических процессов при достаточном для задач реального времени быстродействии. Кроме того, поэлементная нелинейная ММ требует меньше трудозатрат при использовании в таких целях, т.к. построение линеаризованной ММ предполагает, помимо прочих действий, формирование большого массива данных и разработку адекватной техники многомерной интерполяции.

Таким образом, поэлементные нелинейные ММ авиационных ГТД занимают важное место в научно-исследовательской и опытно-конструкторской работе, связанной с авиационными силовыми установками, поэтому вопросы совершенствования таких ММ являются актуальными. В настоящей статье представлены результаты большой работы по созданию всережимной термодинамической ММ ТРДД, предназначенной для использования в качестве рабочего инструмента как на предприятии-разработчике двигателя, так и в смежных организациях, в том числе у заказчика.

### Единая термодинамическая математическая модель

Термодинамическая ММ двигателя для пассажирского самолета, разработка которого ведется в ПАО «ОДК-Сатурн», реализована на платформе программного комплекса (ПК) ThermoGTE [1]. Отличительной чертой указанного ПК является то, что полное описание всех настроек ММ хранится в одном файле специального формата. Эта особенность позволяет обеспечить технически простую процедуру передачи ММ двигателя от одного специалиста другому, состоящую в пересылке единственного



файла. Обязательным условием является наличие у пользователя ММ установленной программы ThermoGTE.

Идея использования единой термодинамической ММ состоит в том, что ММ, разработанная ответственным специалистом на двигателестроительном предприятии, в неизменном виде передается другим пользователям. Это могут быть как другие конструкторские отделы (КО) предприятия-разработчика двигателя, так и другие организации, связанные с разработкой, использованием или эксплуатацией создаваемого двигателя (рис. 4).



Рисунок 4. Область применения единой термодинамической ММ

Особенностью передачи ММ двигателя пользователю является ограничение доступа к характеристикам элементов и параметрам двигателя. Доступными являются только те параметры, которые необходимы пользователю ММ. Непрофессиональное изменение характеристик элементов, определяющих проект двигателя, может привести к отклонениям существенных свойств ММ от тех, которые заложены ее ответственным разработчиком, вследствие чего результаты, получаемые по такой ММ, не будут соответствовать заявленным.

Режим использования ММ разными пользователями может существенно различаться. В этой связи важным условием пригодности единой ММ к использованию является ее всережимность, или, иными словами, способность вести расчет во всей области возможных режимов полета и работы двигателя. В данной работе акцент по части всережимности делался на возможность расчета в статической и динамической постановках режимов прямой и обратной тяги, а также пусковых и авторотационных режимов.

## Расчет пусковых и авторотационных режимов

При наличии скоростного напора от набегающего потока в условиях отсутствия подачи топлива роторы двигателя авторотируют. Равновесное состояние элементов на режиме авторотации обеспечивается при таких режимах работы вентилятора и компрессора высокого давления (КВД), когда давление в них не повышается, а наоборот, понижается. Выполнить аккуратный термодинамический расчет такого режима необходимо с помощью решения СНАУ, в которой независимая переменная, отвечающая за рабочую точку вентилятора (и КВД), обеспечивает корректную обработку такого режима вентилятора. Традиционная форма представления характеристики компрессора с использованием в качестве одного из параметров его КПД не позволяет работать в области степени повышения давления  $\pi_K^*$ , меньших либо равных 1. При  $\pi_K^* = 1$  КПД заведомо равен 0, поэтому определение работы и мощности компрессора невозможно. Аналогично, для турбин при степени понижения давления, близкой к 1.0, использование традиционного адиабатного КПД затруднительно.

В работах [2, 3] предложен подход, где КПД компрессоров и турбин заменяются приведенным крутящим моментом. Приведенный крутящий момент определяется выражениями [3]:

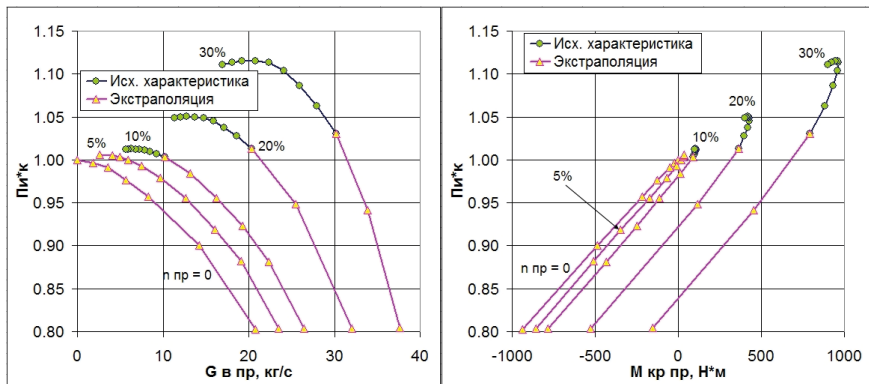
$$M_{кр\ на\ Компр} = c_p \cdot (\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \cdot \frac{G_{B\ нап}}{n_{нап}} \cdot 2751.63;$$

$$M_{кр\ на\ Турб} = c_p \cdot \left(1.0 - \frac{1}{\pi_T^{*\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \frac{G_Z}{n} \cdot 9.8666.$$

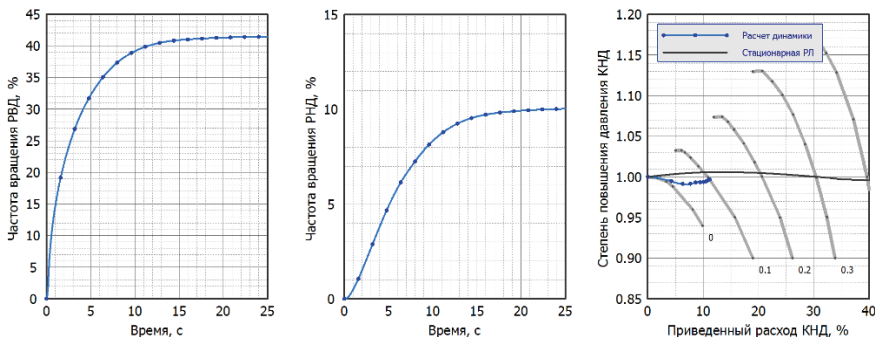
Приведенный крутящий момент является критериальным параметром, т.к. однозначно определяется для каждой точки характеристики через традиционные параметры. Характеристики компрессоров и турбин в области пусковых и авторотационных режимов можно определять как расчетным путем [4, 5], так и с помощью экстраполяции результатов пересчета традиционных характеристик. Например, на рис. 5 показан фрагмент характеристики абстрактного компрессора, адаптированной для применения в составе поэлементных термодинамических моделей в областях  $\pi_K^*$  как больших, так и меньших 1.0.

На рис. 6 представлен пример расчета динамики раскрутки ротора высокого давления ТРДД стартером при постоянной подводимой мощности. Ротор низкого давления (РНД) в начальный период времени раскручивается существенно медленнее, чем ротор высокого давления (РВД). В результате КВД создает разрежение за компрессором низкого давления (КНД), что приводит к уходу рабочей точки КНД заметно ниже стационарной рабочей линии, полученной, в свою очередь, путем рас-

чета серии установившихся режимов при разных величинах мощности, подводимой к РВД. Представленный характер взаимного изменения параметров двигателя представляется вполне адекватным.



**Рисунок 5.** Пример экстраполированной характеристики компрессора для пусковых режимов



**Рисунок 6.** Пример расчета динамики раскрутки ротора высокого давления стартером

### Расчет режимов реверса тяги

Включение режима реверса тяги на двигателе регионального самолета предполагает перекрытие специальной заслонкой наружного контура (НК) и выпуск воздуха из канала НК в атмосферу через решетчатое сопло, расположенное на боковой поверхности мотогондолы. Такое воздействие на течение потока через двигатель приводит к существенному изменению условий работы ТНД, связанное со значительным уменьшением давления за ней из-за уменьшения расхода потока, проходящего через сопло. Корректный расчет режимов реверса тяги требует соответствующей модифи-

кации ММ, прежде всего, СНАУ. На рис. 7 и 8 показано изменение схемы двигателя в ММ, необходимое для моделирования режимов реверса тяги. Добавлен разделитель. После него во втором контуре - регулируемый дроссель, а в третьем контуре — сопло реверса (решетка). СНАУ увеличивает размерность на 4 уравнения. Для расчета реверса тяги используются характеристики элементов реверсивного устройства, полученные расчетным путем с использованием 3D CFD методов, такие как зависимость параметра расхода дросселя от перепада полных давлений на нем, зависимость угла потока из решетки реверса от перепада давления на ней и скорости обтекающего потока.

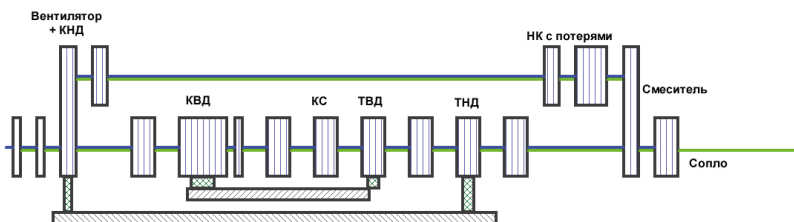


Рисунок 7. Схема двигателя без моделирования устройств реверса

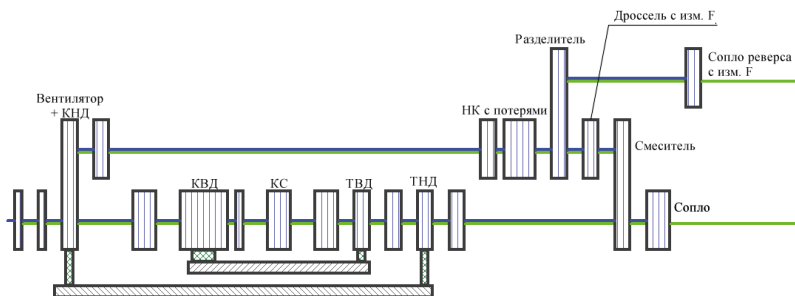


Рисунок 8. Схема двигателя с устройствами реверса.

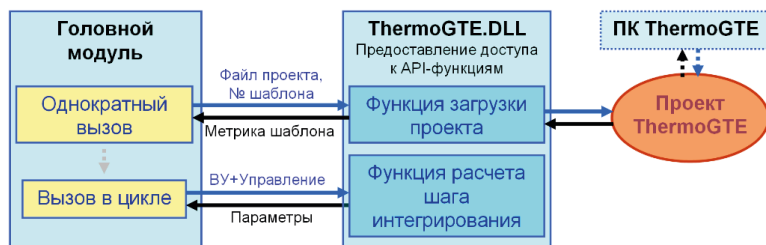
### Особенности использования ММ для расчета статических режимов пользователями

Интерфейс программы ThermoGTE достаточно гибок и удобен для решения большинства задач расчета установившихся режимов двигателя в интерактивном режиме. Однако в некоторых организациях традиционно используются ММ двигателя от предприятия-поставщика, реализованные в виде программы с DOS-интерфейсом, с вводом заданий на расчет и прочих настроек через текстовые файлы специального формата. По требованию такого заказчика была реализована схема работы программ-

ных модулей, где расчетное ядро программы ThermoGTE вызывалось не в виде исполняемого файла, а в виде API-функций динамически подключаемой библиотеки ThermoGTE.DLL, вызываемых, в свою очередь, специально разработанным приложением с DOS-интерфейсом, реализующим ввод и вывод в соответствии с требованиями заказчика. За счет такого способа обращения к ММ двигателя обеспечилось полное (с точностью до 7-й значащей цифры) совпадение результатов, полученных в программе в интерактивном режиме при выпуске альбома дроссельных и высотно-скоростных характеристик, и по передаваемой ММ, для одинаковых граничных условий.

### Особенности передачи пользователю ММ для расчета переходных процессов

При использовании передаваемой ММ для расчета переходных процессов в составе виртуального стенда ММ двигателя должна вызываться в цикле с определенной частотой (для задач исследования приемистости-сброса газа рекомендуемая частота составляет 100 Гц). Передаваемая ММ двигателя реализована как динамически подключаемая библиотека (DLL), экспортирующая для внешнего использования функции прикладного программного интерфейса (API), необходимые для работы. Головной программный модуль однократно вызывает функции загрузки проекта и шаблона задания, и далее в цикле обращается к процедуре расчета шага интегрирования (рис. 9). Входными параметрами для этой процедуры являются внешние условия (давление и температура воздуха, скорость полета) и управление (расход топлива, угол направляющих аппаратов, положения клапанов и т. д.), а на выходе в головной модуль возвращается массив параметров двигателя, полученный в результате численного интегрирования динамики роторов и тепловых потоков с решением системы уравнений балансов расходов в характерных сечениях проточной части двигателя.

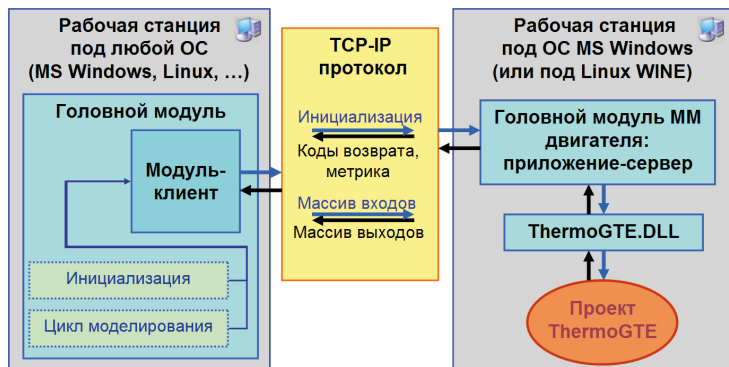


**Рисунок 9.** Схема обращения к модели двигателя через процедуры DLL API

В практике передачи ММ заказчику встречаются ситуации, когда вызывающее приложение, показанное на рис. 9 как головной модуль, не может напрямую обращаться к функциям, экспортируемым библиотекой ThermoGTE.DLL. Например, когда вызывающее приложение работает под операционной системой, отличной от MS

Windows. В этом случае доступ к функционалу ММ двигателя осуществляется через канал связи, реализованный по схеме «Клиент-сервер» (рис. 10).

В роли сервера выступает Windows-приложение. Оно после запуска открывает сетевой порт и ожидает соединения. При получении соответствующих команд от приложения-клиента приложение-сервер взаимодействует с библиотекой ThermoGTE.DLL аналогично тому, как показано на рис. 9.



**Рисунок 10.** Схема обращения к модели двигателя через протокол TCP-IP

Приложение-клиент может работать на другой рабочей станции (PC). Для обращения к ММ двигателя оно устанавливает соединение с сетевым портом, открытым сервером, и, вместо прямых вызовов функций API DLL, отправляет серверу через протокол TCP-IP пакеты данных, необходимых для обращений к ММ двигателя. Приложение-сервер обращается к функциям ThermoGTE.DLL с этими данными, получает отклик и выполняет отправку пакета данных с результатами приложению-клиенту. Фактические средние временные затраты на собственно обмен пакетами данных через сеть составляют в среднем 300 мкс для соединения на локальной PC, 800 мкс - для проводного соединения двух PC, и 4500 мкс для Wi-Fi соединения двух PC. С учетом частоты обращения к ММ двигателя около 100 Гц, такие затраты на сетевой обмен данными вполне приемлемы.

## Выводы

1. Подготовлено программно-методическое решение, обеспечивающее возможность расчета термодинамических параметров и характеристик ТРДД коммерческого самолета на всех режимах работы, возможных в эксплуатации, в статической и динамической постановках.

2. Реализована возможность использования единой математической модели газотурбинного двигателя разными пользователями, в т. ч. работающими на смежных предприятиях.

3. Быстродействие ММ в динамической постановке позволяет применять ее в составе пилотажных стендов и комплексных тренажеров.

### Литература

1. Web-ресурс [www.thermogte.ru](http://www.thermogte.ru) (дата обращения: 12.05.2024).
2. *Zachos P. K.* Gas Turbine Sub-idle Performance Modelling; Altitude Relight and Windmilling. Ph. D. Thesis. UK, Cranfield University School of Engineering, 2010.
3. Лещенко И. А., Вовк М. Ю., Буров М. Н. Метод расчета пусковых и авторотационных режимов в поэлементных нелинейных квазиодномерных математических моделях газотурбинных двигателей // Полет. 2022. № 7. С. 36–44.
4. *Righi M., Ferrer-Vidal L. E., Allegretti A., Pachidis V.* Low-order models for the calculation of compressor subidle characteristics // 24<sup>th</sup> Conference of the International Society of Air Breathing Engines (22–27 September 2019, Canberra, Australia). Paper No 24197.
5. *Рожкова М. В.* Исследование рабочего процесса компрессора низкого давления на режиме авторотации // Вестник МАИ. 2023. Т. 30. С. 91–98. DOI 10.34759/vst-2023-2-91-98

**Р. В. Лободин, А. Ю. Пеганов, А. И. Мариняк**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

lobodin\_rv@klimov.ru, peganov@klimov.ru, marinyak.ai@klimov.ru

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГРУПП СТУПЕНЕЙ ОДНОВАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИАГРАММЫ КОРДЬЕ**

**Аннотация.** Рассмотрен выбор распределения работы между группами ступеней одновального осецентрибежного или центробежного компрессора на стадии предварительного проектирования, а также выбор основных параметров — частоты вращения и габаритных размеров компрессора. Кроме того, рассматривается вопрос выбора геометрии входного отверстия первой ступени на основе анализа треугольников скоростей по высоте канала как без учета предварительной закрутки, так и с ее учетом. В процессе выбора распределения работы между группами ступеней для оценки адиабатического КПД центробежной ступени используется аналитические соотношения, связывающие удельную скорость и удельный диаметр с применением диаграммы Кордые.

### **Введение**

При проектировании новой проточной части одновального компрессора, состоящего из групп ступеней — осевая/центробежная или центробежная/центробежная — сразу возникает проблема оптимального распределения работы между этими группами с точки зрения обеспечения максимальной эффективности компрессора, а также соблюдения габаритных ограничений, накладываемых типом объекта, для которого проектируется данный компрессор (в данной статье рассматривается авиационное применение). В технической литературе этот вопрос практически никак не освещен, но от правильного выбора распределения работы во многом зависит как конструктивный облик самого компрессора и двигателя в целом, так и удельные характеристики.

Как правило, в габаритные ограничения вновь проектируемого компрессора включаются ограничения по минимальному диаметру втулки первого рабочего колеса осевого компрессора, обусловленные требованиями к размещению требуемого числа лопаток, конструкции диска и размещению опор. Другим конструктивным требованием является ограничение на максимальный габарит по миделю двигателя, что обусловлено особенностями предполагаемого использования.

На начальном этапе проектирования известными являются по сути два параметра для компрессора:

- приведенный расход  $G_{в пр к}$ ;
- степень повышения полного давления  $\pi_k^*$ .

Кроме того, экспертно указывается значение адиабатического КПД компрессора  $\eta_k^*$ , которое задается в расчете теплового цикла двигателя и которое необходимо



обеспечить (или уточнить) в процессе детального проектирования проточной части компрессора. Также считается, что полные параметры потока (давление и температура) на входе в компрессор соответствуют стандартным значениям  $P_{вх}^* = 101,325$  кПа,  $T_{вх}^* = 288,15$  К. Рассматривается упрощенный случай — поток на входе без предварительной закрутки и равномерное распределение осевой скорости по высоте лопатки первого рабочего колеса, а также не учитывается влияние загромождения пристеночным слоем, который формируется предстоящим входным патрубком. Отсчет углов потока принят от фронта решетки.

## Основная часть

### 1. Определение частоты вращения ротора

Первым шагом при выборе проточной части компрессора является определение частоты вращения ротора. Это можно выполнить исходя из заданного значения приведенного расхода, задания относительного диаметра втулки (или предполагаемого ограничения по втулочному диаметру  $D_{вт}$ ) или периферийного диаметра по первому рабочему колесу  $D_1$ .

Также необходимо задать в первом приближении значение осевой скорости на входе в рекомендуемом ниже диапазоне в зависимости от назначения:

- для стационарных осевых компрессоров  $C = 140 \dots 160$  м/с;
- для вертолетных осевых и осецентрибежных компрессоров  $C = 160 \dots 185$  м/с;
- для авиационных осевых компрессоров  $C = 185 \dots 220$  м/с.

Преобразованное уравнение расхода с использованием только полных приведенных (к стандартным условиям) параметров потока — давления и температуры, — а также осевой скорости показано ниже:

$$F_{1r} = \frac{G_{в.пр.к}}{\rho_1^* C_1 \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \left( \frac{C_1}{a_{1кр}^*} \right)^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}}. \quad (1)$$

Здесь

$F_{1r}$  — геометрическая площадь сечения (т. е. без учета коэффициента загромождения, который при необходимости может быть учтен);

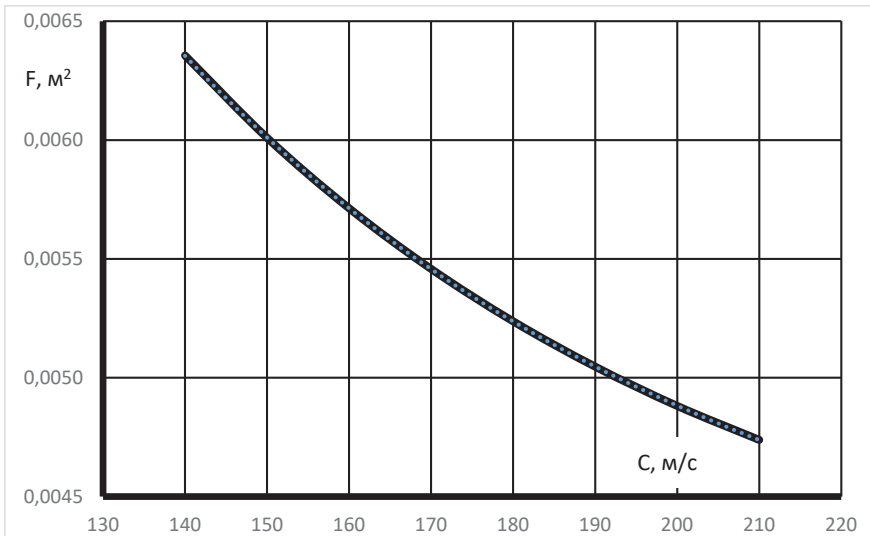
$\rho_1^* = \frac{P_1^*}{RT_1^*}$  — плотность по полным параметрам в сечении;

$C_1$  — осевая скорость потока;

$a_{1кр}^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}$  — критическая скорость звука;

$k = 1,4$  — показатель адиабаты.

На рисунке 1 приведена графическая зависимость, выведенная из уравнения расхода и связывающая осевую скорость с так называемой «единичной» площадью сечения, соответствующей расходу 1 кг/с.



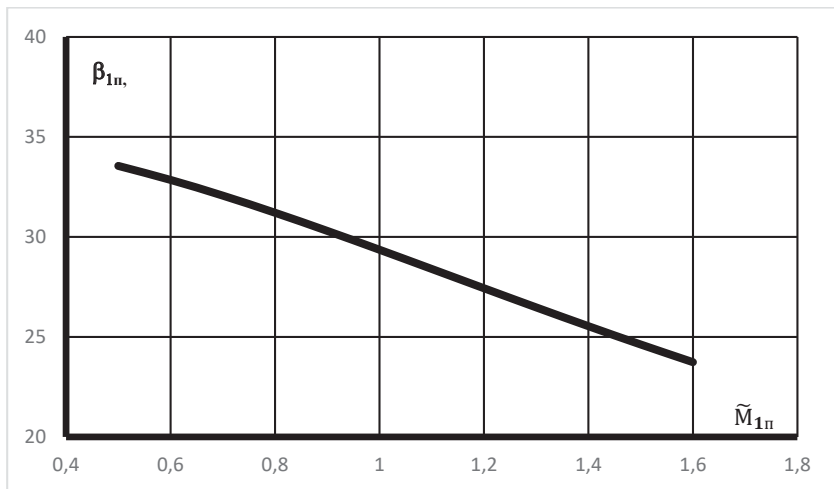
**Рисунок 1.** Зависимость «единичной» площади рабочего колеса первой ступени от осевой скорости на входе

Полученная зависимость аппроксимируется следующим выражением:

$$F_r = 12 \cdot 10^{-12} C^4 - 9368 \cdot 10^{-12} C^3 + 2814031 \cdot 10^{-12} C^2 - 408757267 \cdot 10^{-12} C + 0.029453763793, \quad (2)$$

которое можно использовать в программе предварительного проектирования проточной части первой ступени компрессора любого типа. Фактическая площадь сечения получается умножением полученного значения единичной площади на величину приведенного расхода, здесь же можно учесть и фактор загромождения пристеночным слоем \$K\_g\$. Далее через стандартные соотношения между геометрическими параметрами — диаметрами втулки и периферии — и площадью вычисляются все указанные характеристики входного сечения.

Вторым шагом при известном (или полученном на первом этапе) диаметре периферии входного сечения с использованием треугольников скоростей определяется окружная скорость в указанном сечении. При этом используется так называемый оптимальный угол потока в относительном движении \$\beta\_{1п\text{ опт}}\$, который соответствует максимуму так называемой функции производительности \$f(\bar{M}\_1, \beta\_1)\$, порядок определения которой подробно рассмотрен в [1]. Важно, что этот угол слабо меняется от числа Маха в относительном движении на периферии по входу, а сама зависимость приведена на рисунке 2.



**Рисунок 2.** Зависимость оптимального угла потока на входе в рабочее колесо от числа Маха в относительном движении

Ниже приведено выражение, связывающее число Маха в относительном движении по периферии с оптимальным углом потока:

$$\beta_{1п,опт} = -0,7790960870 \cdot \tilde{M}_{1п}^2 - 7,4859416401 \cdot \tilde{M}_{1п} + 37,6097559867. \quad (3)$$

В качестве первого приближения угол потока  $\beta_{1п}$  можно принять, предполагая уровень числа Маха в относительном движении на входе. Далее вычисляется окружная скорость на периферии лопаточного венца:

$$U_{1п} = \frac{c_{1п}}{\tan \beta_{1п}} \quad (4)$$

и частоту вращения ротора:

$$n = \frac{60U_{1п}}{\pi D_{1п}}. \quad (5)$$

Теперь можно вычислить и число Маха в относительном движении используя следующее соотношение:

$$W_{1п} = \sqrt{C_{1п}^2 + U_{1п}^2}. \quad (6)$$

Тогда число Маха равно:

$$\tilde{M}_{1п} = \frac{W_{1п}}{a_1} = \frac{W_{1п}}{\sqrt{kRT_1}} \quad (7)$$

здесь  $a_1$  — скорость звука по статической температуре.

Теперь, зная число Маха в относительном движении на периферии и используя функцию производительности  $f(\bar{M}_1, \beta_1)$ , в итеративном режиме можно уточнить величину угла потока  $\beta_{1п}$  в относительном движении и, соответственно, частоту вращения  $n$ , которая передается в следующий этап расчета.

Здесь же можно отметить, что по этой методике можно оценить габариты входа в замыкающую центробежную ступень, используя приведенные параметры потока на входе в рабочее колесо, а также использовать ее для оценки параметров компрессора в случае применения двухвальной схемы, включая и частоту вращения.

## 2. Определение параметров групп ступеней

После определения частоты вращения ротора можно переходить к определению параметров групп ступеней осецентрибежного компрессора и оценке распределения работы между группами ступеней.

Исходными данными для этого являются:

- полные параметры потока на входе;
- приведенный расход воздуха на входе;
- суммарная степень повышения полного давления компрессора;
- частота вращения ротора.

Для разбиения работы между группами ступеней задается значение степени повышения полного давления по группе осевых ступеней  $\pi_{ос}^*$  и, зная суммарную степень повышения давления  $\pi_k^*$ , вычисляется аналогичный параметр для центробежной ступени

$$\pi_{цс}^* = \frac{\pi_k^*}{\pi_{ос}^*}. \quad (8)$$

При полученной степени повышения давления группы осевых ступеней и экспертно (по статистике, аналогам или из опыта проектанта) принятом значении адиабатического КПД группы  $\eta_{ос}^*$  вычисляется полная температура по выходу из группы осевых ступеней  $T_{2ос}^*$ .

$$T_{2ос}^* = T_{вх}^* \left( \frac{\pi_{ос}^*{}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ос}^*} + 1 \right). \quad (9)$$

По полученной полной температуре  $T_{2ос}^*$  и степени повышения полного давления группы осевых ступеней  $\pi_{ос}^*$  вычисляется приведенный расход по входу в центробежную ступень и приведенная частота вращения центробежной ступени, которая используется (как и приведенный расход) для оценки удельной скорости  $N_s$  (см. ниже)

$$G_{в пр цс} = \frac{G_{в пр кв} \sqrt{T_{2ос}^*/T_{вх}^*}}{\pi_{ос}^*}, \quad (10)$$

$$n_{пр ос} = \frac{n_{пр ос}}{\sqrt{T_{2ос}^*/T_{вх}^*}}. \quad (11)$$

### 3. Оценка адиабатического КПД центробежной ступени

Оценка достижимого уровня адиабатического КПД центробежной ступени основана на использовании диаграммы Кордые, в которой устанавливается связь между удельной скоростью  $N_s$ , удельным диаметром  $D_s$  и адиабатическим КПД центробежной ступени  $\eta_{цс}^*$ . Ниже приведены выражения, с помощью которых вычисляются указанные параметры:

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{H_{ад}^{0,75}}; \quad (12)$$

$$D_s = \frac{D_2 H_{ад}^{0,25}}{\sqrt{Q}}, \quad (13)$$

где  $\omega$  — угловая скорость ротора (1/с)

$$\omega = \frac{\pi n_{пр\ цс}}{30}; \quad (14)$$

$Q$  — объемный расход по полным приведенным условиям на входе

$$Q = \frac{G_{в\ пр\ цс} * R * T^*}{P^*}; \quad (15)$$

$H_{ад}$  — адиабатическая работа ступени

$$H_{ад} = \frac{k}{k-1} R * T^* \left( \pi_{цс}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (16)$$

$D_2$  — характерный диаметр (для центробежной ступени — диаметр выхода рабочего колеса).

Графическое представление этой зависимости было предложено Балье [2] и приведено на рисунке 3.

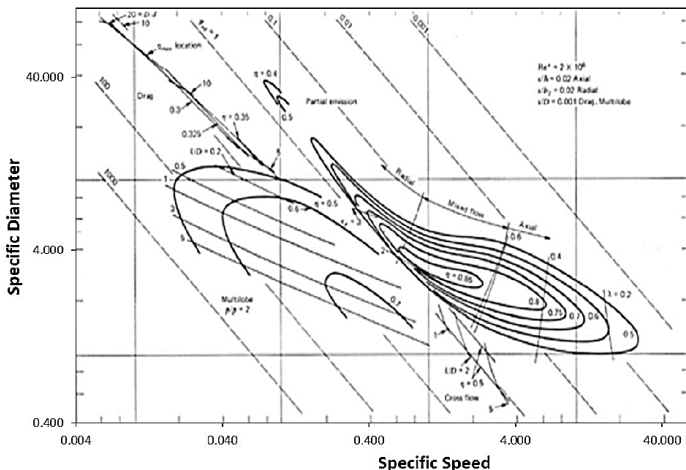


Рисунок 3. Диаграмма Кордые с уровнями адиабатического КПД [2]

Чтобы сделать расчет более эффективным, в [3] было представлено выражение КПД на основе уравнения, выраженный как функция удельной скорости и удельного диаметра и определяется как:

$$\eta(D_s, N_s) = \eta_{max}(N_s) \exp \left[ -\frac{(\log_{10} D_s - \log_{10} D_{sc}(N_s))^2}{\vartheta_{D_s}(N_s)^2} \right]. \quad (17)$$

Отметим, что параметры, соответствующие логарифму удельного диаметра  $\log_{10} D_{sc}$ , высоте пика кривой  $\eta_{max}$  и ширине кривой  $\vartheta_{D_s}$ , являются функциями удельной скорости. Эти три функции являются кусочными функциями и для одноступенчатого компрессора выражаются уравнениями, представленными в таблицах 1–3 (член  $x$  во всех уравнениях равен  $\log_{10}(N_s)$ ).

Т а б л и ц а 1

**Вычисление  $\log_{10} d_{s,c}$**

Диапазон значений $x$	Выражение для определения $\log_{10} d_{s,c}$
$x < -0,79$	$-0,6433x + 0,7068$
$-0,79 < x < 1,4$	$0,489 - 0,4264x + 0,6387x^2 -$ $-0,637x^3 - 0,2498x^4 + 0,58x^5 - 0,1965x^6$
$x > 1,4$	$0,0764$

Т а б л и ц а 2

**Вычисление  $\eta_{max}$**

Диапазон значений $x$	Выражение для определения $\eta_{max}$
$x < -0,68$	$1,289(3,265)^x$
$-0,68 < x < 1,4$	$0,8709 + 0,0146x - 0,3817x^2 +$ $+0,6176x^3 - 0,1331x^4 - 0,5645x^5 + 0,2843x^6$
$x > 1,4$	$1,745(0,4144)^x$

Т а б л и ц а 3

**Вычисление  $\sigma_{ds}$**

Диапазон значений $x$	Выражение для определения $\sigma_{ds}$
$x < -0,85$	$0,1341$
$-0,85 < x < 1,2$	$0,2516 + 0,3178x + 0,1485x^2 -$ $-0,5626x^3 - 0,1301x^4 + 0,4288x^5 - 0,1143x^6$
$x > 1,2$	$0,3306$

Использование кусочной функции не только обеспечивает высокую точность контура пика КПД, но также гарантирует реалистичное значение за пределами диапазона контура.

Следовательно, если известны удельные параметры центробежной ступени — удельная скорость  $N_s$  и удельный диаметр  $D_s$  — можно в первом приближении оценить адиабатический КПД ступени, а также оценить наружный габарит рабочего колеса и, используя стандартные рекомендации, диаметральный габарит всей ступени. Так как определяющей в этой группе параметров является удельная скорость  $N_s$ , то ее можно оценить по приведенным параметрам потока на входе в замыкающую центробежную ступень по формуле, приведенной выше. Зная удельную скорость можно оценить и удельный диаметр  $D_s$ , используя следующую аппроксимацию

$$D_s = -9.38579957N_s^3 + 28.10294893N_s^2 - 30.93768681N_s + 14.84742102$$

полученную по результатам статистической обработки более 100 экспериментальных ступеней для оптимального профилирования рабочих колес при угле выхода лопатки  $\beta'_2 = 50^\circ$  [4]. Как показывает более детальный анализ полученных с помощью диаграммы Кордье значений адиабатического КПД центробежной ступени относительно реальных значений, расчетные значения КПД на 1...2 % выше экспериментальных значений и поэтому рекомендуется это учитывать при оценке суммарного КПД компрессора.

Теперь зная термодинамические параметры центробежной ступени можно оценить и суммарный адиабатический КПД осецентрированного компрессора:

- вычисляется полная температура за центробежной ступенью

$$T_k^* = T_{2\text{цс}}^* = T_{2\text{ос}}^* \left( \frac{\pi_{\text{цс}}^{*k} - 1}{\eta_{\text{цс}}^*} + 1 \right); \quad (18)$$

- вычисляется суммарный КПД осецентрированного компрессора

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*k} - 1}{T_k^*/T_{\text{вх}}^*}. \quad (19)$$

Полученная величина сравнивается с первоначальной оценкой и если есть расхождение, то уточняются значения степени повышения полного давления и адиабатического КПД осевой группы и расчет повторяется заново. При этом необходимо контролировать величину выходного диаметра рабочего колеса  $D_2$ , который определяется через удельный диаметр, а также окружную скорость  $U_2$  по выходу из рабочего колеса (по физической частоте вращения) во избежание выхода за разумные пределы по прочностным соображениям:

$$D_2 = \frac{D_s H_{\text{ад}}^{0,25}}{Q^{0,5}}; \quad (20)$$

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{60}. \quad (21)$$

Затраченная работа на сжатие оценивается по стандартному соотношению через теплоперепад

$$H_z = c_p (T_{\text{ВЫХ}}^* - T_{\text{ВХ}}^*), \quad (22)$$

где индексы «вх» и «вых» относятся к соответствующим сечениям проточных частей групп ступеней и компрессора.

### **Вывод**

Проведенный термодинамический анализ существующих конструкций осецентрибежных компрессоров (в частности, Т700, RTM322 и др.) показал, что оптимальным выбором является примерное равное распределение работы между группами ступеней, т. е. 45...55 %, причем в сторону нагружения осевой части.

### **Литература**

1. *Li X., Zhao Y., Liu Z., Chen H.* A new methodology for preliminary design of centrifugal impellers with prewhirl. Proc IMechE Part A // J. Power and Energy. 2019.
2. *Balje O. E.* A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part B—Compressor and Pump Performance and Matching of Turbocomponents // Journal of Engineering for Power. 1962. Vol. 84 (1), P. 103.
3. *Sondelski B., Swenson A., Nellis G., Anderson M., Wilson P.* Supercritical Brayton Power Conversion with a Direct Cooled Reactor for Space Power. University of Wisconsin-Madison, 2018.
4. *Мариняк А. И., Пеганов А. Ю.* Оценка применимости диаграммы Корды для выбора проточной части центробежного компрессора // Газотурбинные технологии. 2023. № 2. С. 191.



**Б. И. Мамаев, А. Л. Кузнецова**

ОКБ им. А. Люльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО», Москва  
kuznetsova-ann@yandex.ru

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТУРБИНЫ

*Аннотация.* Приведенные основные положения методики газодинамического расчета турбины затрагивают вопросы выбора числа контрольных сечений и начальной температуры, учета физических свойств рабочего тела, определения угла выхода потока из лопаточного венца и оценки коэффициентов потерь. При расчете потерь от охлаждения учитывается влияние энергии охладителя, его смещение с газом, неизотермичность пограничного слоя и изменение кромочных и концевых потерь. Методика успешно тестирована по результатам испытаний модельных и натуральных турбин. Статья будет полезна специалистам, занятым разработкой газовых турбин.

Расчет по среднему диаметру, как правило, с последующей корректировкой его результатов на основе экспериментов является основной процедурой газодинамического расчета охлаждаемой турбины [1]. Задача правильного учета влияния охлаждения в расчете исключительно сложна, как всякая задача, связанная с исследованием течения с теплообменом [2, 3].

С повышением температуры газа перед турбиной возникают на практике новые более интенсивные способы охлаждения ее горячих частей и совершенствуется сама система охлаждения, причем усиливается влияние охлаждения на расходные, кинематические и энергетические характеристики турбины, которые тесно связаны между собой и, к тому же, взаимообусловлены. В этих условиях требование обеспечить высокую точность расчетных результатов становится все более сложной методологической задачей [4].

В предлагаемой статье излагаются основные положения методики газодинамического расчета, разработанной для решения обозначенной задачи [5].

Для одномерного расчета очень важно, чтобы математическая модель турбины по возможности полно отражала физическую картину процессов, протекающих в проточной части турбины.

Для каждого лопаточного венца принято четыре поперечных сечения вдоль проточной части: на входе, в горловом сечении, в плоскости выходных кромок и за венцом. Такой набор обеспечивает хорошие возможности для детального описания процесса, например, учет переменности потерь вдоль оси венца и перестройку потока в осевом зазоре. В охлаждаемой ступени можно учесть влияние различных выдувов охладителя и его паразитных утечек.

По обыкновению, в охлаждаемых турбинах рассматриваются три начальных температуры рабочего тела: температура газа на входе  $T_0^*$ , температура в горле сопла-

вого аппарата  $T_{V0}^*$  и температура условной смеси газа и всего охлаждающего турбину воздуха  $T_{mix}^*$  (Понятно, что работа расширения потока равна  $L_m = i_{mix0}^* - i_2^*$ , где  $i_{mix0}^*$  — энтальпия условной смеси перед турбиной, а  $i_2^*$  энтальпия той же реальной смеси на выходе их турбины.)

Ни одна из этих трех температур в полной мере не может отразить влияние охлаждения на работу турбины. Температура  $T_0^*$  в первой ступени - по сути, температура газа на выходе из камеры сгорания - в наименьшей степени подходит для этого. Величина  $T_{V0}^*$  отражает влияние охлаждения на потери в сопловом аппарате, на его пропускную способность и степень реактивности ступени. Температура  $T_{mix}^*$  зависит от параметров охлаждающего воздуха, выпускаемого в рабочем колесе. В итоге можно полагать, что температура  $T_{V0}^*$  будет лучше всего отражать влияние охлаждения на кинематику и эффективность ступени [1]. Именно поэтому в анализе в качестве начальной принимается температура потока в горле соплового аппарата  $T_{V0}^*$ .

Метод определения угла выхода потока  $\beta_2$  является основой газодинамической модели турбины. В методике для расчета угла и предельной скорости выхода  $\lambda_{2lim}$ , при которой в горле достигается скорость звука (“запирание“ по расходу), использованы зависимости, которые получены путем совместного решения основных уравнений сохранения, записанных для объема между сечениями в горле межлопаточного канала и за венцом. Зависимости учитывают влияние геометрических параметров венца, конусности меридианных линий тока, сжимаемости газа и переменных по длине межлопаточного канала потерь. Анализ показал, что зависимости хорошо согласуются с экспериментальными данными для плоских решеток и турбинных ступеней и дают высокую точность определения угла выхода в широком диапазоне углов атаки на входе в венец.

Наиболее трудным вопросом при расчете турбины является оценка потерь на разных режимах работы [1]. Методика предусматривает вычисление коэффициентов потерь по полуэмпирическим зависимостям, обеспечивающим высокую точность расчета. Суммарные потери в неохлаждаемом венце складываются из потерь трения, кромочных, волновых и концевых потерь. При этом учитывается влияние густоты решеток, толщины кромок лопаток, веерности венца, сжимаемости газа, углов входа и выхода, числа Re и повышенной турбулентности набегающего потока.

Для охлаждаемой турбины используются зависимости, базирующиеся на многочисленных экспериментальных данных по влиянию охлаждения на потери в турбине [2]. Возможен учет влияния выдува охладителя в проточную часть через отверстия перфорации на поверхности пера и концевых полок лопаток, через выходную кромку лопатки, по стыкам концевых полок сопловых и рабочих лопаток, в осевой зазор ступени и за рабочей лопаткой. При расчете дополнительных потерь из-за охлаждения учитывается влияние энергии охлаждающего воздуха, его смешения с газом, неизотермичности пограничного слоя и изменений кромочных и концевых потерь.

КПД охлаждаемой решетки  $\eta_p$  — отношение кинетической энергии смеси за решеткой к сумме располагаемых энергий основного потока и охлаждающего воздуха

[2]. Коэффициент потерь охлаждаемой решетки  $\zeta_p = 1 - \eta_p$ . Коэффициент скорости — отношение средней скорости смеси за решеткой к изоэнтروпической скорости основного потока:  $\varphi = c/c_{1gis}$ .

При отсутствии охлаждения ( $m_c = 0$ ):  $\eta_0 = \varphi_0$ ,  $\varphi_0 = (1 - \zeta_0)^{0.5}$ .

Коэффициент скорости в охлаждаемой решетке  $\varphi = \varphi_0 + \delta\varphi_c$ , где  $\varphi_0$  — коэффициент скорости в заданной решетке при  $m_c = 0$ ,  $\delta\varphi_0 \approx 1 - 0.5\zeta_{pr0}$ ,  $\delta\varphi_c$  — приращение коэффициента скорости, обусловленное охлаждением лопаток и выпуском воздуха в проточную часть турбины,

$$\delta\varphi_c = -0.5\delta\zeta_c = -0.5(\zeta_c - \zeta_{mix} - \zeta_Q - \delta\zeta_{pr} - \bar{m}_c),$$

$\delta\zeta_c$  — коэффициент дополнительных потерь из-за охлаждения,  $\zeta_c$  — коэффициент, учитывающий энергию выпускаемого воздуха,  $\zeta_{mix}$  — коэффициент потерь смешения,  $\zeta_Q$  — коэффициент потерь из-за отвода тепла от газа в лопатки,  $\delta\zeta_{mix}$  — изменение профильных потерь в охлаждаемой решетке.

Принято, что все дополнительные потери в решетке из-за выпуска охладителя на участке от входа в нее до горла, оцененные с помощью коэффициентов  $\eta_c$ ,  $\varphi$  и  $\delta\varphi_c$ , состоялись именно на этом участке. Коэффициенты  $\zeta$ ,  $\varphi$  и  $\psi$ , используемые в методике для расчета действительной скорости потока в относительном движении, учитывают влияние изменения кинетической энергии из-за изменения окружной скорости, которое может происходить при переходе от одного контрольного сечения рабочего венца к другому в соответствии с уравнением энергии

$$i_{1w}^* - \frac{u_1^2}{2} = i_{nw}^* - \frac{u_n^2}{2} = i_{2w}^* - \frac{u_2^2}{2}.$$

В общем случае величина  $\Delta\varphi_{1-n}$  складывается из потерь из-за выпуска воздуха до горла канала через перфорацию на пере и торцевых стенках лопатки и через стыки полок соседних лопаток.

При выпуске охладителя за горлом решетки сначала рассчитывается исходный поток через заданный венец без учета охладителя, выпускаемого на участке за горлом, а затем вносятся поправки на влияние этого охладителя. Если в венце охлаждающий воздух выпускается и на переднем участке межлопаточного канала, то за исходный принимается не поток газа, поступающего на вход в венец, а течение смеси, образовавшейся до горлового сечения. Из расчета исходного потока в сечении 2 на выходе известны давление  $p_2$ , изоэнтروпическая скорость  $w_{2is}$ , коэффициент скорости  $\psi_n$  и расход  $m_{mix} = m_{1mix}$ . Определяется коэффициент дополнительных потерь из-за выпуска охладителя за горлом  $\delta\zeta_{cn}$  и соответствующая ему величина  $\Delta\psi_n = -0.5\delta\zeta_{cn}$ . Коэффициент скорости с учетом всех выпусков охлаждающего воздуха  $\psi = \psi_n + \Delta\psi_{cn}$ .

Далее можно найти все действительные параметры потока в сечении на выходе из венца.

Дополнительные потери из-за перфорации на профильной поверхности лопатки составляют величину  $\delta\zeta_c \approx \bar{m}_c - \zeta_c + \zeta_{mix}$  и соответствующее ей снижение коэффициента скорости

$$\Delta\varphi_c \approx 0.5(\zeta_c - \zeta_{mix} - \bar{m}_c),$$

где  $\bar{m}_c = m_c/m_1$ ,  $m_c$  — расход воздуха,  $m_1$  — расход газа в сечении на входе в рассчитываемый венец. Следует заметить, что в исходные данные входит относительный расход воздуха через перфорацию  $\bar{m}_c = m_c/m_{ot}$ , где  $m_{ot}$  — расход газа в сечении на входе в турбину.

Коэффициент, учитывающий энергию охлаждающего воздуха (при  $p_{c1}^* \approx p_1^*$ ):

$$\zeta_c = \sum \bar{m}_{ci} \left\{ \bar{i}_{cl}^* \left[ 1 - \frac{w_{gi}}{w_{g2is}} \right]^2 + \left( \frac{w_{gi}}{w_{g2is}} \right)^2 \left( \frac{w_{ci} \sin \omega_i \cos \theta_i}{w_{gi}} \right)^2 \right\},$$

где  $W_{g2is}$  — изоэнтропическая скорость газа на выходе из венца;  $W_{gi}$  — скорость обтекания профиля в месте перфорационных отверстий;  $\theta_i$  — угол наклона отверстий перфорации к обводам профиля;  $\omega_i$  — угол наклона отверстий перфорации к поверхности лопатки в радиальной плоскости;  $\bar{i}_{cl}^* = i_{cl}^*/i_{gl}^*$  — отношение полных энтальпий воздуха и газа.

Коэффициент потерь смешения

$$\zeta_{mix} = \sum \bar{m}_{ci} \left( \frac{w_{gi}}{w_{g2is}} \right)^2 \left( 1 - \frac{w_{ci} \sin \omega_i \cos \theta_i}{w_{gi}} \right)^2.$$

В зависимостях для расчета  $\zeta_c$  и  $\zeta_{mix}$  величина  $T_{g1}^*$ , в случае выпуска до горла равна температуре газа на входе в венец, а при выпуске за горлом — условной температуре смеси  $T_{mix1}^*$ , образовавшейся до горла канала.

Коэффициент потерь при выпуске воздуха через перфорацию на торцевых стенках

$$\delta\zeta_c = \sum_i^n K_i \bar{m}_{ci} (1 - \bar{w}_{ci} \cos \theta_i),$$

где  $n$  — число зон выпуска;  $\bar{w}_{ci} = w_{ci}/w_{gi}$ ;  $\theta_i$  — угол наклона перфорационных отверстий к стенке;  $K_i = 1.5$  при выпуске до горла канала и  $K_i = 2.5$  при выпуске за горлом.

Дополнительные потери при выпуске воздуха через щели в выходных кромках лопаток

$$\delta\zeta_c = \bar{m}_c + \zeta_{mix} + \delta\zeta_{pr} - \zeta_c.$$

Коэффициент, учитывающий энергию воздуха на выходе

$$\zeta_c = \frac{m_c w_{c2}^2}{m_{g2} w_{g2}^2},$$

где  $m_{g2}$  — расход газа (или смеси, которая содержит в себе воздух, выпущенный до горла);  $W_{c2}$  — скорость истечения воздуха из щели;  $W_{g2}$  — скорость выхода газа (или указанной смеси).

Коэффициент потерь смешения

$$\zeta_{mix} = \frac{m_c}{m_c + m_{g2}} \left( 1 - \frac{w_{c2}}{w_{g2}} \right)^2.$$

Увеличение коэффициента потерь трения  $\delta\zeta_{fr}$  из-за неизотермичности пограничного слоя принимается в сопловых лопатках равным 0,005, а в рабочих 0,01.

В общем случае величина потерь на участке течения за горлом складывается из потерь из-за выпуска охлаждающего воздуха за горлом через перфорацию на пере и торцевых стенках лопатки, через стыки полок и щель в выходной кромке. Кроме того, к сопловому аппарату относятся дополнительные потери, возникающие из-за корневого подсоса в осевой зазор.

Коэффициент дополнительных потерь из-за утечек по стыкам концевых полок лопаток  $\zeta_j = K\sqrt{\bar{m}_c}$ , где  $K = 0.15$  для соплового аппарата,  $K = 0.2$  для рабочего колеса;  $\bar{m}_c$  — относительные утечки,  $\bar{m}_c = m_c/m_g$ ,  $m_g$  — расход газа на входе в венцы за вычетом утечек через радиальный зазор по периферии рабочих лопаток или по корню соплового аппарата. Из анализа ряда турбин найдено разделение утечек и дополнительных потерь по участкам межлопаточного канала, в соответствии с чем: в сопловом аппарате на участке от входа до горла  $m_{cn} = 0.7m_c$ ,  $\zeta_{jn} = 0.6\zeta_j$ , в рабочем колесе на участке до горла  $m_{cn} = 0.8m_c$ ,  $\zeta_{jn} = 0.7\zeta_j$ .

Все дополнительные потери из-за корневого подсоса в осевой зазор ступени относятся к сопловому аппарату. В случае нулевой скорости подсосываемого газа коэффициент потерь

$$\delta\psi_l = -K_{\Delta l} \cdot \bar{m}_l \lambda_{lh}^2,$$

где относительный подсос  $\bar{m}_l = m_l/m_{mixl}$ ,  $m_{mixl}$  — расход газа через горло соплового аппарата;  $\lambda_{lh}$  — приведенная скорость потока у корня соплового аппарата на выходе;  $K_{\Delta l}$  — эмпирический коэффициент,  $K_{\Delta l} = 1$  при положительной корневой перекрыше на входе в рабочее колесо,  $K_{\Delta l} = 0$  при нулевой и отрицательной перекрыше на входе в рабочее колесо.

Для оценки эффективности турбин используется первичный КПД по заторможенным параметрам, наиболее удобный в термодинамических расчетах [1, 6]:

$$\eta_T^* = \frac{N_T}{m_V H_V^*},$$

где  $N_T$  — мощность ступени,  $m_V$  — расход смеси газа и охлаждающего воздуха через горло соплового аппарата,  $H_V^*$  — располагаемая энергия компонентов этой смеси, подсчитываемая по параметрам перед турбиной и полному давлению потока за турбиной.

## Выводы

1. Изложенная методика в достаточной мере реализует большинство принципиальных положений и требований, предъявляемых к методикам газодинамического расчета турбины.

2. Методика позволяет вести расчеты для продуктов сгорания различных углеводородных топлив, применяемых при разработке ГТУ, с учетом переменности их физических свойств в диапазоне изменения температур от  $-50$  до  $5000^\circ\text{C}$ .

3. Сравнительный анализ результатов расчетов и экспериментов показал, что расчет турбин по изложенной методике может обеспечить удовлетворительное согласование с экспериментом как по интегральным параметрам, так и по параметрам потока в ее контрольных сечениях. Поэтому методика может с успехом использоваться в работах по анализу и проектированию турбин.

## Литература

1. *Абианц В. Х.* Теория авиационных газовых турбин. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
2. *Венедиктов В. Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 340 с.
3. *Зарянкин А. Е.* Основы физического моделирования, элементы теории размерностей и примеры ее практического использования в задачах гидрогазодинамики. М.: МЭИ, 2017. 121 с.
4. *Локай В. И., Бодунов М. И., Жуйков В. В., Щукин А. В.* Теплоотдача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
5. *Мамаев Б. И., Рябов Е. К.* Методика газодинамического расчета характеристики многоступенчатой охлаждаемой турбины // Известия вузов. Авиационная техника. 2015. № 1. С. 50–55.
6. *Деревянко А. В., Журавлев В. А., Зикеев В. В., Князев В. В., Копелев С. З., Кудрявцев Д. В.* Основы проектирования турбин авиадвигателей / под ред. С. З. Копелева. М.: Машиностроение, 1988. 328с.

**Б. И. Мамаев, А. Л. Кузнецова**

ОКБ им А. Люльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО», Москва  
kuznetsova-ann@yandex.ru

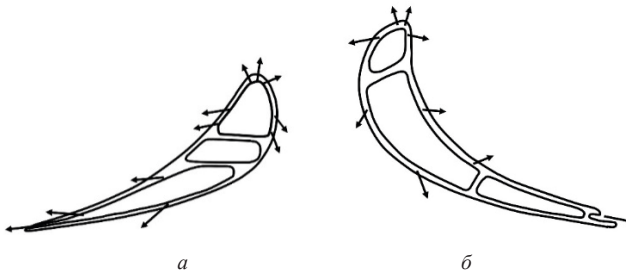
## **ВЛИЯНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ**

**Аннотация.** Численное исследование турбины с конвективно-плечным охлаждением лопаток показало, что КПД повышается с ростом температуры охладителя и снижается с его выпуском за горлом соплового венца, пропускная способность турбины увеличивается при снижении температуры газа, существует суперпозиция влияний различных выпусков охладителя на потери в венце и изменяется осевая сила на роторе при переключении охлаждения. Получены рекомендации по организации частичного охлаждения, по оптимальному выпуску охладителя вблизи выходных кромок, учету различий параметров ступени при ее модельных и натурных испытаниях и выбору угла атаки в проектируемой лопатке.

Задача о влиянии охлаждения на параметры двигателя и его турбины очень сложна. Решение ее зависит от правильного учета многих факторов: типа охлаждения лопаток и подвода охладителя к ротору турбины, степени реактивности турбины, особенностей системы регулирования двигателя и др. [1–3]. В настоящее время аналитических методов решения такой задачи нет. Как правило, применяются одномерные методы термогазодинамических расчетов с последующей корректировкой их результатов на основе экспериментов [2, 4]. Разумеется, при ограниченном объеме расчетных и экспериментальных данных многие эффекты, связанные с охлаждением, исследуются только на качественном уровне.

Для повышения экономичности ГТД необходимо накапливать теоретические, расчетные и экспериментальные данные по исследованию возможных путей экономии охладителя и по его влиянию на работу турбины. Эти данные очень важны, поскольку могут помочь не только в доводке другого конкретного двигателя, но и при оптимизации новой проектируемой турбины. На получение таких данных и нацелено настоящее численное исследование.

Расчеты выполнялись на примере ступени высокого давления авиационного ДТРД. Она имеет высоконапорную систему охлаждения сопловых и рабочих лопаток с подводом охлаждающего воздуха к ротору через теплообменник и аппарат спутной закрутки. (Такой вариант нередко встречается в современных двигателях [1, 4].) В ступени окружная скорость на среднем радиусе около 500 м/сек. Суммарный расход охлаждающего воздуха, отбираемого за компрессором, в сопловом аппарате ~ 14 % и в рабочем колесе ~ 6 %. Охлаждение, как обычно, за исключением передней части сопловых лопаток (см. рисунок) частично отключается на пониженных крейсерских режимах.



**Рисунок.** Охлаждающие полости лопаток (стрелками обозначены выпуски охладителя):  
*a* — сопловая лопатка; *б* — рабочая лопатка.

Газодинамические расчеты турбины выполнялись по методике, изложенной в предыдущем докладе на этой конференции. При ее разработке большое внимание было уделено соответствию математической модели турбины действительности. Учитывается изменение состава газовой смеси и переменность ее физических свойств по оси проточной части в широком диапазоне изменения температуры. Для каждого лопаточного венца выбрано четыре контрольных поперечных сечения, что позволяет учесть переменность потерь вдоль оси, а также влияние на течение различных выдувов охлаждающего воздуха. Для правильной оценки потерь энергии и параметров охлаждающего воздуха использовали зависимости, базирующиеся на обширных экспериментальных результатах по влиянию охлаждения на течение в турбине (в основном из [2]). Возможен учет влияния выдува охладителя в проточную часть через перфорацию на поверхность пера и концевых полок лопаток, через щель в выходной кромке, по стыкам концевых полок лопаток, с подсосом в осевой зазор ступени и за ее рабочим колесом. При расчете дополнительных потерь от охлаждения учитывается влияние энергии охлаждающего воздуха, его смешения с газом, неизо-термичности пограничного слоя и изменений кромочных и концевых потерь.

Как обычно [1, 2, 4], для оценки эффективности турбины используется первичный КПД по заторможенным параметрам потока в горле соплового аппарата.

Как правило, турбины высокого давления сильно нагружены и заперты по расходу. Опыт реальных двигателей показывает, что в них даже большие изменения режима работы не меняют степени понижения давления в турбине  $\pi^*_T$ , а при отключении охлаждения частота вращения ротора немного растет вследствие уменьшения нагрузки на компрессор.

Исходный расчет ступени на номинальном режиме с полным охлаждением показал, что при радиальном зазоре  $\delta = 0.8$  мм и отношении скоростей  $u/c^*_{ад} \approx 0.49$ , где  $u$  — окружная скорость на среднем радиусе,  $c^*_{ад}$  — скорость, соответствующая адиабатическому теплоперепаду по полным параметрам, средняя степень реактивности  $\rho = 0.5$  и КПД  $\eta^* \approx 0.9$ . Полученное значение КПД свидетельствует о высокой эффективности ступени с необандаженной рабочей лопаткой [2].



Кинематические параметры:  $\lambda_{c1} \approx 1$ ,  $\lambda_{w2} \approx 1.07$  — приведенные адиабатические скорости на выходе из лопаток;  $\Delta\beta_1 = 5^\circ$  - угол атаки на входе в рабочее колесо;  $\lambda_{c2} \approx 0.5$ ,  $\alpha_2 \approx 56^\circ$  - скорость и угол потока в абсолютном движении за ступенью.

По расчету отключение охлаждения в передней части сопловой лопатки (воздух не проходит через теплообменник) ожидаемо привело бы к снижению потерь в венце на участке до его горла и росту пропускной способности  $G$  на 1.3 %, где  $G = \frac{G_{CA} \sqrt{T_{CA}^*}}{P_o^*}$ ,  $G_{CA}$  — расход газа через горло соплового аппарата,  $T_{CA}^*$  — температура газа в горле,  $P_o^*$  — полное давление на входе в ступень. Увеличиваются значения температур перед лопатками  $T_{CA}^*$  и  $T_{1w}^*$ . Как результат увеличивается степень реактивности до  $\rho = 0.51$ , растет мощность турбины на  $\sim 4\%$  и снижается отношение  $u/c_{ад}^*$  до 0.48. Кинематические параметры в таком случае:  $\lambda_{c1} \approx 0.96$ ,  $\lambda_{w2} \approx 1.1$ , практически не изменились значения  $\Delta\beta_1$ ,  $\lambda_{c2}$  и  $\alpha_2$ . Несмотря на рост волновых потерь в рабочих лопатках значение КПД увеличивается на  $\sim 0.6\%$ .

При отключения всего охлаждения на участке до горла соплового аппарата качественные изменения параметров потока такие же, как в предыдущем случае. Но поскольку потери в сопловом аппарате еще немного снижаются, КПД дополнительно увеличивается на  $\sim 0.2\%$ .

По расчету при отключении охлаждения на участке за горлом соплового аппарата (в основном через щели вблизи выходной кромки лопаток уменьшение расхода воздуха на  $\sim 2.3\%$ ) потери в аппарате заметно снижаются. Пропускная способность практически неизменна, но колесо как бы раскрывается, поэтому степень реактивности падает до  $\rho = 0.47$  и уменьшается значение  $\lambda_{w2}$  до 1.05. Однако увеличивается угол атаки  $\Delta\beta_1$  до  $9^\circ$ . В итоге потери в рабочем колесе остаются практически неизменными. Также не изменились величины  $T_{CA}^*$  и  $u/c_{ад}^*$ , а угол  $\alpha_2$  немного вырос и скорость  $\lambda_{c2}$  упала. КПД турбины снизился на  $\approx 0.8\%$ . Причина этого — превалирующее влияние уменьшения расхода рабочего тела через колесо. Но это снижение КПД не означает ухудшение экономичности двигателя. В цикле уменьшение расхода охладителя, отбираемого за компрессором, ведет к снижению удельного расхода топлива. Как показали оценки, в данном случае это снижение пересиливает противоположное влияние уменьшения КПД.

Полученный результат согласуется с утверждением, что экономия расхода охладителя и совершенствование всей системы охлаждения являются важнейшей частью создания высокоэффективного ГТД [3, 4].

Рассмотренный в настоящем исследовании пример влияния охлаждения соплового аппарата на работу турбины показал еще один интересный результат. По выполненным расчетам оказалось, что суммарное влияние на КПД выпусков охладителя из лопаток в проточную часть до горла межлопаточного канала и за горлом равно сумме влияния всех отдельных выпусков. Использование этой суперпозиции влияний может быть полезным в расчетах при оценке потерь в лопаточных решетках ступени.

В турбине значительные потери энергии из-за охлаждения связаны с рабочим колесом. Они складываются из потерь в проточной части (термодинамических потерь при отводе тепла в охладитель и смешения охладителя с газом) и потерь на подводе охладителя к лопаткам (гидравлические потери на подводе к аппарату закрутки и насосные потери) [1, 2]. По расчету на основном режиме только насосная работа составляет  $\sim 2\%$  мощности ступени. Наконец, не стоит забывать, что сам расход охладителя является в цикле источником дополнительных термодинамических потерь, ухудшающих экономичность двигателя.

При выпуске охладителя за горлом соплового венца усиливается влияние его закрученных следов лопаток на потери в рабочем колесе. К тому же потери растут из-за образующейся повышенной нестационарности потока на входе в колесо. Поэтому выпуск воздуха вблизи выходной кромки лопаток желательно делать на их крыто со скосом поверхности под углом не более  $20^\circ$  и с утоненной выходной кромкой, которую в этом случае образует лишь спиночная оболочка лопатки.

По расчету на номинальном режиме частичное отключение охлаждения рабочего колеса (оставлено расхода  $\sim 2\%$  вместо  $6\%$ ) увеличивает КПД турбины на  $\sim 2\%$ . Рабочее колесо как бы раскрывается (расход на выходе из колеса уменьшается на  $5\%$ ) и резко снижается степень реактивности ступени до  $\rho = 0.35$ . Характер течения и потери в сопловом аппарате почти не изменяются, растет значение  $\lambda_{c1}$  до 1, пропускная способность ступени не изменяется. Снижается значение  $\lambda_{w2}$  до 1.04 и уменьшаются волновые потери в колесе, но увеличивается угол атаки до  $\sim 7^\circ$ . Параметры потока в абсолютном движении на выходе из колеса меняются мало (немного падает  $\lambda_{c2}$  и растет  $\alpha_2$ ). Следует заметить, что изменение степени реактивности ступени при переключении охлаждения колеса нарушает условия осевой разгрузки ротора турбокомпрессора, и эта проблема должна быть внимательно проанализирована и учтена при проектировании двигателя.

Понятно, что не только указанным повышением КПД в  $2\%$  измеряется выигрыш в экономичности двигателя. Само уменьшение расхода сжимаемого в компрессоре охладителя дает весомый выигрыш в удельном расходе топлива.

Повышение температуры охладителя при сохранении расхода ведет к росту скорости его истечения из лопаток. Это уменьшает потери смешения  $\Delta\zeta$  и соответственно увеличивает КПД (повышение температуры на  $10\%$  дает  $\Delta\zeta = -0.001$  и увеличение КПД на  $0,1-0,2\%$ ). При этом добавка энергии основному потоку увеличивает мощность турбины на  $\sim 0,6\%$ .

Расчеты показали, что такая линейная зависимость изменения КПД и мощности сохраняется в диапазоне изменения относительной температуры охладителя  $0,4-0,7$ .

Потери энергии от охлаждения рабочего колеса существенно превышают потери от охлаждения соплового аппарата, особенно, если воздух проходит через теплообменник. Поэтому при проектировании турбины большое внимание должно уделяться уменьшению паразитных утечек охладителя и насосных затрат на его подводе

к лопаткам. Даже частичное отключение охлаждения колеса на пониженных крейсерских режимах работы может стать эффективным средством улучшения экономичности двигателя.

Испытания охлаждаемых турбин проводятся на автономных стендах нередко при температурах газа и охладителя существенно меньших (в полтора - три раза), чем в реальных условиях. При этом главные отклонения от реальных условий следующие: рост температуры охладителя ведет к уменьшению потерь смешения, а волновые потери в колесе уменьшаются при снижении степени реактивности из-за того, что потери от охлаждения, обычно, уменьшаются больше в рабочем колесе. Несколько увеличиваются потери от угла атаки и снижения числа Re.

По расчету суммарное повышение КПД в эксперименте по сравнению с натурными условиями составляет  $\sim 1\%$ . Пропускная способность турбины со снижением температуры газа увеличивается из-за снижения теплоемкости рабочего тела (в нашем расчете на  $\sim 2\%$ ).

Дополнительно, в модельном эксперименте с натурной турбиной могут быть уменьшены рабочий радиальный зазор, нестационарность потока и степень его начальной турбулентности. По расчету это может увеличить КПД на  $1\%$ .

Разумеется, эти отличия КПД и пропускной способности должны учитываться инженерами при анализе результатов эксперимента [2].

## **Выводы**

1. Отключение выпуска охладителя за горлом соплового аппарата, несмотря на уменьшение потерь в нем, ведет к заметному снижению КПД турбины вследствие уменьшения расхода рабочего газа в колесе турбины. Но это не означает ухудшения экономичности двигателя, поскольку в цикле превалирует влияние уменьшения затрат на сжатие воздуха и термодинамического выигрыша от увеличения располагаемого изоэнтروпического теплоперепада газа.

2. Для снижения потерь в сопловом венце не рекомендуется делать выпуск охладителя из лопатки на спинку профиля в той его части, где скорости обтекания  $\lambda$  превышают 0.6. В обоих лопаточных венцах ступени не следует делать выпуск охладителя в косом срезе профильных решеток.

3. Суммарные потери энергии от различных выпусков охлаждающего воздуха равны сумме потерь от отдельных выпусков. Эта важная суперпозиция влияний облегчает расчет потерь в венце. Потери от выпуска охладителя до горла межлопаточного канала, увеличивающиеся с приближением места выпуска к горлу, ведут к уменьшению пропускной способности турбины.

4. Допустимое затекание горячего воздуха во внутренние полости рабочей лопатки и подводящие каналы охлаждения позволяет увеличить глубину отключения охлаждения и получить максимально возможное улучшение экономичности не только от уменьшения расхода охладителя, но и за счет уменьшения радиального зазора вследствие повышения температуры диска и лопаток колеса.

5. Отключение охлаждения колеса, ведущее к уменьшению степени реактивности турбинной ступени, может приводить к появлению больших углов атаки на входе в рабочие лопатки, что снижает положительный эффект от отключения на крейсерских режимах работы. Поэтому при проектировании турбины с управляемой системой охлаждения значения конструктивного угла входа в рабочие лопатки должны выбираться в результате проведения многорежимной оптимизации.

6. Повышение температуры охлаждающего воздуха при увеличении скорости его выхода из лопаток ведет к небольшому росту КПД (0.1–0.2 % изменения КПД при изменении температуры на 10 %). По расчету эта зависимость имеет линейный характер в диапазоне изменения относительной температуры охладителя 0.4–0.7 при температуре газа перед турбиной от 800 до 1950 К). При этом на 0.6 % увеличивается и мощность турбины из-за притока энергии в основной поток.

7. При переносе на натуру результатов испытаний турбин в модельных условиях с существенно меньшей температурой следует вносить коррекции в измеренные значения КПД и других параметров турбины в основном из-за увеличенной нестационарности и турбулентности реального потока, большего рабочего радиального зазора, меньшего значения относительной температуры охладителя и уменьшенной пропускной способности турбины.

8. Использование теплообменника в системе охлаждения для понижения температуры воздуха должно быть всесторонне обосновано при проектировании (с учетом усложнения конструкции, дополнительных затрат на обслуживание и, в конечном счете, стоимости турбины).

9. Расчеты показали, что использованная методика газодинамического расчета, в целом, правильно отражает влияние охлаждения на работу турбины. Поэтому при подготовке экспериментов следует ее (или другую надежную методику) использовать для предсказания и анализа результатов, чтобы избежать грубых ошибок опытов.

## Литература

1. *Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е.* Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1983. 120 с.
2. *Венедиктов В. Д.* Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 340 с.
3. *Локай В. И., Бодунов М. И., Жуйков В. В., Шукин А. В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
4. *Деревянко А. В., Журавлев В. А., Зикеев В. В., Князев В. В., Копелев С. З., Кудрявцев Д. В.* Основы проектирования турбин авиадвигателей / под ред. С. З. Копелева. М.: Машиностроение, 1988. 328 с.

*А. И. Мариняк, А. Ю. Пеганов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
 peganov@klimov.ru

## ОЦЕНКА ПРИМЕНИМОСТИ ДИАГРАММЫ КОРДЬЕ ДЛЯ ВЫБОРА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы применения диаграммы Кордье (Cordier) для выбора габаритных размеров проточной части ступени центробежного компрессора на этапе предварительного проектирования. Определены функциональные ограничения по основным проектным параметрам для обеспечения максимальной эффективности ступени компрессора.

### Введение

При разработке конструкции любой лопаточной машины, включая и компрессор, когда известны три параметра, как правило это расход  $G$ , степень повышения полного давления  $\pi_k^*$  и ожидаемый уровень адиабатического КПД  $\eta_{ад}^*$ , — перед разработчиком неизбежно возникает вопрос выбора облика проточной части. Если нет прототипа, то наиболее удачным выбором является использование диаграммы Кордье (Cordier), которая позволяет ответить, как минимум, на два вопроса:

1. Определение конфигурации лопаточной машины — осевая, диагональная или радиальная;
2. Выбор частоты вращения и габаритные размеры проточной части компрессора (ступени) на стадии предварительного проектирования (preliminary design).

Впервые диаграмму, связывающую основные безразмерные параметры одноступенчатой лопаточной машины различного исполнения (т. е. компрессоры и турбины) — коэффициент напора  $\psi$  и коэффициент расхода  $\phi$ , — через так называемые удельные параметры — удельную скорость  $N_s$  ( $\sigma$ ) и удельный диаметр  $D_s$  ( $\delta$ ), — опубликовал Кордье (Cordier) в 1953 году [1]. Она была получена по результатам обработки многочисленных экспериментальных данных по изолированным ступеням.

Выражения для основных безразмерных параметров приведены ниже:

- 1) удельная скорость (specific speed)

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{H_{ад}^{0.75}}, \quad (1)$$

где  $\omega$  — угловая скорость, рад/с.

- 2) удельный диаметр (specific diameter)

$$D_s = \frac{D_2 H_{ад}^{0,25}}{\sqrt{Q}}, \quad (2)$$

где  $Q$  — объемный расход, м<sup>3</sup>/с;

$H_{ад}$  — адиабатическая работа сжатия ступени, Дж/кг

$$H_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left( \pi_{ст}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (3)$$

$D_2$  — характерный диаметр колеса, м.

Примечания:

1. если известен массовый расход, то плотность потока определяется по полным параметрам на входе из уравнения состояния;
2.  $D_2$  для рабочего колеса центробежной ступени это диаметр по выходу, для осевой ступени — диаметр по периферии колеса.

Между удельными параметрами ( $N_s$ ,  $D_s$ ) и коэффициентами напора и расхода ( $\psi$ ,  $\phi$ ) существует связь, выраженная в следующих уравнениях:

$$N_s D_s = \frac{2}{\sqrt{\psi}}, \quad (4)$$

$$N_s D_s^3 = \frac{8}{\pi \phi}, \quad (5)$$

где  $\psi$  — коэффициент адиабатического напора

$$\psi = \frac{H_{ад}}{U_2^3}; \quad (6)$$

$\phi$  — коэффициент расхода

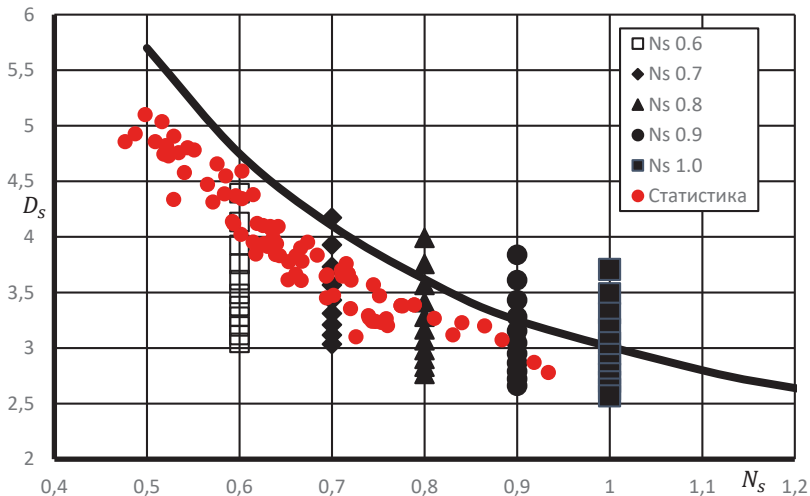
$$\phi = \frac{Q}{\pi \omega r_2^3}. \quad (7)$$

Несмотря на широкую применяемость этой диаграммы при проектировании центробежных ступеней за рубежом (описана во всех монографиях и массе статей по центробежным компрессорам [2–4]), в России она практически неизвестна ни в литературе, ни в практике применения, за исключением коэффициента быстроходности (удельной скорости).

### Оценка применимости и функциональные ограничения

Как следует из выражений (4) и (5) удельная скорость  $N_s$  и удельный диаметр  $D_s$  инвариантны к физическим условиям работы компрессора, поэтому можно оценить взаимное влияние всех параметров применительно к режимным ограничениям, используемых при проектировании центробежных ступеней, в частности, коэффициента адиабатической работы  $\psi$  и окружной скорости по концам лопаток рабочего колеса  $U_2$ .

На рисунке 1 относительно оптимальной линии Кордье (Cardier) показано изменение удельного диаметра  $D_s$  в зависимости от изменения коэффициента расхода  $\phi$  в диапазоне  $\phi = 0,05 \dots 0,15$  при фиксированных значениях удельной скорости  $N_s$  в диапазоне  $N_s = 0,6 \dots 1,0^*$  (т.е. охватывающий возможный диапазон эксплуатации центробежного компрессора). Там же показана аналогичная информация по удельным параметрам, полученная по результатам статистической обработки более 80 известных центробежных ступеней.

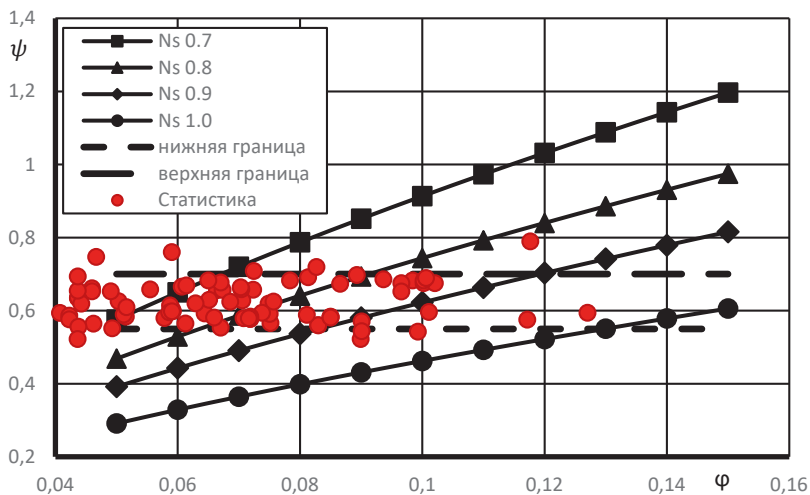


**Рисунок 1.** Изменение удельных параметров относительно оптимальной линии Кордье (Cardier)

Примечание — \* здесь верхние точки на линиях постоянных  $N_s$  соответствуют минимальным значениям, а нижние - максимальным коэффициента расхода  $\phi$ .

Из рисунка 1 видно, что при низких значениях удельной скорости  $N_s$  спроектировать центробежную ступень с приемлемым уровнем КПД можно только при самых низких значениях коэффициента расхода  $\phi$ , что и подтверждается статистическими данными. По мере увеличения удельной скорости значения коэффициентов расхода смещаются в середину рассматриваемого диапазона, которая приближается к линии Кордье (Cardier). Здесь следует заметить, что общая масса статистических точек по выполненным центробежным ступеням лежит под линией Кордье (Cardier).

На рисунке 2 показано изменение коэффициента адиабатического напора  $\psi$  в зависимости от коэффициента расхода  $\phi$  при различных значениях удельной скорости  $N_s$ . Там же показаны рекомендуемый диапазон изменения коэффициента адиабатического напора  $\psi = 0,55 \dots 0,7$  для всего возможного диапазона изменений коэффициента расхода и статистические материалы по центробежным ступеням.



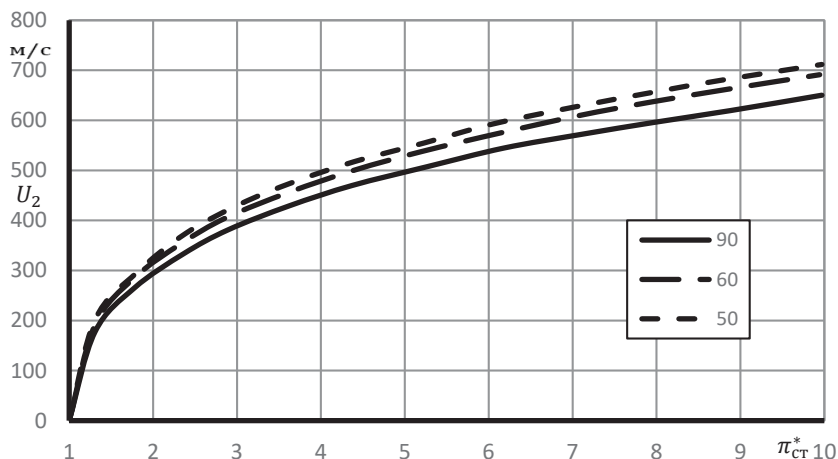
**Рисунок 2.** Изменение коэффициента адиабатического напора  $\psi$  ступени в зависимости от коэффициента расхода  $\phi$

Необходимо сразу отметить, что верхние точки по коэффициенту адиабатического напора относятся к ступеням с радиальными лопатками колеса, так что для более современных конструкций рабочих колес с углом лопаток  $\beta_2' = 50 \dots 60^\circ$  верхнюю границу рекомендуется снизить до 0,65.

Видно, что практический диапазон реализации по данным параметрам достаточно узкий. Для более полного анализа рассмотрим изменение окружной скорости по концам лопаток рабочего колеса  $U_2$  с точки зрения физической реализации из-за ограничений, связанных с прочностными свойствами материала. Для этого используем теоретическую зависимость [5], связывающую степень повышения полного давления ступени  $\pi_{ст}^*$ , окружную скорость  $U_2$  и геометрический угол выхода лопатки колеса  $\beta_2'$  (отсчет углов от фронта решетки), графическое изображение показано на рисунке 3. По сути верхняя граница по углу означает предельно допустимый уровень, так как дальнейшее уменьшение угла выхода лопатки приводит к так называемым «насосным» колесам с очень длинной протяженностью межлопаточных каналов рабочего колеса и для реализации заданной степени повышения полного давления ступени потребуется очень высокая окружная скорость  $U_2$ .

Эта зависимость еще полезна тем, что позволяет на самой ранней стадии проектирования центробежной ступени определиться с общей конфигурацией рабочего колеса по углу выхода лопатки, который, как показывают многочисленные расчетные и экспериментальные исследования, является определяющим параметром как с точки зрения КПД, так и с точки зрения обеспечения газодинамической устойчивости ступени.





**Рисунок 3.** Зависимость окружной скорости рабочего колеса от степени повышения полного давления центробежной ступени

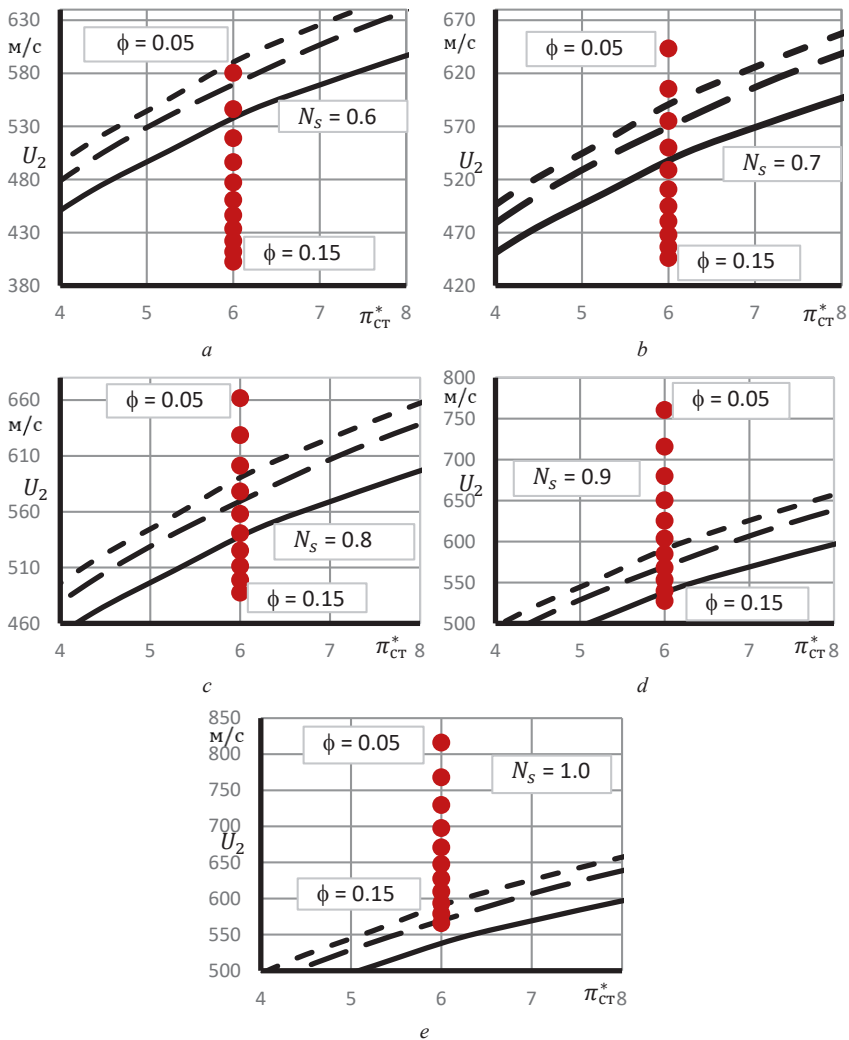
На рисунке 4 приведены изменения окружной скорости рабочего колеса (для выбранного диапазона изменения удельной скорости  $N_s$ ) для степени повышения полного давления  $\pi_{ct}^* = 6$ , там же указаны диапазоны изменения коэффициента расхода  $\phi$ . Для удобства из рисунка 3 выделены области по степени повышения давления вблизи анализируемого.

### Выводы

Предваряя общий анализ следует упомянуть, что окружные скорости по выходу рабочих колес определены при температуре входа  $T_{вх}^* = 288\text{K}$  (т. е. это приведенные значения), и поэтому для применения представленных материалов при проектировании замыкающих центробежных ступеней необходимо делать поправку на степень подогрева от предстоящих ступеней по формуле:

$$U_{2 \text{ физ}} = U_2 \text{ пр} \sqrt{\frac{T_{вх}^*}{288,15}} \quad (8)$$

Анализ приведенных материалов показывает, что возможности по реализации конструкции центробежной ступени с требуемой степенью повышения полного давления существенно ограничивают диапазон по коэффициенту расхода  $\phi$  как углами выхода лопаток рабочего колеса  $\beta'_2$ , так и величинами окружной скорости рабочего колеса  $U_2$ . Первое ограничение по углу выхода лопатки колеса характерно для низких значений удельной скорости, хотя величины окружных скоростей  $U_2$  вполне реализуемы с точки зрения прочности. Так при  $N_s = 0,6$  (рис. 4.а)) рабочий диапазон по коэффициенту расхода ограничивается диапазоном  $\phi \leq 0,05 \dots 0,06$ .



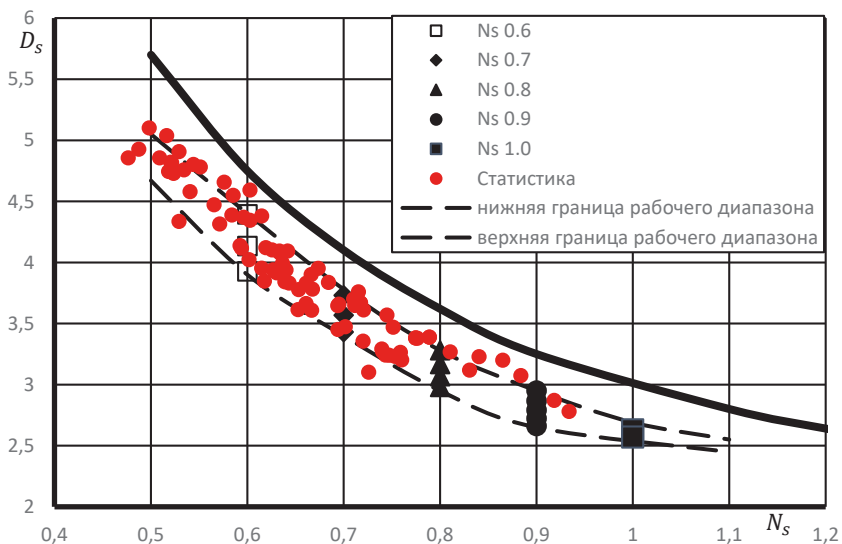
**Рисунок 4.** Изменение окружной скорости рабочего колеса при изменении коэффициента расхода при степени повышения полного давления  $\pi_{ст}^* = 6,0$

С увеличением удельной скорости до  $N_s = 0,7$  (рис. 4.б)) реализуемый диапазон коэффициентов расхода несколько смещается к середине исследуемого диапазона  $\phi = 0,07...0,09$ , т.е. диапазон смещается немного в сторону уменьшения коэффициента расхода.

При величине удельной скорости  $N_s = 0,8$  (рис. 4.с)), которая во всех статьях по проектированию центробежных компрессоров определяется как оптимальная с точки зрения КПД ступени, реализуемый диапазон по коэффициенту расхода находится практически в середине исследуемого диапазона.

При величине удельной скорости  $N_s = 1,0$  (рис. 4.е)) реализуемый диапазон по коэффициенту расхода находится в верхней части исследуемого диапазона  $\phi = 0,13 \dots 0,15$ .

Резюмируя все выше изложенные выводы, можно сказать, что для каждой удельной скорости  $N_s$  существует определенный диапазон по коэффициенту расхода  $\phi$ , в котором возможна реализация проточной части центробежной ступени, ограниченный окружной скоростью и геометрическими углами выхода лопаток колеса  $\beta'_2$ . Полученный диапазон представлен на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Изменение удельных параметров в рабочем диапазоне

Нужно отметить, что практически все экспериментальные ступени попадают в выделенный диапазон, что подтверждает теоретические исследования, выполненные в этой работе. Кроме того, полученные функциональные ограничения по соотношению критериев  $N_s — D_s$  хорошо согласуются с теоретической зависимостью (рис. 2).

Теперь, зная диапазон возможного применения конструкции по окружной скорости  $U_2$  и выходному углу лопатки рабочего колеса  $\beta'_2$  при известной частоте вращения (или выбранной с помощью диаграммы Кордые (Cardier)), можно определить выходной диаметр колеса и, используя общие рекомендации по габаритным соотношениям для элементов выходной системы центробежной ступени, в частности,

$D_3/D_2 = 1,05 \dots 1,15$ ,  $D_4/D_2 = 1,35 \dots 1,5$  и  $D_6/D_2 = 1,55 \dots 1,6$ , можно определиться и с общим габаритом ступени.

Ширина рабочего колеса в первом приближении принимается в диапазоне  $L/D_2 = 0,28 \dots 0,32$  [6] или вычисляется по соотношению

$$L/D_2 = 0,08 + 1,58\varphi. \quad (9)$$

Предложенный способ оценки габаритных размеров элементов центробежной ступени позволяет быстро оценить вновь разрабатываемую конструкцию и внести соответствующие коррективы уже на самой первичной стадии разработки предварительного проекта.

### Литература

1. *Cordier O.* Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. 1953.
2. *Casey M., Robinson C. J., Zwissing C.* The Cordier Line for Mixed Flow Compressors // ASME Turbo Expo. 2010, GT 2010-22549.
3. *Epple Ph., F Durst F., Delgado A.* A theoretical derivation of the Cordier diagram for turbomachines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C // Journal of Mechanical Engineering Science. 2011.
4. *Larosiliere L., Jariwala V., Panchal K.* Aerodynamic Design and Rig Test Validation of High Flow Coefficient Process Centrifugal Compressor Stage // ASME Turbo Expo. 2020, GT2020-15028.
5. *Came P. M., Robinson C. J.* Centrifugal compressor design // Proc. Instn. Mech. Engrs. 1998. Vol. 213. Part C.
6. *Пеганов А. Ю.* О влиянии относительной ширины рабочего колеса высоконапорной ступени центробежного компрессора на его характеристики // Газотурбинные технологии. 2023. № 1.

*А. И. Мариняк, А. Ю. Пеганов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
peganov@klimov.ru

## **МЕТОДИКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ**

*Аннотация.* Рассматривается вопрос разработки методики предварительного расчета центробежной ступени для выбора габаритных размеров проточной части, включающий три ветви методики, основанные на пяти безразмерных параметрах: коэффициенте расхода, коэффициенте адиабатического напора, адиабатическом КПД, удельной скорости и удельном диаметре. Информация, представленная в этой статье, позволяет осуществить предварительный выбор габаритных размеров проточной части центробежного компрессора (ступени). Данные методики предлагают пользователю возможность оценить одну или несколько потенциальных конфигураций.

### **Введение**

В западной технической литературе, невзирая на все более усиливающееся применение сложных программных комплексов трехмерного расчета, не утихает интерес к простым и физически понятным одномерным моделям, которые очень хорошо используются на этапах предварительного расчета проточной части центробежного компрессора, оценки его напорных характеристик и уточнению на этой основе габаритных размеров и профилирования лопаточных венцов. С учетом их быстроты и возможности тонкой настройки моделей определения потерь в лопаточных венцах центробежной ступени можно достаточно аккуратно выбрать габаритные размеры проточной части и профилирование лопаточных венцов. В частности, два зарубежных эксперта в области компрессоростроения — Кампсти (Cumpsty) и Дентон (Denton) — прямо указывают, что основную работу по выбору габаритных размеров проточной части нужно проводить с использованием быстрых одномерных решений.

### **1. Методика расчета**

#### *1.1. Входные параметры*

Для выбора геометрических характеристик компрессора необходимо минимальное количество входных параметров. Эти параметры имеют решающее значение для предварительного определения размера компрессора и обычно доступны на ранней стадии проектирования. Требуемый набор параметров представлен в таблице 1.

Хотя параметры, представленные выше (таблица 1), являются необходимыми исходными данными для определения размера компрессора, их самих по себе недостаточно для определения характеристик компрессора, поэтому следует произвести предварительный расчет основных параметров.

## Входные параметры

Параметр	Обозначение
Полное давление на входе в колесо, Па	$P_1^*$
Полная температура на входе в колесо, К	$T_1^*$
Степень повышения полного давления	$\pi_k^*$
Массовый расход, кг/с	G
Частота вращения, об/мин	n

Примечания:

1. Параметр частоты вращения является желательным, но необязательным, так как может быть определен исходя из оптимальных параметров компрессора;
2. Методика не учитывает вариант с предварительной закруткой потока на входе в колесо.

### 1.2. Предварительный расчет

1. Находим плотность воздуха  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_1^* = \frac{P_1^*}{RT_1^*}, \quad (1)$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная,

Примечание — формула (1) является допущением предварительного расчета из-за отсутствия на начальном этапе проектирования информации о значении скорости на входе в ступень, что приводит к суммарной погрешности значений около 10%.

2. Вычисляем объемный расход  $Q$ , м<sup>3</sup>/с

$$Q = \frac{G}{\rho_1^*}, \quad (2)$$

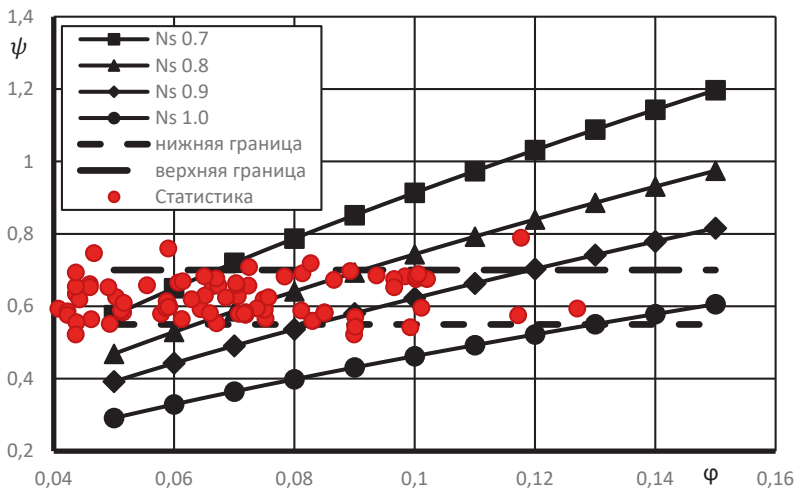
3. Далее вычисляем величину адиабатического напора (адиабатическая работа сжатия)  $H_{ад}^*$ , Дж/кг

$$H_{ад}^* = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left( \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3)$$

где  $k$  — показатель адиабаты,  $k = 1,4$ .

В методике при вычислении термодинамических параметров использовался [1].

4. Выбираем по рис. 1 значение коэффициента адиабатического напора ( $\bar{H}_{ад}$ ).



**Рисунок 1.** График зависимости адиабатического коэффициента напора и коэффициента расхода со статистическими данными

5. Вычисляем значение окружной скорости по выходу рабочего колеса  $U_2$ , м/с

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_{ад}^*}{\psi}}, \quad (4)$$

где  $H_{ад}^*$  — адиабатическая работа сжатия, Дж/кг;

$\psi$  — коэффициент адиабатического напора.

6. Диаметр колеса по выходу (при известной частоте вращения)  $D_2$ , м

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n}, \quad (5)$$

где  $\pi = 3,14159$ .

7. Угловая скорость  $\omega$ , рад/с

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (6)$$

где  $\pi = 3,14159$ .

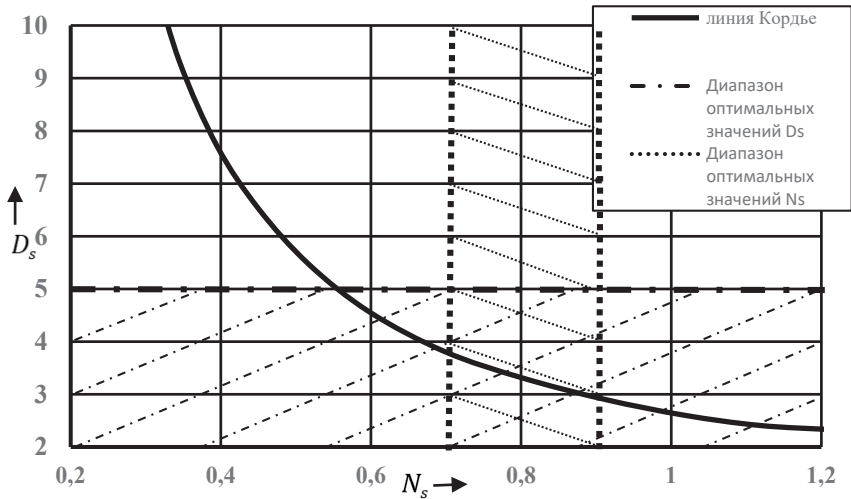
8. Рассчитываем удельную скорость (коэффициент быстроходности)  $N_s$

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{H_{ад}^{0.75}}; \quad (7)$$

9. Вычисляем удельный диаметр  $D_s$

$$D_s = \frac{D_2 H_{ад}^{0.25}}{\sqrt{Q}}; \quad (8)$$

Оптимальные значения:  $N_s \approx 0,7 - 0,9$ ,  $D_s \approx 2 - 5$  (рис. 2) [2, 3].



**Рисунок 2.** Удельный диаметр в зависимости от удельной скорости

### 1.3. Алгоритм выбора габаритов проточной части

#### 1.3.1. Заданный коэффициент расхода

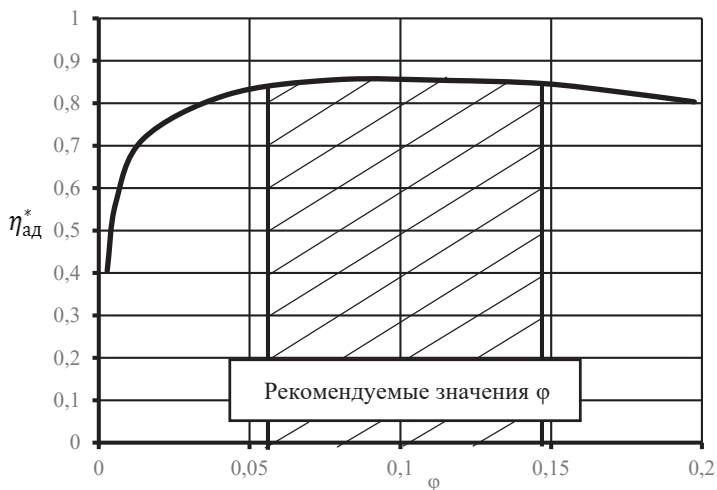
Основным и гибким методом расчета является метод, основанный на предположении о постоянном значении коэффициента расхода. Если обратиться к графику и эффективности Анжье (Aungier) (рис. 3) [4], становится очевидным, что наивысшая эффективность и значение коэффициента напора имеют место в диапазоне коэффициента расхода от значения приблизительно от 0,06 до 0,14. Следовательно, оптимальный выбор значения коэффициента расхода должен выбираться в этом диапазоне [5].

В алгоритме использовали значения адиабатического напора и объемного расхода, полученные из предварительного расчета.



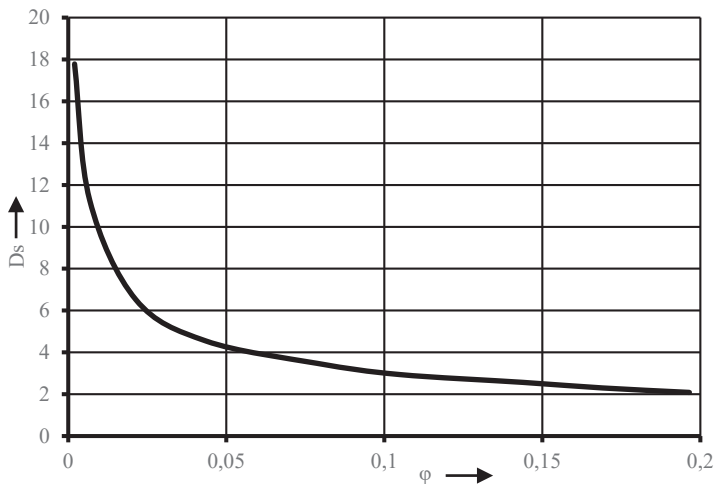
Шаги решения:

1. Выбираем значение коэффициента расхода  $\phi$  вблизи оптимума адиабатического КПД (рис. 3).



**Рисунок 3.** Изменение адиабатического КПД в зависимости от коэффициента расхода

2. Определяем значение удельного диаметра  $D_s$ , используя график зависимости удельного диаметра от коэффициента расхода (рис. 4).



**Рисунок 4.** Удельный диаметр в зависимости от коэффициента расхода

3. Рассчитываем диаметр по выходу из рабочего колеса из уравнения удельного диаметра  $D_2$ , м

$$D_2 = \frac{Ds\sqrt{Q}}{H_{ад}^{0,25}}; \quad (9)$$

4. Определяем значение удельной скорости  $Ns$ , используя график зависимости удельной скорости от удельного диаметра (рис. 2).
5. Далее рассчитали угловую скорость по уравнению удельной скорости  $\omega$ , рад/с

$$\omega = \frac{NsH_{ад}^{0,75}}{\sqrt{Q}}; \quad (10)$$

6. Определяем частоту вращения  $n$ , об/мин

$$n = \frac{60\omega}{2\pi}, \quad (11)$$

где  $\pi = 3,14159$ .

7. Определяем коэффициент адиабатического напора  $\bar{H}_{ад}$ , используя следующее соотношение

$$NsDs = \frac{4}{\sqrt{\psi}}, \quad (12)$$

отсюда:

$$\psi = \frac{4}{(NsDs)^2} \quad (13)$$

8. Определяем уточненное значение адиабатического КПД  $\eta_{ад}^*$  для выбранного коэффициента расхода, используя модифицированное соотношение Анжье (Aungier) (рис. 3) [4].

### 1.3.2. Заданный диаметр рабочего колеса

В случае, когда выходной диаметр рабочего колеса известен, то алгоритм при заданном диаметре колеса является наиболее подходящим вариантом расчета. Здесь выходной диаметр рабочего колеса становится независимым параметром, а все остальные параметры производительности, включая коэффициент расхода на входе, получаются из процедуры расчета [5].

В алгоритме использовали значения адиабатического напора и объемного расхода, полученные из предварительного расчета.

Шаги решения:

1. Определяем значение удельного диаметра  $Ds$  по формуле (8).

2. Определяем значение удельной скорости  $N_s$  по соотношению удельной скорости и удельного диаметра (рис. 2).
3. Вычисляем угловую скорость по уравнению удельной скорости  $\omega$  (рад/с) по формуле (10).
4. Рассчитываем частоту вращения  $n$  (об/мин) по формуле (11).
5. Вычисляем коэффициент расхода  $\varphi$  по известному значению выходного диаметра и частоты вращения, используя уравнение для коэффициента расхода

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \omega r_2^3}, \quad (14)$$

где  $r_2$  — радиус по выходу из рабочего колеса, м;  
 $\pi = 3,14159$ .

6. Определяем коэффициент адиабатического напора  $\psi$ , используя произведение удельной скорости и удельного диаметра (13).
7. Определяем адиабатический КПД  $\eta_{ад}^*$  для полученного коэффициента расхода, используя модифицированное соотношение Анжье (Aungier) (рис. 3) [4].

### 1.3.3. Заданная частота вращения

Последний метод, который будет представлен, основан на предположении, что частота вращения — заданная величина. Все остальные расчетные параметры выводятся из различных соотношений.

В алгоритме использовали значения адиабатического напора и объемного расхода, полученные из предварительного расчета [5].

Шаги решения:

1. Определяем угловую скорость по частоте вращения (6);
2. Вычисляем значение удельной скорости  $N_s$  из уравнения удельной скорости (7);
3. Определяем значение удельного диаметра  $D_s$  по соотношению удельной скорости и удельного диаметра (рис. 2);
4. Вычисляем выходной диаметр рабочего колеса из уравнения (9);
5. Вычисляем коэффициент расхода  $\varphi$  по полученному значению выходного диаметра рабочего колеса и частоты вращения, используя уравнение для коэффициента расхода (15);
6. Рассчитываем коэффициент адиабатического напора  $\psi$ , используя произведение удельной скорости и удельного диаметра (13);
7. Определяем значение адиабатического КПД для вычисленного коэффициента расхода, используя модифицированное соотношение Анжье (Aungier) (рис. 3) [4].

## 2. Блок-схема первого этапа предварительного проектирования центробежной ступени

На основании изложенной выше методики выбора основных параметров центробежной ступени сформирована блок-схема, показанная на рис. 5.

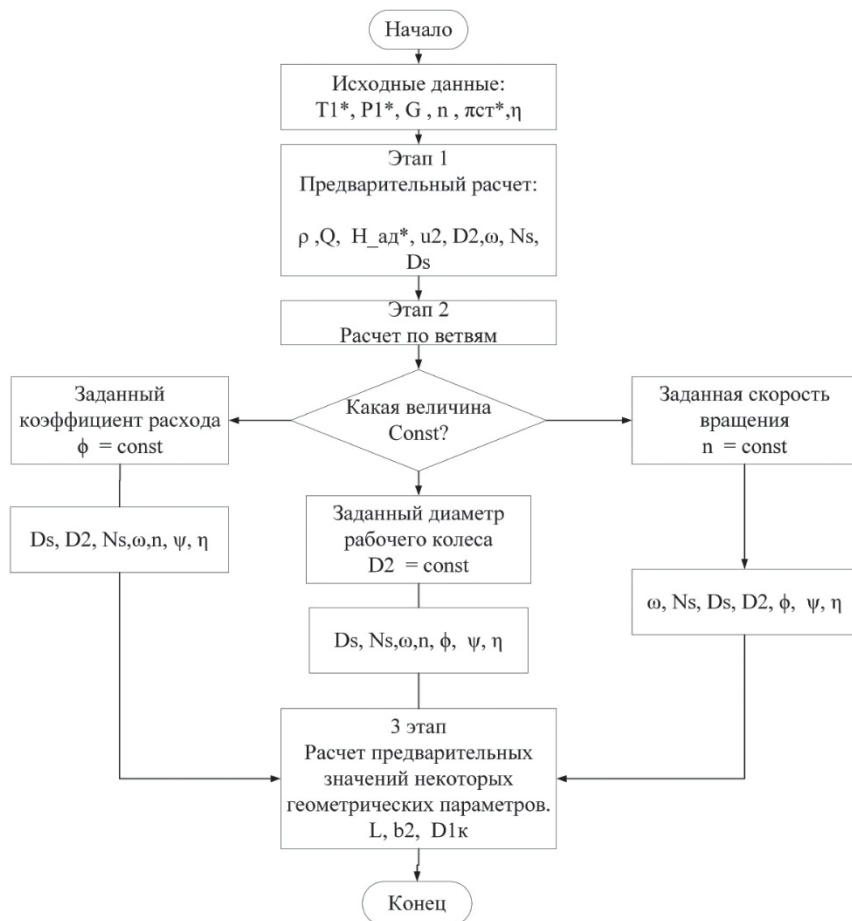


Рисунок 5. Блок-схема программы

### Литература

1. ОСТ 1 02585-86 «Компрессоры газотурбинных двигателей. Метод расчета коэффициента полезного действия», 1986.
2. Cordier O. Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. 1953.

3. *Xu K., Zha G.* Design of high specific speed mixed flow micro-compressor for co-flow jet actuators // ASME Turbo Expo. 2019, GT2019-90980
4. *Aungier R. H.* Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. ASME Press, 2000.
5. *Sandberg M. R.* Centrifugal Compressor Configuration, Selection and Arrangement: A User's Perspective, 2016.

*А. И. Мариняк, А. Ю. Пеганов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
marinyak.ai@klimov.ru, peganov@klimov.ru

## **ПРОГРАММА ДЛЯ СЛОЖЕНИЯ И СОГЛАСОВАНИЯ ГРУПП СТУПЕНЕЙ КОМПРЕССОРА**

*Аннотация.* Рассматривается вопрос разработки специализированного приложения для сложения и согласования групп ступеней компрессора. Функциональным назначением программы является оценка напорных характеристик групп ступеней компрессора. Для контроля процесса приложение дополнено средствами графического контроля. Среда разработки — **Excel**, язык программирования — **VBA**. Информация, представленная в этой статье, позволяет, осуществить процедуру сложения групп ступеней компрессора, с целью определения их согласования.

### **Введение**

В рамках формируемого в ОКБ программного комплекса по проектированию осевых и центробежных компрессоров помимо проектирования проточных частей при разработке и доводке осецентрированного или центробежного компрессора важное значение имеет оценка согласования напорных характеристик групп ступеней, входящих в структуру компрессора, с учетом фактора поузлового создания и отработки, широко применяемого в практике современного компрессоростроения.

Как утверждают практически все авторитетные специалисты (Дентон, Кампсти [1] и др.), от правильного согласования напорных характеристик во многом зависят как запасы устойчивости, так и уровень адиабатического КПД компрессора, особенно при обеспечении требуемых параметров во всем эксплуатационном диапазоне частот вращения.

С целью автоматизации процесса сложения напорных характеристик групп ступеней компрессора в среде **Excel-VBA** разработано отдельное приложение. Помимо собственно сложения групп ступеней и анализа согласования, данное приложение может применяться для нормирования напорных характеристик при подготовке данных при проведении термодинамического расчета двигателя.

### **1. Возможности программного комплекса**

Ниже представлены основные функции описываемой программы:

1. Нормирование напорных характеристик групп ступеней:
  - согласование и сложение характеристик;
  - формирование характеристик для термодинамического расчета;
2. Анализ согласования напорных характеристик;
3. Оценка мероприятий по улучшению согласования характеристик;

4. Определение суммарных характеристик компрессора;
5. Восстановление характеристик групп ступеней и компрессора в целом на промежуточных частотах вращения.

На рис. 1 представлена общая блок-схема программного комплекса по сложности напорных характеристик групп ступеней компрессора.



**Рисунок 1.** Блок-схема программного комплекса

## 2. Подготовка исходных данных

Подготовка данных по напорным характеристикам — приведенная частота вращения (по числу веток характеристики отдельной группы), приведенный расход, степень повышения полного давления и адиабатический КПД или степень подогрева выполняется в выбранных точках каждой ветки характеристики, при этом число точек на каждой ветке характеристики может быть различным. Если используются экспериментальные характеристики групп ступеней, то предварительно нужно дополнить их (при соблюдении плавности) в тех местах, где имеются пропуски, особенно это касается области вблизи границы устойчивой работы, так как зачастую часть напорных веток в процессе эксперимента не доводится до границы устойчивости, а также в правой части характеристики вблизи запираания. Если между точками характеристики вдоль напорной ветки имеются значительные интервалы по расходу или степени повышения полного давления (особенно на вертикальных участках характеристик), то для последующих вычислений рекомендуется их заполнить при подготовке данных. Кроме того, рекомендуется правую часть напорной характеристики в области запираания завершать около воображаемой прямой линии, соединяющей нижние точки первой и последней веток для адекватного построения расчетной сетки

для последующих вычислений. Для адекватной работы сплайн-процедур, используемых в приложении, рекомендуется вводить незначительные отклонения по расходу (0,001...0,002) для точек характеристики, находящихся в зоне запаривания.

### 3. Нормирование напорных характеристик

Цель нормирования — разбиение всей области напорной характеристики каждой группы ступеней на равномерные участки для формирования расчетной сетки.

Реализация подразумевает:

1. Расчет ведется с использованием сплайн-интерполяции;
2. Выбираются диапазоны параметров с исходных характеристик;
3. Указывается число точек разбиения (возможно увеличение числа точек введением коэффициента масштабирования);
4. Запуск на расчет — базовой является характеристика  $\pi_{гр}^* = f(G_{пр гр})$ , для равномерности разбиения характеристики в основу алгоритма положен метод разворота системы координат;
5. Дополнительно введены два способа определения степени подогрева — по расходу и по степени повышения давления — исходя из формы указанной характеристики по частоте вращения (уточняется на этапе редактирования);
6. Нормирование напорных характеристик в форме  $\pi_{гр}^* = f(G_{пр гр})$ , на постоянных частотах вращения  $n_{(1пр)}$  в зависимости от числа веток при исходных значениях углов поворота системы координат. Нормирование выполняется сразу для двух групп ступеней;
7. Характеристики в форме  $\theta_{гр} = f(G_{пр гр})$ , в первом приближении нормируются по значениям  $G_{пр гр норм}$ , полученными на предыдущем этапе;
8. Формируется развернутая матрица характеристики в виде  $(\pi_{гр норм}, G_{пр гр}) = f(n_{1пр})$ . Для этого разработана специальная процедура, осуществляющая прямой и обратный разворот матрицы характеристик;
9. Выполняется проверка по плавности изменения параметров по характеристике  $\pi_{гр}^* = f(G_{пр гр})$ , и при необходимости выполняется редактирование нормирования выбранной ветки исходной характеристики для соблюдения плавности изменения параметров вдоль линий сетки;
10. Редактирование выполняется путем изменения угла поворота характеристики  $\pi^* = f(G_{пр})$ , кроме того анализируется протекание полученной характеристики  $\theta = f(G_{пр})$ . При необходимости изменяется форма характеристики с  $\theta = f(G_{пр})$  на  $\theta = f(\pi^*)$ , что особенно актуально для высоких частот вращения из-за вертикальной формы исходной характеристики  $\theta = f(G_{пр})$ ;
11. Выполняется пересчет параметров первой группы ступеней — частоты вращения и приведенного расхода — на приведенные параметры по выходу формирования характеристик, при этом степени повышения давления и подогрева переносятся без изменения;



12. Формируются матрицы параметров в виде  $G_{\text{пр } 12}, \pi_{12}^*, \theta_{12} = f(n_{12})$ ;

13. На линиях постоянных частот вращения второй группы ступеней в точках пересечения с указанными выше зависимостями через сплайн-интерполяцию определяются параметры  $G_{\text{пр } 12}, \pi_{12}^*, \theta_{12}$ ;

14. Выполняется разворот полученной матрицы в традиционное представление и формируется характеристика первой группы ступеней по выходу, которая накладывается на характеристику второй группы ступеней.

На рис. 2 представлен пример результатов нормирования, где красные значки — данные эксперимента, а черные — результаты нормирования.

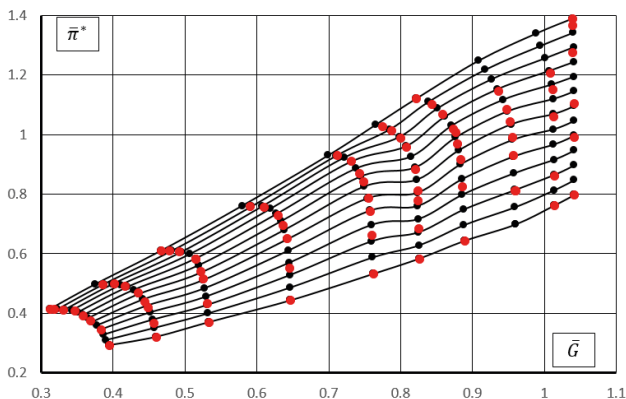


Рисунок 2. Результаты нормирования

#### 4. Анализ согласования напорных характеристик

Под анализом согласования понимается графическое сравнение напорных характеристик обеих групп ступеней (характеристика группы первых ступеней пересчитана на приведенные параметры по выходу) с целью:

- оценки диапазона совместной работы групп ступеней по расходу;
- контроля положения границ устойчивой работы на сходственных частотах вращения;
- положения максимальных значений КПД относительно точек по линии рабочих режимов.

Цель — разработка корректирующих мероприятий по изменению основных параметров групп ступеней — расхода и степени повышения полного давления по каждой группе — для обеспечения заявленных суммарных характеристик компрессора в целом.

К корректирующим относятся мероприятия, направленные на изменение параметров групп ступеней с целью сближения максимумов КПД и положения границы

устойчивой работы корректируемой группы для расширения диапазона совместной работы. Для первой группы ступеней это достигается как за счет изменения собственно расхода, так и за счет изменения степени повышения полного давления (это отражается в изменении приведенного расхода по выходу из группы). Для второй группы это обеспечивается только изменением расхода (при заданной степени повышения давления в группе, так как это не влияет на изменение диапазона совместной работы). Физически изменение расхода осуществляется изменением габаритов проточной части, применением регулируемых поворотных аппаратов, перепуск между группами ступеней, изменением профилирования лопаточных венцов (для изменения степени повышения давления первой группы и изменения ее диапазона работы по расходу).

Как первое приближение допускается введение поправочных коэффициентов на смещение напорных характеристик групп ступеней по расходу и степени повышения давления. Для имитации программы регулирования можно вводить индивидуальные коэффициенты смещения на расход по каждой частоте вращения согласно принятым парциальным коэффициентам влияния на поворот аппаратов.

На рис. 3 представлены примеры «плохого» и «хорошего» согласования групп ступеней, данная иллюстрация взята из [2]. При подготовке этой иллюстрации большую помощь оказал Д. О. Емельянов.

## **5. Определение параметров групп ступеней в диапазоне совместной работы**

Цель — определить параметры групп ступеней на одинаковых расходах для проведения процедуры сложения их характеристик.

Реализация включает в себя:

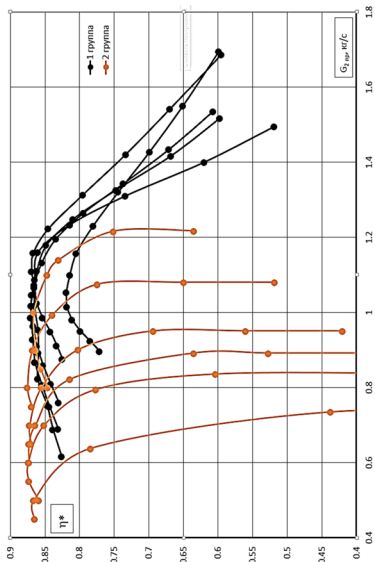
1. Выделение на каждой напорной ветке групп ступеней с постоянной частотой вращения диапазона совместной работы (границы слева и справа по расходу);
2. Разбиение выделенного диапазона на равные отрезки по расходу (как правило, это делается для первой группы в виду большей пологости ее характеристик);
3. Определение параметров ступеней в точках постоянных расходов для первой и второй групп с использованием сплайн-интерполяции;
4. Вычисление суммарных параметров компрессора — расхода, степени повышения полного давления, степени подогрева - на постоянных частотах вращения.

## **6. Суммарные напорные характеристики компрессора**

Реализация данного этапа включает в себя:

1. Выполняется пересчет полученных суммарных параметров, рассчитанным в диапазонах совместной работы на сопоставимых частотах вращения, на вход в первую группу ступеней, при этом рассчитываются только частота вращения и расход, а степени повышения полного давления и подогрева переносятся;

«Хорошее» согласование



«Плохое» согласование

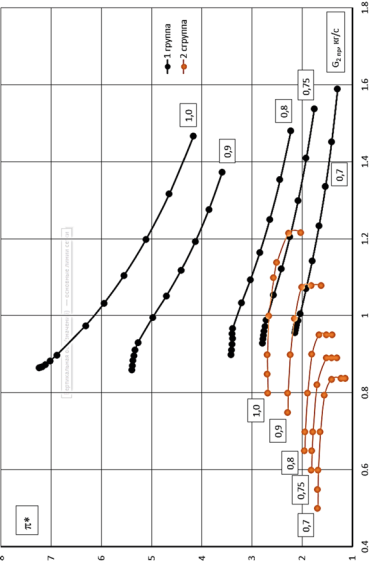
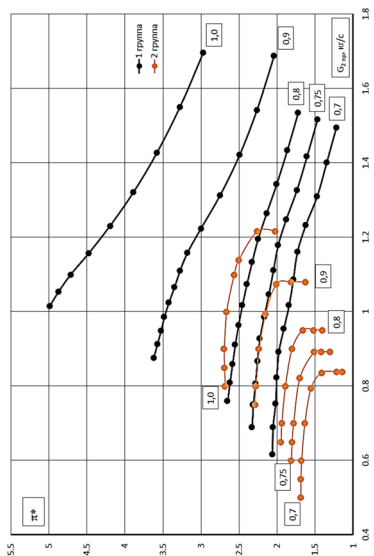
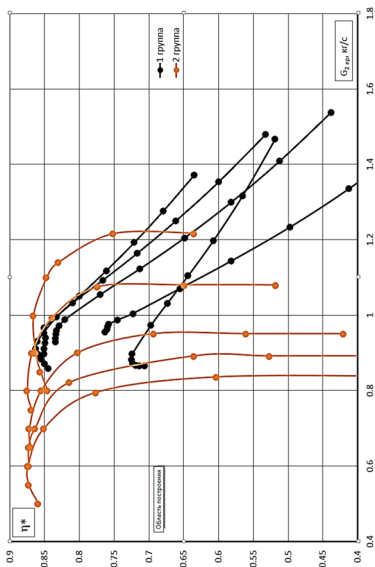


Рисунок 3. Примеры возможного согласования групп ступеней компрессора

2. Выполняется прямой разворот матрицы суммарных параметров и формируются матрицы вида  $G_{пр\ 11}, \pi_{11}^*, \theta_{11} = f(n_{11})$ ;
3. На постоянных частотах вращения первой группы ступеней по полученной матрице параметров с использованием сплайн-интерполяции в узлах пересечения определяется требуемые суммарные параметры;
4. Выполняется обратный разворот полученной новой матрицы параметров к традиционному представлению напорных характеристик компрессора, т.е.  $\theta, \pi^* = f(G_{пр})$  на постоянных частотах вращения;
5. При необходимости производится сравнение полученных напорных характеристик компрессора либо с экспериментальными, либо с полученными ранее при проверке корректирующих мероприятий.

На рис. 4 представлен пример результатов сложения экспериментальных характеристик двух групп ступеней.

## Выводы

Разработано специализированное приложение для сложения напорных характеристик групп ступеней компрессора. Для контроля процесса приложение дополнено средствами графического контроля. Среда разработки — **Excel**, язык программирования — **VBA**.

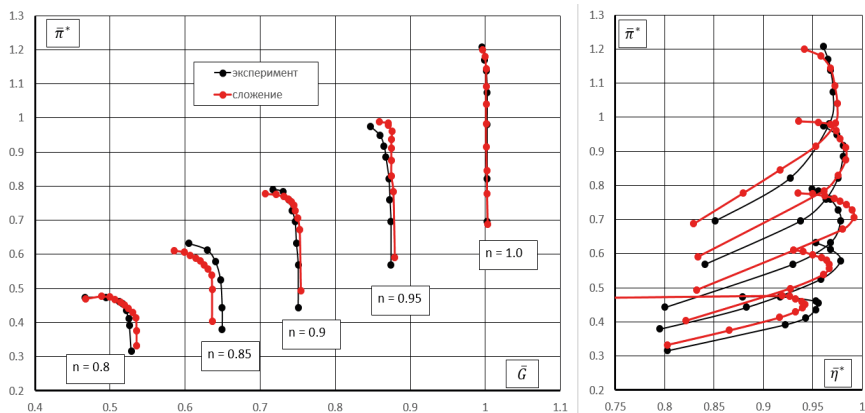


Рисунок 4. Результаты метода сложения экспериментом

## Литература

1. Камсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. М.: Мир, 2000.
2. Пеганов А. Ю., Загвоздкин Р. И. Проблемы создания двухступенчатого высоконапорного центробежного компрессора // Климовские чтения. 2024.

**Р. Г. Махмутов**

ПАО «ОДК-УМПО», КБ ОКБ «Мотор», Уфа  
RMG7991@yandex.ru

## **ВАЛИДАЦИЯ ВИРТУАЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА ПРОДУВКИ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ**

**Аннотация.** За последние десятилетия трехмерные расчеты получили широкое распространение и заняли место одного из основных инструментов при проектировании и доводке лопаточных машин. При этом одной из главных задач является повышение степени и расширение области адекватности моделирования. Описание течения в решетках на поверхностях от лопатки к лопатке — наиболее привычный путь исследования осевых компрессоров. В настоящей работе представлены результаты трехмерного моделирования характеристик дозвуковой и сверхзвуковой компрессорных решеток профилей. Выполнено сравнение с результатами натуральных экспериментов. Рассмотрено влияние ряда факторов вычислительной модели на характеристику решетки. Выбраны параметры вычислительной модели, позволяющие выполнить моделирование с удовлетворительной точностью.

### **Введение**

Проведение виртуальных экспериментов (ВЭ) позволяет повысить параметры изделий, а также значительно сократить затраты времени и материальных ресурсов при их проектировании и доводке. Сокращение затрат возможно за счет снижения доли дорогостоящих натуральных экспериментов (НЭ) и более целенаправленного их выполнения. Значимость ВЭ в жизненном цикле изделий зависит от качества моделей. Чем точнее модель отражает объект, его свойства и поведение, тем меньше требуется НЭ. Таким образом, повышение точности расчетов является одной из основных задач в развитии трехмерного моделирования. Под термином «валидация» здесь понимается проверка соответствия модели реальной системе.

В государственном стандарте [1] использованы следующие определения:

- компьютерная модель (КМ)/электронная модель — модель, выполненная в компьютерной (вычислительной) среде, представляющая собой совокупность данных и программного кода, необходимого для работы с ними;
- валидация КМ — процесс определения соответствия КМ реальному миру; валидация обеспечивает обоснование того, что КМ в заявленной области применения позволяет правильно и с определенной точностью моделировать реальные процессы.

Иногда вместо КМ будет использован термин «вычислительная модель». Вычислительная модель (ВМ) — это численная реализация математической модели, которая будет решена на компьютере для получения расчетных прогнозов (результатов моделирования) поведения системы. ВМ включает в себя способ и степень простран-

ственной дискретизации конструкции (например, в виде определенного количества конечных элементов), временную дискретизацию используемых уравнений, численные алгоритмы решения этих уравнений и итерационные критерии сходимости численных решений. Важной частью вычислительной модели являются методы генерации сеток и задаваемые в них параметры дискретизации [2].

Описание течения в решетках на поверхностях от лопатки к лопатке — наиболее привычный путь исследования осевых компрессоров. Модельная поверхность межлопаточного течения представляет собой плоскую, двумерную решетку. Течение в решетке является приближенной моделью реального трехмерного течения. Направление потока за решеткой и повышение статического давления в ней определяются геометрическими параметрами решетки и параметрами входящего потока, особенно его направлением. Для двумерной поверхности в определенном положении по высоте лопаточного венца угол выхода потока и степень повышения давления определяются не только параметрами данного сечения, но зависят от всего течения в венце. В какой-то степени на характеристики течения оказывают влияние соседние лопаточные венцы. Следовательно, искусство проектирования состоит в выборе формы профиля, соответствующего течению с учетом потока в соседних каналах и сечениях лопатки. На практике для уточнения формы профилей, обеспечивающих эти параметры, используются данные продувок плоских решеток, характеризующие поворот потока, степень повышения статического давления и потери полного давления [3].

Цель настоящей работы — определить набор параметров ВМ, позволяющих выполнить моделирование продувки компрессорной решетки профилей с удовлетворительной точностью. Задачи настоящей работы — рассмотреть влияние ряда параметров ВМ на интегральные характеристики решетки: геометрии ВМ, параметров сеточной модели (общее количество узлов и элементов, их тип, размеры), моделей турбулентности (МТ), граничных условия (ГУ).

### **Анализ литературы**

Моделированию обтекания плоских компрессорных решеток посвящены работы отечественных и зарубежных исследователей [4–7]. В [4] представлено сравнение результатов численного моделирования плоской компрессорной решетки профилей 10А30/27.6П45 и НЭ. Расчеты выполнены на двух гексаэдрических сетках. Первая состояла из  $3 \cdot 10^5$  элементов при значении безразмерного расстояния от стенок до первого узла расчетной сетки  $y^+$  не более 10. Вторая — из  $1 \cdot 10^6$  элементов с  $y^+ < 2$ . Расчеты выполнены с использованием МТ SST при постоянном значении числа Маха на входе в решетку равном 0,4 в диапазоне углов атаки от -8 до 8. Расчетные и экспериментальные углы поворота потока и углы отставания неплохо соотносятся между собой за исключением режимов больших положительных углов атаки (когда угол поворота по данным расчета продолжает расти, в то время как экспериментальная кривая имеет характерный изгиб). Расчетные и экспериментальные зависимости коэффициента потерь от угла атаки носят схожий характер, однако количественно значи-

тельно отличаются друг от друга на всех режимах. При расчете на мелкой сетке значения углов поворота потока и углов отставания существенно не изменились. В то же время коэффициент потерь полного давления снизился (с 0,029 до 0,022) и приблизился к полученному экспериментально (0,011), т. е. относительная невязка составила около 50 %.

В [5] представлены результаты численного и натурального исследований компресорной решетки при малых числах Маха набегающего потока (0,07; 0,10; 0,12) и больших отрицательных углах атаки, соответствующих срыву потока с корытца/запиранию решетки. Решетка состоит из девяти лопаток. Расчеты выполнены с использованием МТ к-ε, SST, SSG, BSL. В областях пограничного слоя построена структурированная сетка с  $y^+ < 2$ . Остальные области расчетной модели построены гексаэдрической неструктурированной сеткой с  $y^+ < 20$ . Сравнение результатов расчетов выполнено по полям скоростей в трех положениях ниже решетки по течению: 105,4 %, 110,0 % и 152,5 % хорды. Наихудшее согласование с экспериментом у к-ε как в ядре потока, так и на периферии. Результаты BSL хорошо согласуются с экспериментом в положении 105,4 %, но ниже по течению невязки увеличиваются. SST и SSG прогнозируют практически идентичные результаты на периферии, но разные в ядре потока. В ядре потока в двух из трех положений (105,4 % и 152,5 %) результаты SST согласуются с экспериментом лучше, чем SSG. В результате авторы решили, что SST наиболее подходящая модель и использовали ее в дальнейших расчетах. Для оценки сеточной чувствительности созданы и рассчитаны три сеточные модели, отличающиеся друг от друга общим количеством узлов примерно в 1,5 раза. При этом сгущение сетки в 1,5 раза выполнено непосредственно в области решетки и на участке за ней. Сетки входного участка и большей части выходного участка существенно не сгущались. Получены модели с общим количеством узлов около  $5,3 \cdot 10^6$ ,  $8,8 \cdot 10^6$ ,  $11,9 \cdot 10^6$ , при этом на область решетки приходится от 74 % до 81 % всех узлов. Получено, что все сетки дают результаты с разницей около 0,5 %. Сравнивая расчетные и экспериментальные потери полного давления, получены наибольшие невязки в области втулки, где, вероятно, толщина пограничного слоя плохо спрогнозирована решателем. Возможно, это связано с грубой сеткой на втулке межлопаточного канала, где образуются вторичные потоки. Потери на периферии согласуются лучше. При оценке распределения потерь давления и углов поворота потока по высоте решетки, получено, что невязки не превышают 8 %. Рассматривая интегральные характеристики решетки, получено, что расчетные потери ниже экспериментальных, а углы выхода потока выше.

В [6] представлено сравнение результатов расчета и эксперимента трех решеток по коэффициенту потерь полного давления и относительному углу отставания потока. Расчеты плоских решеток проводились при фиксированной приведенной скорости на входе ( $\lambda = 0,53$  для решеток «А», «Б» и  $\lambda = 0,35$  для решетки «В»). При построении расчетной области для лопаточных венцов использовалась сетка (O-H)-типа нескольких видов с разбиением:  $1,5 \cdot 10^5$  узлов на венец (крупная сетка),  $5,5 \cdot 10^5$

узлов на венец (средняя сетка),  $3,5 \cdot 10^6$  узлов на венец (мелкая сетка). В работе использованы МТ:  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ , SST и BSL. Параметр  $y^+$  на ограничивающих поверхностях при использовании МТ  $k-\varepsilon$  и BSL в расчете составлял около 30 у тулки, периферии и поверхности лопатки. При использовании МТ  $k-\omega$  и SST  $y^+$  на ограничивающих поверхностях составлял около 0,5. Обобщая результаты, можно сказать, что при сгущении сетки коэффициент потерь и невязки относительных углов отставания уменьшаются. Так на мелкой сетке для решетки «В» наилучшее согласование по углам получено при МТ  $k-\omega$ , а наихудшее при BSL. Наилучшее согласование по коэффициенту потерь при SST, а наихудшее при  $k-\omega$ . В случаях наилучших согласований абсолютные невязки углов и потерь составляют около 0,013 и 0,011 при экспериментальных значениях 0,094 и 0,018 соответственно. Таким образом, относительная невязка коэффициента потерь полного давления составляет около 61 %.

В [7] представлено сравнение результатов натурной и численной продувки решетки из профилей 10A40/15П45. При расчетах использованы различные сеточные модели с количеством элементов от  $2 \cdot 10^4$  до  $1,5 \cdot 10^6$  в зависимости от выбранной МТ:  $k-\varepsilon$ ,  $k-\varepsilon$  EARSM, BSL, BSL GTM, SST, SST GTM, SA. Получено хорошее согласование по углу поворота потока на разных сетках и разных МТ. Наилучшее согласование по коэффициенту потерь полного давления получено при использовании МТ SST GTM с разбиением расчетной области на  $1,5 \cdot 10^6$  элементов при  $y^+ < 2$ . Однако при этом численное исследование предсказывает более широкий диапазон работы решетки профилей. Например, при потоке, набегающем на решетку со скоростью 0,6 Маха, модель предсказывает критический угол атаки, на 3 — 5 градусов превышающий полученный в НЭ.

Обобщая работы [4–7], можно сделать следующие выводы:

- 1) наилучшее согласование с НЭ обеспечивает МТ SST;
- 2) оптимальная сеточная модель решетки состоит из  $0,55 \cdot 10^6 - 1,50 \cdot 10^6$  элементов при  $y^+ < 2$ ;
- 3) VM прогнозируют критический угол атаки со значительной невязкой;
- 4) VM неспособны моделировать область за критическим углом атаки;
- 5) VM прогнозируют потери полного давления со значительными невязками.

### **Объекты моделирования**

Объектом большей части расчетов настоящей работы является решетка из профилей 10A40/15П45 при густоте и угле установки равным 1,3 и 62,6 градуса соответственно. Подробное описание объекта исследования, экспериментальной установки, методики проведения эксперимента и обработки материалов испытаний, аэродинамические характеристики решетки, а также выводы представлены в [8]. Для обеспечения плоскопараллельного потока на среднем по высоте лопатки участке решетки применены лопатки с удлинением равным 1,5–2,0, а для обеспечения периодичности течения перед решеткой и за ней в пакете размещали 5–12 лопаток. Число Re, вычисленное по хорде лопатки, при продувках решеток изменялось в пределах  $2 \cdot 10^5 - 8 \cdot 10^5$ .



Перед решеткой измерялись полное давление  $P^*_1$ , статическое давление  $p_1$ , полная температура  $T^*_1$ . За решеткой измерялись статическое давление  $p_2$  и угол выхода потока  $\beta_2$ . Измерялась также разность величин полного давления на входе в решетку и на выходе из нее. Параметры перед решеткой определялись на расстоянии приблизительно одного шага. Измерение углов входа потока показало, что с точностью до 1 градуса направление потока перед решеткой при систематических экспериментах можно считать совпадающим с направляющими половин сопла. Измерения на выходе из решетки проводились на расстоянии 20 % хорды лопаток. Исследования показали, что изменение линии измерения за решеткой в пределах 0,2–0,6 хорды незначительно сказывается на измеренных величинах угла выхода потока и коэффициента потерь  $\xi$ . Разница значений  $\beta_2$  составила не более 1,5 градусов, а  $\xi$  — 10–15 %, что сопоставимо с точностью измерения этих величин при повторных испытаниях. Для численного исследования выбраны значения хорды и высоты лопаток равные 40 мм и 80 мм соответственно.

Выполнены расчеты сверхзвуковой решетки, соответствующей периферийному сечению рабочего колеса, при числе Маха на входе  $M_1 = 1,616$ . Описание НЭ представлено в [9].

### Положения математического моделирования

Расчетное моделирование выполнено в трехмерной стационарной постановке в программном комплексе ANSYS 16.1. Оценка влияния параметров ВМ на характеристики дозвуковой решетки выполнена на нескольких режимах. Первый — при нулевом угле атаки  $i$  до запираания решетки. Второй — при потоке набегающем со скоростью  $M_1 = 0,7$  и  $i = 0$ . Третий — при  $M_1 = 0,7$  до критического угла атаки  $i_{кр}$ . Дополнительно выполнены расчеты при  $M_1 = 0,40 - 0,75$ . К сожалению, в [8] не указано с какой точностью определены  $M_1$ . Поэтому все расчеты дозвуковой решетки выполнены с малыми абсолютными отклонениями  $M_1$  и  $i$  от НЭ, не превышающими  $2 \cdot 10^{-4}$  и  $1 \cdot 10^{-3}$  соответственно. Также в [8] прямо не указано на каких  $i$  выполнены испытания, однако по ряду указаний можно предположить, что от  $-5$  до  $15$  с шагом  $2,5$ . Расчетные экстремальные углы атаки (запираания  $i_z$  и  $i_{кр}$ ) определены с точностью до десятых. В области положительных  $i$  расчеты проведены до получения крайнего устойчивого решения с шагом  $\Delta i = 0,1$ . В области отрицательных  $i$  расчеты проведены до  $i = -3$  или  $i_z$ .

Сеточные модели плоских решеток (тетраэдрические и гексаэдрические) построены в модуле Mesh, кольцевых (гексаэдрические) — в TurboGrid с применением топологии АТМ. Моделируется одна лопатка. Решатель — CFX. При расчете дозвуковой решетки на входной границе заданы полное давление, температура, входная турбулентность 5 % и направление потока в прямоугольной системе координат. При расчете сверхзвуковой решетки на входе заданы статическое давление, температура, входная турбулентность 5 % и скорости в прямоугольной системе координат. На выходе — статическое давление. На боковых поверхностях — условие периодичности.

На втулочной и периферийной поверхностях — ГУ Free Slip Wall. На поверхностях лопатки — No Slip Wall. Рабочее тело — Air Ideal Gas. Модель теплопереноса — Total Energy. Схема адвекции — High Resolution. Шаг по времени — Auto Timescale.

### Влияние типа элементов сеточной модели

Выполнена оценка влияния типа конечных элементов на результаты расчетов с использованием МТ к-ε и SST на ВМ плоской решетки. Длины входного и выходного участков составляют 3 и 6 хорды лопатки. Длины участков отсчитываются от плоскостей измерения параметров. МТ к-ε выбрана как менее требовательная к параметру  $y^+$ , а SST — как наиболее точная по результатам анализа работ [4–7]. Построены и рассчитаны четыре ВМ плоской решетки. Две тетраэдрические под МТ к-ε ( $1,62 \cdot 10^5$  узлов/ $5,04 \cdot 10^5$  элементов и  $4,39 \cdot 10^5/13,12 \cdot 10^5$ ), одна тетраэдрическая под SST ( $2,88 \cdot 10^5/7,94 \cdot 10^5$ ) и одна гексаэдрическая под к-ε ( $1,62 \cdot 10^5/1,52 \cdot 10^5$ ). Для трех ВМ под МТ к-ε построено 15 призматических слоев с высотой первого слоя 0,1 мм и коэффициентом роста 1,2. При расчете на режиме  $M_1=0,7$  это обеспечило  $y^+_{\max} = 47,6 - 83,7$  и  $y^+_{\text{ave}} = 18,5 - 40,7$ . Для SST — 31 слой с высотой первого слоя 0,002 мм и коэффициентом роста 1,2. На режиме  $M_1 = 0,7$  это обеспечило  $y^+_{\max} = 1,6 - 1,9$  и  $y^+_{\text{ave}} = 0,8 - 0,9$ . Расчетные и экспериментальные данные представлены на рисунке 1. Штриховыми линиями ограничена область возможных экспериментальных данных с одновременным учетом погрешностей измерений на входе и выходе. Основываясь на предполагаемых углах атаки НЭ, на графиках вертикальными линиями выделена область, соответствующая возможному положению  $\Delta\beta_{\max}$ . В [8] на графике показано, что, например, при  $M_1 = 0,7$  критический угол атаки равен 10. Учитывая предположение о шаге по углу атаки в НЭ, получаем, что  $i_{\text{кр}}$  находится в диапазоне от 10,0 до 12,5 градусов, не включая 12,5.

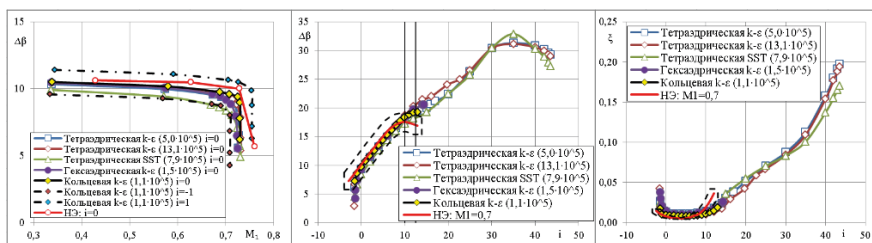


Рисунок 1. Влияние типа элементов на результаты ВЭ при ( $i = 0$ ;  $M_1 = \text{var}$ ) и при ( $M_1 = 0,7$ ;  $i = \text{var}$ )

ВМ на тетраэдрической сетке значительно завышают диапазон работы решетки при положительных  $i$ , однако при этом получен характерный изгиб кривой при достижении максимального угла поворота потока  $\Delta\beta_{\max}$ . На границу запираания тип элементов существенно не влияет. Для дальнейших расчетов выбраны гексаэдрические сеточные модели.

## Влияние геометрии ВМ и ГУ

На рисунок 1 также нанесены зависимости, полученные для кольцевой решетки ( $1,18 \cdot 10^5 / 1,09 \cdot 10^5$ ), посчитанной на МТ к-ε. Кольцевая ВМ точнее прогнозирует запираание решетки на нулевом угле атаки — при  $M_1 = 0,730$ , а плоская при  $M_1 = 0,725$ . Запираание решетки в НЭ произошло при  $M_1 = 0,760$ . Выполнены расчеты кольцевой решетки до запираания при  $i = -1$  и  $i = 1$  в соответствии с погрешностью НЭ. При  $i = 1$  произошло запираание при  $M_1 = 0,755$ . Также кольцевая ВМ точнее прогнозирует  $i_{кр}$  (13,0 против 14,3).  $\Delta\beta$  в диапазоне  $i = 1 - 10$  практически идентичны.  $\xi$  в диапазоне  $i = -1 - 8$  точнее у кольцевой ВМ. Кроме того построение сеточных моделей и анализ результатов расчетов кольцевой ВМ проще за счет специализированных инструментов. В результате принято решение о замене расчета модели плоской решетки на расчет кольцевой. Для минимизации влияния закрутки домена задан максимально возможный средний радиус лопатки. Данный радиус получен из условий обеспечения требуемой густоты решетки и максимально возможного числа лопаток, задаваемого в решателе ( $z_{max} = 360$ ). На кольцевой решетке выполнена оценка размеров входного и выходного участков: 0 и 0, 1 и 2, 3 и 6, 5 и 10, 10 и 20 хорды лопатки. Получено, что оптимальные размеры участков составляют 3 и 6 хорды лопатки соответственно. При их дальнейшем увеличении  $\Delta\beta$  и  $\xi$  практически не меняются.

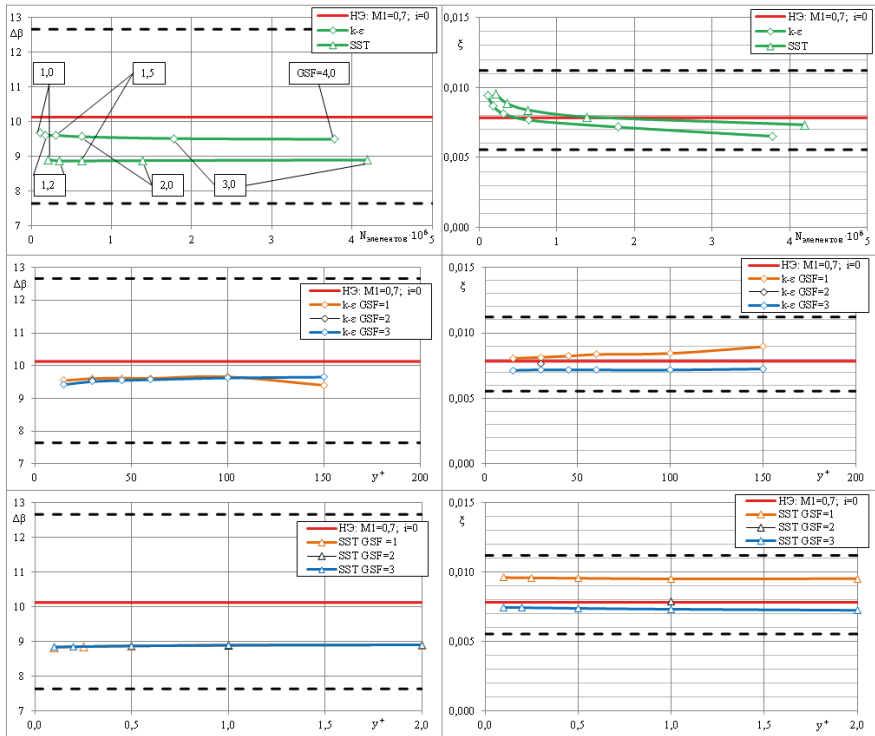
Выполнены расчеты с рабочим телом — воздухом с учетом теплофизических свойств, расчеты с заданием шероховатости лопатки, расчеты плоских решеток с ГУ Symmetry на втулочной и периферийной областях. Существенное улучшение согласования с НЭ не получено.

## Влияние параметров сеточной модели

При построении сетки варьировались размерные коэффициенты: общий (GSF), по высоте лопатки, во входном и выходном участках, а также параметр  $y^+$ . Все сетки дозвуковой решетки построены при заданном числе  $Re = 6 \cdot 10^5$ . Выполнена оценка влияния параметров сетки при условии обтекания  $M_1 = 0,7$  и  $i = 0$  и при  $M_1 = 0,7$  и  $i = var$  с использованием МТ к-ε и SST.

При увеличении GSF при расчете на обеих МТ  $\xi$  уменьшается (рис. 2). При расчете на МТ к-ε увеличение GSF приводит к уменьшению  $\Delta\beta$ .  $\Delta\beta$  существенно не меняется при увеличении GSF свыше 3:  $\Delta(\Delta\beta) = 0,02$ . Увеличение GSF при расчете на МТ SST незначительно влияет на  $\Delta\beta$ :  $\Delta(\Delta\beta) = 0,03$ . Для дальнейших расчетов выбран  $GSF = 2$ , при котором получено наилучшее согласование по  $\xi$  для обеих МТ. Влияние сгущения по высоте пренебрежимо мало: при сгущении в пять раз абсолютное изменение  $\Delta\beta$  не превышает  $1 \cdot 10^{-3}$ , а  $\xi$  —  $1 \cdot 10^{-5}$ . Сгущение сетки во входном и выходном участках при  $GSF = 2,0$  также практически не влияет на параметры решетки: при сгущении сетки в два раза абсолютное изменение  $\Delta\beta$  не превышает  $5 \cdot 10^{-3}$ , а  $\xi$  —  $3 \cdot 10^{-5}$ . Влияние  $y^+$  на интегральные характеристики решетки представлено на рисунке 2. Для дальнейшего моделирования принято отсутствие дополнительного сгущения по высоте, автоматическое сгущение во входном и выходном участках (значение коэф-

фициента около 1,1–1,3) и задаваемое значение  $y^+$  равное 1 и 30 для низко- и высоко-рейнольдсовых МТ. Заданные  $y^+$  при  $M_1 = 0,7$  обеспечивают  $y^+_{\max} = 1,8\text{--}2,3/ y^+_{\max} = 34,1\text{--}39,0$  и  $y^+_{\text{ave}} = 0,6\text{--}0,8/y^+_{\text{ave}} = 17,3\text{--}23,5$  соответственно.



**Рисунок 2.** Влияние параметров сетки на расчет характеристики решетки при ( $M_1 = 0,7; i = 0$ )

Характеристика решетки при  $M_1 = 0,7$  при трех значениях GSF представлена на рисунке 3. При изменении GSF качественное поведение зависимостей  $\Delta\beta, \xi = f(i)$  не меняется. Вновь получено, что GSF практически не влияет на  $\Delta\beta$ . Потери уменьшаются при увеличении GSF, однако темп уменьшения  $\xi$  после достижения  $GSF = 2$  существенно падает. Изменение GSF не влияет на  $i_z$ . Решетка запирается при  $i = -1,6$ . При расчете на МТ к-ε увеличение GSF плавно смещает значение  $i_{кр}$  в большую сторону:  $GSF = 1 - i_{кр} = 13,0$ ,  $GSF = 2 - i_{кр} = 13,4$ ,  $GSF = 3 - i_{кр} = 13,7$ . При расчете на МТ SST изменение GSF значительно не влияет на  $i_{кр}$ :  $GSF = 1 - i_{кр} = 11,1$ ,  $GSF = 2 - i_{кр} = 11,0$ ,  $GSF = 3 - i_{кр} = 11,1$ .

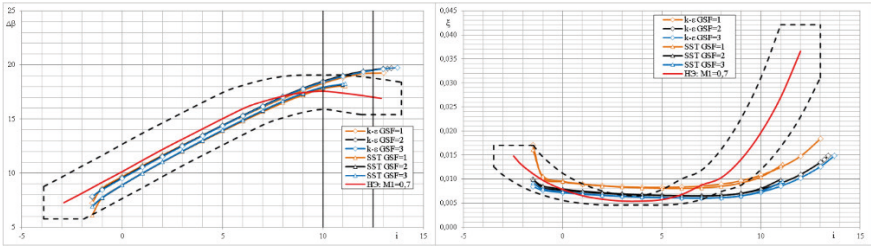


Рисунок 3. Интегральные характеристики решетки при трех сгущениях сетки при ( $M_1 = 0,7$ ;  $i = \text{var}$ )

### Влияние МТ

Выполнены расчеты характеристики решетки с использованием моделей турбулентной вязкости (k-ε, RNG k-ε, k-ω, SST, SST с моделью ламинарно-турбулентного перехода Gamma Theta Model, BSL), напряжений Рейнольдса (SSG RSM, LRR RSM, QI RSM, ω RSM, BSL RSM) и явных алгебраических моделей напряжений Рейнольдса (BSL EARSM, k-ε EARSM). Учитывая незначительное качественное изменение поведения зависимостей  $\Delta\beta$ ,  $\xi = f(i)$  при изменении GSF, расчеты выполнены на сеточных моделях с  $GSF = 1$  для сокращения сроков моделирования. Расчетно-экспериментальные характеристики решетки представлены на рисунке 4.

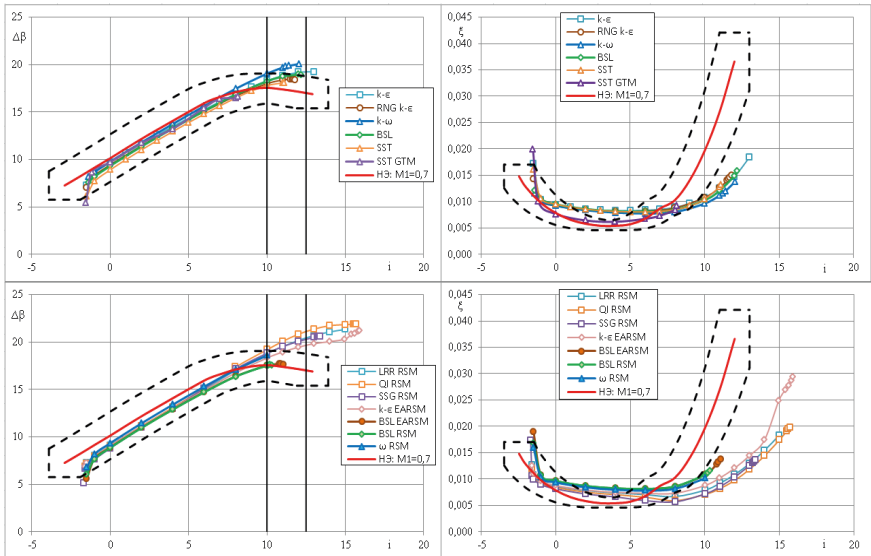


Рисунок 4. Интегральные характеристики решетки при ( $M_1 = 0,7$ ;  $i = \text{var}$ ) при различных МТ

Выбор МТ практически не влияет на границу записания решетки. При расчете на режиме  $i = 0$  на МТ  $k-\varepsilon$ , RNG  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ , SST, SST GTM, BSL,  $\omega$  RSM, BSL RSM, BSL EARSМ произошло записание при  $M_1 = 0,730$ , а на МТ SSG RSM, LRR RSM, QI RSM,  $k-\varepsilon$  EARSМ при  $M_1 = 0,733$ .

МТ  $k-\varepsilon$ ,  $k-\varepsilon$  EARSМ SSG RSM, LRR RSM, QI RSM прогнозируют  $i_{кр}$  больше полученного в НЭ, а SST GTM меньше. МТ  $k-\omega$  прогнозирует  $\Delta\beta$  немного выше, полученных в НЭ. Остальные МТ удовлетворительно согласуются с НЭ, и их результаты почти повторяют друг друга. Наибольшие невязки получены в области, соответствующей  $i_{кр}$ . Для определения наиболее подходящей МТ и с целью обеспечения максимально возможного разнообразия их типов выбрано четыре МТ для дальнейших расчетов: RNG  $k-\varepsilon$ , SST,  $\omega$  RSM и BSL EARSМ. Выполнены расчеты при  $M_1 = 0,40 - 0,75$ . Результаты представлены на рисунках 5–8.

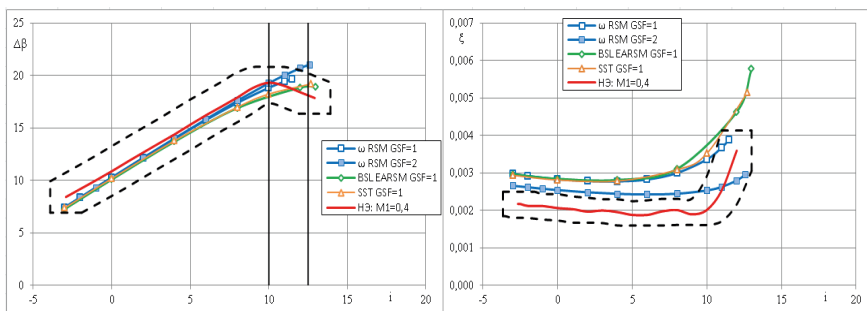


Рисунок 5. Интегральные характеристики решетки при ( $M_1 = 0,4$ ;  $i = \text{var}$ ) при различных МТ

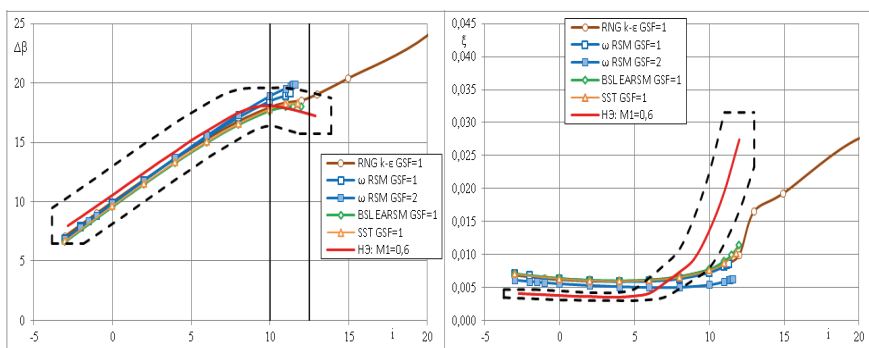
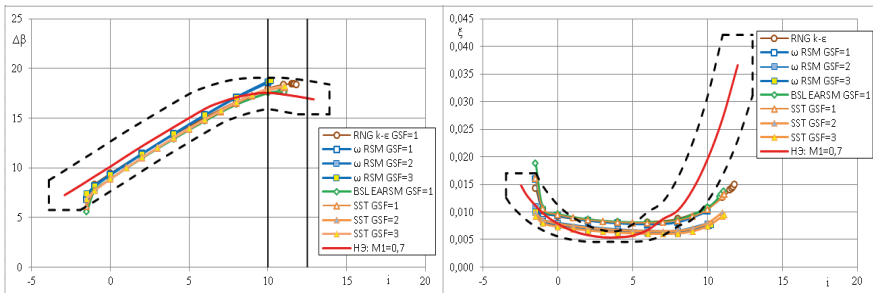
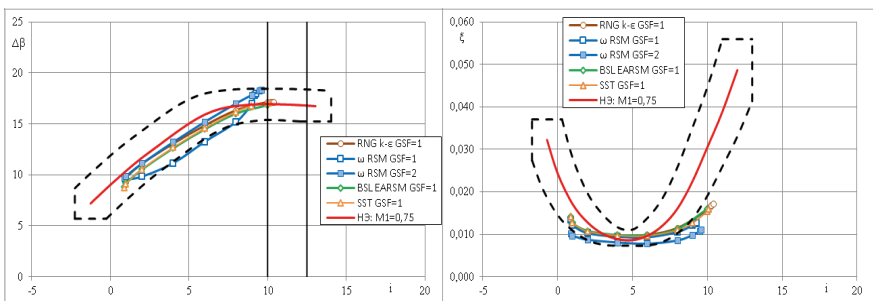


Рисунок 6. Интегральные характеристики решетки при ( $M_1 = 0,6$ ;  $i = \text{var}$ ) при различных МТ



**Рисунок 7.** Интегральные характеристики решетки при ( $M_1 = 0,7$ ;  $i = \text{var}$ ) при различных МТ



**Рисунок 8.** Интегральные характеристики решетки при ( $M_1 = 0,75$ ;  $i = \text{var}$ ) при различных МТ

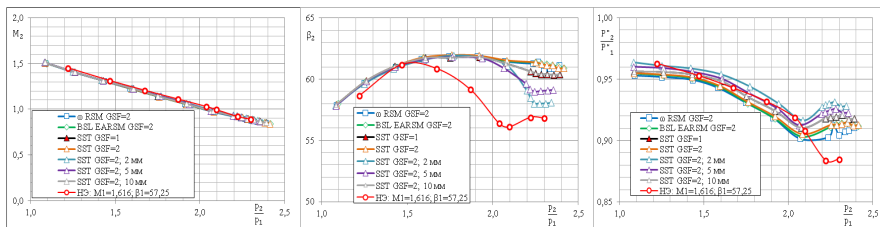
При  $M_1 = 0,6$  МТ RNG k-ε прогнозирует  $i_{кр} = 42$ , что существенно превышает полученный в НЭ.

При  $M_1 = 0,75$  МТ  $\omega$  RSM прогнозирует  $i_{кр} = 9,3$  и  $i_{кр} = 9,6$  при  $GSF = 1$  и  $GSF = 2$  соответственно, что ниже значений НЭ. Возможно, дальнейшее ступение сетки позволит верно спрогнозировать  $i_{кр}$ , однако при  $M_1 = 0,4$  на сетке с  $GSF = 2$  уже получено превышение по  $i_{кр}$  и  $\Delta\beta$ .

МТ SST и BSL EARSIM прогнозируют практически идентичные  $i_{кр}$ ,  $\Delta\beta$  и  $\xi$  во всем диапазоне  $M_1 = 0,40 - 0,75$ . Наибольшее отличие получено при определении  $i_{кр}$  при  $M_1 = 0,4$ : SST и BSL EARSIM прогнозируют  $i_{кр} = 12,7$  и  $i_{кр} = 13,0$  соответственно. Можно отметить, что при приближении к области натурального  $i_{кр}$  МТ BSL EARSIM немного лучше прогнозирует  $\xi$ .

В результате, можно сделать вывод, что наиболее подходящей из двенадцати рассмотренных МТ для моделирования продувки компрессорной решетки профилей при дозвуковых скоростях является МТ SST. При этом нельзя не отметить, что ни одна МТ не смогла достоверно спрогнозировать потери полного давления в области  $i_{кр}$  при  $M_1$  больше 0,4.

Выполнены расчеты сверхзвуковой компрессорной решетки профилей с использованием MT  $\omega$  RSM, BSL EARSM и SST. Относительные невязки параметров на входе в решетку ( $P^*_1$ ,  $M_1$ ,  $\beta_1$ ) не превышают 1 %. Результаты представлены на рисунке 9.



**Рисунок 9.** Интегральные характеристики сверхзвуковой решетки

Рассмотренные MT прогнозируют идентичные результаты: потери полного давления, число Маха и угол потока на выходе из решетки. Наибольшие невязки получены по  $\beta_2$ . Немного улучшить согласование с НЭ по  $\beta_2$  можно за счет смещения плоскости оценки параметров за решеткой ближе к последней. В НЭ параметры оценивались на расстоянии 17,3 мм от выходных кромок лопаток. На рисунке представлены значения, полученные на плоскостях, расположенных на расстоянии 2, 5 и 10 мм от выходной кромки.

Подход, основанный на выводах моделирования дозвуковой компрессорной решетки профилей, может применяться для расчета сверхзвуковой решетки.

## Заключение

В настоящей работе выполнена валидация ВЭ продвки компрессорных решеток профилей. Полученные выводы частично согласуются с результатами проанализированных работ. Действительно, наилучшее согласование с НЭ обеспечивает MT SST, а размер оптимальной сеточной модели решетки в натуральную величину не превышает  $1,5 \cdot 10^6$  элементов. При этом в настоящей работе достигнуто значительно лучшее согласование с НЭ по  $i_{кр}$ , следовательно, по границе устойчивой работы компрессора. Созданная VM способна рассчитать область за  $i_{кр}$  с запасом по  $i$  около 0,1 градуса.

VM удовлетворительно определяет  $\Delta\beta$  и экстремальные параметры решетки:  $M_{1кр}$ ,  $i_3$ ,  $i_{кр}$ .

Для моделирования предлагаются следующие параметры VM:

- 1) структурированная гексаэдрическая сетка, построенная в специализированном сеткопостроителе для турбомашин. При этом выполняется замена модели плоской решетки на модель кольцевой решетки с максимально возможным радиусом. Размеры входного и выходного участков задаются равными 3 и 6 хордам лопатки соответственно;



- 2) низкорейнольдсовая двухпараметрическая модель турбулентной вязкости SST;
- 3) при создании сеточной модели рекомендуются следующие параметры:  $GSF = 1 - 2$ ,  $y^+ = 1$ , отсутствие дополнительного сгущения по высоте (коэффициент = 1), автоматическое сгущение во входном и выходном участках (значение коэффициента около 1,1–1,3). Число Re, вычисленное по хорде лопадки, соответствующее режиму обтекания лопаток при продувках решетки.

BM прогнозирует пониженные по сравнению с НЭ потери полного давления в области  $i_{кр}$  и рядом с ней. Найти способ удовлетворительного моделирования потерь в данной области — направление дальнейших исследований.

### Литература

1. ГОСТ Р 57700.2 — 2020. Компьютерные модели и моделирование. Валидационный базис. М.: Стандартинформ, 2020. 5 с.
2. Сальников А. В., Французов М. С., Виноградов К. А., Пятунин К. Р., Никулин А. С. Верификация и валидация компьютерных моделей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 9. С. 100–115. doi: 10.18698/0536-1044-2022-9-100-115.
3. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров / пер. с англ. М.: Мир, 2000. 688 с.
4. Епифанов А. А., Титенский В. И. Численное моделирование течения вязкого газа в плоских компрессорных решетках // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 2–2. С. 172–175.
5. Zachos P. K., Grech N., Charnley B., Pachidis V., Singh R. Experimental and Numerical Investigation of a Compressor Cascade at Highly Negative Incidence // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2011. Vol. 5, issue 1. P. 26–36.
6. Шелковский М. Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2012. № 3/10 (57). С. 60–65.
7. Блинов В. Л. Разработка принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации. Дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2015. 168 с.
8. Бунимович А. И., Святогоров А. А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости // Лопаточные машины и струйные аппараты: сб. статей. Вып. 2. М.: Машиностроение, 1967. С. 5–35.
9. Fleeter S., Holtman R. L., McClure R. B., Sinnet G. T. Experimental Investigation of a Supersonic Compressor Cascade. ARL 75-0208, 1975.

*Н. А. Овсейчук, Д. А. Попов*

АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь  
ovseychuk-na@avid.ru, popov-da@avid.ru

## **КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ СО ШТЫРЬКОВОЙ МАТРИЦЕЙ**

*Аннотация.* Одним из методов, при помощи которого возможно совершенствование и развитие ГТД, является увеличение эффективности системы охлаждения наиболее нагруженных элементов проточной части турбины высокого давления (ТВД). Одним из таких элементов является сопловая лопатка (СЛ), улучшить систему охлаждения которой возможно путем повышения интенсивности теплообмена. Основной способ интенсификации конвективного теплообмена — установка различных штырьков-турбулизаторов потока на теплопередающей поверхности. Совокупность различных вариантов форм и размеров штырьков-турбулизаторов в каналах систем охлаждения называется штырьковой матрицей (ШМ), которая в СЛ обычно располагается в области выходной кромки. Одной из важных задач, сопровождающих изменение конструкции ШМ в каналах систем охлаждения СЛ, является оценка эффективности конвективного теплообмена. В статье представлены результаты оценки эффективности конвективного теплообмена в канале системы охлаждения со штырьковой матрицей, основывающейся на оценке числа Нуссельта, коэффициента гидравлического трения и коэффициента тепловой эффективности. Проведено математическое моделирование части канала с ШМ и ее модификаций. Представлен анализ полученных результатов.

### **1. Введение**

Актуальность решаемой проблемы в данной статье обусловлена необходимостью качественной оценки внедряемых мероприятий по повышению конвективного теплообмена в каналах систем охлаждения СЛ.

Целью данной работы является проверка существующих методик оценки эффективности конвективного теплообмена в каналах систем охлаждения СЛ ТВД и анализ результатов численного моделирования упрощенных моделей этих каналов.

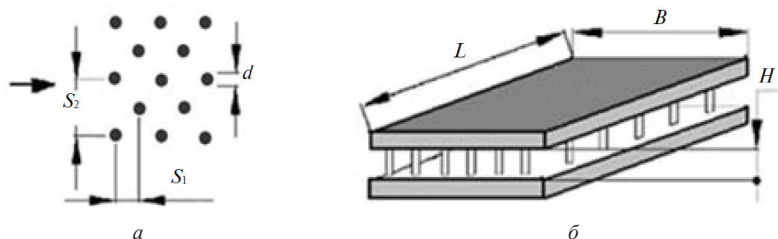
В качестве объекта исследования выбрана типовая конструкция ШМ СЛ. На ее основе создана упрощенная параметризованная геометрическая модель ШМ. Входные и выходные граничные условия (ГУ) взяты с этапа разработки СЛ.

Анализ полученных результатов заключается в оценке числа Нуссельта, коэффициента гидравлического трения и коэффициента тепловой эффективности ШМ, визуализации течения при помощи линий тока (в объеме) и контуров основных параметров, определяющих особенности течения в канале.

Во многих отечественных и зарубежных источниках существуют труды, посвященные теме конвективного теплообмена в каналах систем охлаждения и оценке его эффективности [1–6].

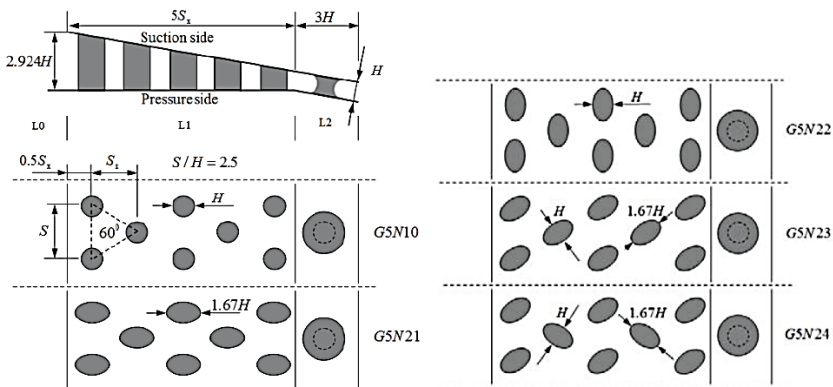
В статье [1] представлено выражение для оценки влияния расположения рядов штырьков-турбулизаторов на эффективность интенсификации теплообмена, описываемое отношением коэффициента роста гидравлических потерь в канале и коэффициента интенсификации теплообмена.

Используемая для моделирования конструкция ШИМ представлена на рис. 1 со следующими характерными обозначениями:  $S_1$  и  $S_2$  — соответственно продольный и поперечный шаги,  $d$  — диаметр штырька,  $L$ ,  $B$  и  $H$  — длина, ширина и высота канала соответственно.



**Рисунок 1.** Конструкция штырьковой матрицы: *a* — шахматное расположение рядов, *б* — размеры канала с ШИМ [1]

Статья [2] содержит численное исследование по изучению влияния формы и ориентации штырьковых ребер на теплоотдачу стенок лопатки газовой турбины. Расчеты выполнены для пяти вариантов конструкции ШИМ (рис. 2). Все пять конфигураций состоят из пятирядного штырька в области L1 и однорядного скругленного круглого штырька в области L2, каждый ряд имеет 12 или 11 штифтовых ребер в боковом направлении общей шириной 200 мм и устанавливается в клиновидный канал под углом 10 градусов.



**Рисунок 2.** Варианты конструкции ШИМ [2]

Для оценки эффективности принятых мероприятий в методике используется выражение для коэффициента теплопередачи, характеризующего способность стенки к передаче тепла охлаждающему воздуху и гидравлического сопротивления, характеризующий потери полного давления в канале.

Подобные формулы в методиках и модели конструкций ШМ также встречаются и в остальных работах. В некоторых из них используются дополнительные выражения для определения некоторых параметров, таких как коэффициент гидравлического сопротивления, учитывающий потери полного давления и геометрические параметры канала.

В работах [7, 8] оценка эффективности конвективного теплообмена в каналах с ШМ основывается на вычислении числа Нуссельта и коэффициента гидравлического трения, а затем коэффициента тепловой эффективности. Для некоторых из них, таких как число Рейнольдса и число Нуссельта необходимо предварительно определить некоторые параметры течения. В их число входит гидравлический (эквивалентный) диаметр, характеризующий эффективность русла канала в пропускании потока жидкости, коэффициент теплопередачи, используемый для оценки способности теплопередачи между потоком охладителя и нагретой стенкой, потери полного давления, характеризующие безвозвратные потери удельной энергии на участках гидравлических систем, обусловленные наличием вязкого трения, коэффициент гидравлического трения, используемый для оценки потерь полного давления в канале с ШМ.

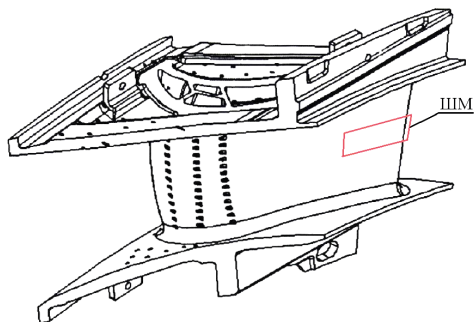
Для качественного оценивания тепловых характеристик во внутренних каналах СЛ ТВД, следует оценить увеличение теплопередачи с учетом потерь на трение. Коэффициент тепловой эффективности (с англ. *thermal performance factor (TPF)* [9]) характеризует эффект выигрыша в теплоотдаче к увеличению гидравлического сопротивления протеканию потока, которое приводит к возрастанию механической энергии на прокачку охладителя, требуемой на преодоление дополнительных потерь. Он определяет степень совершенства используемых методов интенсификации и определяется как:

$$TPF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}, \quad (1)$$

где  $Nu$  и  $f$  — число Нуссельта и коэффициент гидравлического трения соответственно для канала с ШМ,  $Nu_0$  и  $f_0$  — число Нуссельта и коэффициент гидравлического трения соответственно для гладкого канала без ШМ.

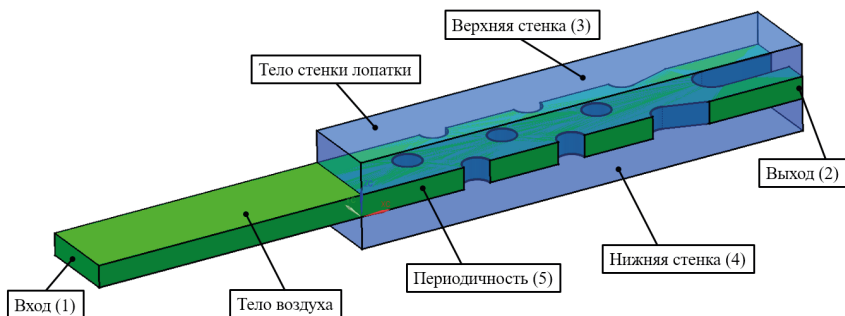
## **2. Численное моделирование течения охлаждающего воздуха по штырьковой матрице**

Объектом исследования является ШМ лопатки ТВД, которая представлена на рис. 3 и выделена красным прямоугольником.



**Рисунок 3.** Объект исследования (ШМ) [10]

Расчетная область математической модели представлена на рис. 4, содержит две подобласти: рабочее тело (в данном случае — охлаждающий воздух), и часть СЛ (металл) в области выходной кромки, а также следующие границы: границу входа 1, границу выхода 2, границы верхней 3 и нижней 4 стенок, границы периодичности 5.



**Рисунок 4.** Расчетная область и ГУ

Моделирование теплообмена выполнено в стационарной сопряженной постановке с учетом взаимного теплового влияния охлаждающего воздуха (потока рабочего тела) и нагретой металлической стенки СЛ.

Расчетная сетка рабочего тела гибридная, неструктурированная. Максимальный линейный размер элемента основного потока равен 0,075 мм, количество слоев пристеночного слоя равно 10, общее количество элементов ~ 1,3·10<sup>6</sup>, критерий качества сеточной модели, демонстрирующий отношение высоты элемента к его основанию, равен 127.

При проведении численного моделирования процессов теплообмена, протекающих в каналах системы охлаждения СЛ, поставлена задача приблизиться к реальным условиям работы газогенератора на номинальном режиме с целью

последующей верификации результатов расчетов и возможности переноса результатов расчета упрощенной расчетной модели на полноценную СЛ.

На входе в расчетную область задано полное давление и температура, а на выходе из нее — статическое давление. Перепад полного давления в расчетной области составляет  $P_{in}^* / P_{out}^* \sim 1,125$ , относительная температура рабочего тела на входе равна  $T_1^* / T_k^* \sim 1$ . Рабочим телом является охлаждающий воздух, свойства которого заданы в соответствии со справочником теплофизических свойств газов и жидкостей Н. Б. Варгафтика [11]. На внешней верхней (3) и нижней (4) стенках области металла СЛ задано распределение температуры вдоль стенки (оси  $x$ ), имитирующее нагрев корыта и спинки соответственно. Относительная температура стенок металла составляет  $T_m / T_k^* \sim 1,3$ . Для замыкания осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса использовалась SST модель турбулентности (от англ. *Shear Stress Transport* — «модель переноса сдвиговых напряжений»). Модель объединяет в себе преимущества  $k$ - $\epsilon$  и  $k$ - $\omega$  моделей турбулентности.

### 3. Анализ результатов

Обработка результатов численного моделирования включает следующее:

- определение осредненных по расходу параметров рабочего тела на входе и выходе из расчетной области (полной температуры, полного давления, плотности, скорости и динамической вязкости);
- определение осредненных по площади поверхности параметры стенки расчетной области (тепловой поток, температура, а также коэффициент теплопроводности рабочего тела в области стенки матрицы).

Далее, исходя из полученных данных, вычислены искомые параметры рабочего тела в ШМ согласно методике.

Для визуализации полученных результатов используется отображение контуров распределения параметров на интересующих поверхностях, а также линий тока с поверхности входа в расчетную область.

Результаты обработки исходного (со штырьками круглой формы с в поперечном сечении) варианта ШМ представлены в таблице 1.

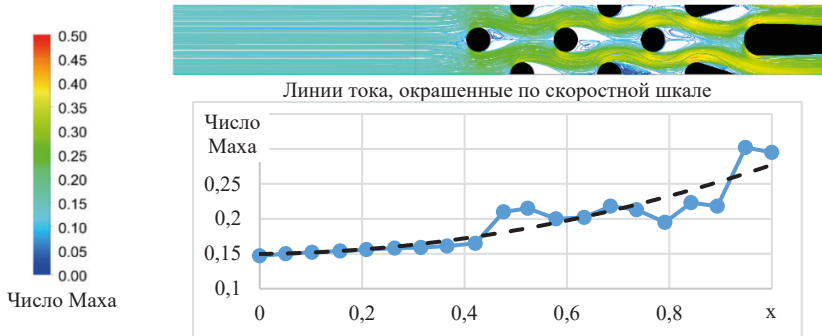
Т а б л и ц а 1

Результаты численного моделирования

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Полная температура на входе	$T_1^* / T_k^*$	–	1,04
Полная температура на выходе	$T_2^* / T_k^*$	–	1,09
Полная температура объема	$T_b / T_k^*$	–	1,07
Гидравлический диаметр	$D_h$	м	$1,26 \cdot 10^{-3}$

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Полное давление на входе	$P_{in}^* / P_k^*$	–	0,92
Полное давление на выходе	$P_{out}^* / P_k^*$	–	0,87
Потери полного давления	$\Delta P$	–	$6,26 \cdot 10^{-2}$
Плотность на входе	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	11
Средняя скорость на входе	$v$	м/с	85,99
Динамическая вязкость на входе	$\mu$	Па·с	$4,06 \cdot 10^{-5}$
Коэффициент гидравлического трения	$f$	м·с <sup>2</sup> /кг	$7,21 \cdot 10^{-8}$
Число Рейнольдса	Re	–	29226,52
Тепловой поток со стенки	$q_w$	Вт/м <sup>2</sup>	1 130 000
Температура стенки	$T_w / T_k^*$	–	1,24
Коэффициент теплопередачи	$h$	Вт/м <sup>2</sup> ·К	7456,02
Коэффициент теплопроводности воздуха	$\lambda$	Вт/м·К	0,07
Число Нуссельта	Nu	–	133,72

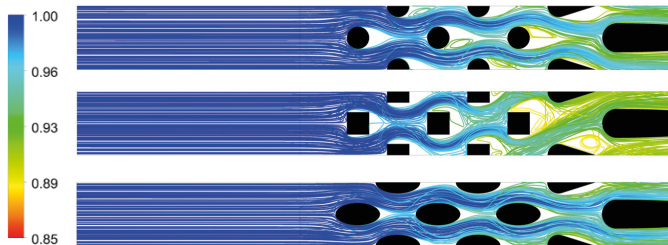
Линии тока в конструкции исходной ШМ, а также график числа Маха потока в среднем сечении вдоль оси  $x$  показаны на рис. 5.



**Рисунок 5.** График распределения числа Маха вдоль расчетной области

Представлен анализ результатов расчета вариантов матриц с штырьками круглой, квадратной и эллиптической формы поперечного сечения с размером ширины штырька  $RI$  от  $0,02 \cdot C_{max}$  до  $0,07 \cdot C_{max}$  с шагом  $0,01 \cdot C_{max}$ , где  $C_{max}$  — максимальная толщина профиля лопатки в среднем сечении.

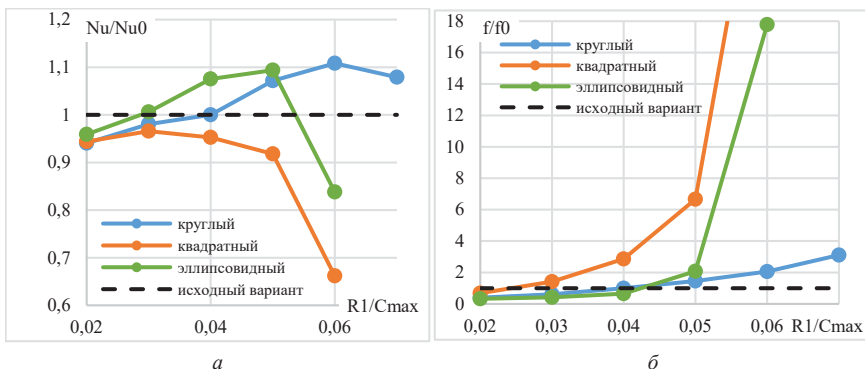
На рис. 6 представлены линии тока исходного (круглого), квадратного и эллиптического вариантов, окрашенные в коэффициент сохранения полного давления  $(1-\Delta P)$ .



**Рисунок 6.** Линии тока, окрашенные в коэффициент сохранения полного давления

Внедрение удобообтекаемого штырькового элемента эллиптической формы позволяет значительно уменьшить область с пониженным теплообменом (застойную зону) за штырьками, тем самым увеличивая интенсивность съема тепла с внутренней поверхности матрицы, что улучшает эффективность охлаждения СЛ в области выходной кромки.

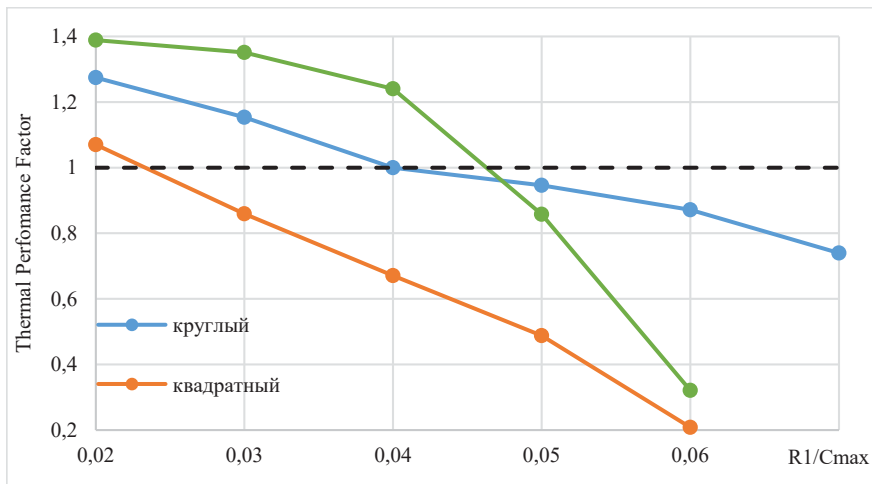
На рис. 7 представлены графики зависимостей числа Нуссельта  $Nu$  и коэффициента гидравлического сопротивления  $f$ , отнесенных к таким же параметрам ( $Nu_0$  и  $f_0$ ) для исходного варианта (за который принята ШМ с штырьком круглой формы с размером  $Rl = 0,04 \cdot C_{max}$ ) от относительного размера элемента. Исходя из полученных результатов, показанных на рис. 7, а видно, что эллипсовидный штырек увеличивает число Нуссельта до 10 %. Наименее удобообтекаемый вариант (квадратный) имеет самый низкий показатель числа Нуссельта во всем диапазоне размера  $Rl$  элементов матрицы. Квадратный вариант формы штырьковых элементов не может обеспечить нужную эффективность интенсификации конвективного теплообмена в сравнении с круглой формой штырька того же размера. Большое влияние на эффективность интенсификации также оказывает и коэффициент гидравлического сопротивления, что видно на рис. 7, б.



**Рисунок 7.** График зависимости: *а* —  $Nu/Nu_0$  от  $Rl/C_{max}$ ; *б* —  $f/f_0$  от  $Rl/C_{max}$



На рис. 8 представлены графики зависимостей  $TPF$  от размера элемента  $RI$ , исходя из которых видно, что вариант ШМ с эллиптическими штырьками эффективнее базовой модели до 25 %. Вариант ШМ с квадратным штырьком имеет самый низкий показатель тепловой эффективности во всех диапазонах размера  $RI$  элементов матрицы (до 28 % хуже исходного варианта). Это происходит по причине изначально большого коэффициента гидравлического трения в канале из-за формы обтекаемых элементов.



**Рисунок 8.** График зависимости  $TPF$  от  $RI/C_{max}$

По результатам численного исследования выявлено, что коэффициент тепловой эффективности почти напрямую зависит от расхода рабочего тела через ШМ. Из этого следует, что в случае конструкции ШМ с неудобнообтекаемыми телами с большими значениями коэффициента гидравлического трения невозможно обеспечить высокое значение коэффициента тепловой эффективности из-за большого количества необходимого охлаждающего воздуха, который сложно подвести к ШМ при заданных параметрах, так как для этого потребуется его большее давление на входе в ШМ, что приведет к отбору из-за более поздней ступени компрессора высокого давления и снизит его КПД. В варианте ШМ с эллипсовидными штырьками при том же расходе воздуха, который достигается при больших размерах штырька по сравнению с исходным вариантом ШМ, коэффициент тепловой эффективности будет выше исходного варианта на 10-15 %.

Согласно выше приведенным данным, наиболее эффективными с точки зрения  $TPF$  для использования в конструкции СЛ можно считать эллипсовидные штырьки, однако их эффективность ограничена параметром  $RI/C_{max} < 0,45$ .

#### 4. Заключение

Проведена проверка существующих методик оценки эффективности конвективного теплообмена в каналах систем охлаждения СЛ ТВД, основанных на оценке числа Нуссельта, коэффициента гидравлического трения и коэффициента тепловой эффективности. Определена целесообразность использования подобных критериев при проектировании систем охлаждения элементов ГТД, работающих в условиях высоких температур.

Проведено математическое моделирование части канала системы охлаждения СЛ ТВД. Также исследованы матрицы со штырьковыми элементами круглой, квадратной и эллипсоидной формы в поперечном сечении различной ширины. Определено, что наилучшим вариантом поперечного сечения штырька является эллипс, форма которого обеспечивает снижение застойной зоны за ним. При внедрении такой формы штырька в расчетную схему, интегральная величина коэффициента тепловой эффективности увеличивается более, чем на 7 % по сравнению с исходным (круглым) вариантом формы штырька.

#### Литература

1. *Кривоносова В. В., Кортиков Н. Н.* Анализ и совершенствование системы охлаждения сопловой лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. № 3. С. 80–90.
2. *Effendy Marwan, Yao Yufeng, Yao Jun.* Pin-fin shape and orientation effects on wall heat transfer predictions of gas turbine blade // AIP Conference Proceedings. Surakarta, Indonesia: AIP Publishing, 2019.
3. *Zheng Shao-Fei, Liu Guo-Qing, Lian Wen-Kai et al.* Fluid flow and heat transfer in a rectangular ribbed channel with a hierarchical design for turbine blade internal cooling // Thermal Engineering. 2022. No. 217.
4. *Yeranee Kirttayoth, Rao Yu, Yang Li, Li Hao.* Enhanced thermal performance of a pin-fin cooling channel for gas turbine blade by density-based topology optimization // International Journal of Thermal Sciences. 2022. No. 181.
5. *Luo Lei, Yan Han, Du Wei et al.* Numerical study of a novel curved pin fin for heat transfer enhancement within aeroengine turbine blade // Aerospace Science and Technology. 2022. No. 123.
6. *Xu Jin, Yao Jiaxu, Su Pengfei et al.* Heat transfer and pressure loss characteristics of pin-fins with different shapes in a wide channel // Proceedings of ASME Turbo Expo 2017. Charlotte: ASME, 2017.
7. *Luo Lei, Yan Han, Du Wei et al.* Numerical study of a novel curved pin fin for heat transfer enhancement within aeroengine turbine blade // Aerospace Science and Technology. 2022. No. 123.
8. *Lienhard J. H.* A heat transfer textbook. 3-е изд. Cambridge MA: Phlogiston press, 2003. 749 с.
9. *Gee D. L., Webb R. L.* Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes // Int. J. Heat Mass Transfer. 1980. No. 23. P. 1127–1136.
10. Патент № 2775734 С1 Российская Федерация, МПК F01D 5/187. Охлаждаемая сопловая лопатка турбины высокого давления / Заваркин В. Н., Лысенко И. В., Виноградов К. А.,

Улитичев А. Г., заявитель и патентообладатель акционерное общество «Объединенная двигателестроительная корпорация» (АО «ОДК») — № 2021135529; заявл. 03.12.2021; опубл. 07.07.2022, Бюл. № 19. 12 с.

11. *Варгафтик Н. Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд. М.: Наука, 1972. 720 с.

*Д. Д. Попова, С. И. Сендюров*

АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь  
popova-dd@avid.ru

## **АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ АККУМУЛЯЦИИ ВУЛКАНИЧЕСКОГО ПЕПЛА**

*Аннотация.* При эксплуатации ГТД в сильно загрязненном вулканическим пеплом воздухе наиболее тяжелыми по последствиям являются повреждения, связанные с отложением оплавленных частиц пепла на узлах горячей части двигателя, главным образом на сопловом аппарате первой ступени турбины и элементах камеры сгорания. В частности, многочисленные стекловидные отложения пепла на сопловом аппарате турбины приводят к запылению отверстий охлаждения лопатки, и, как следствие, к изменению ее теплового состояния. В работе проанализирован процесс последовательной аккумуляции пепла на сопловых лопатках первой ступени и изменение теплового состояния по мере запыления отверстий перфорации при воздействии аналогичном пепловому облаку при извержении вулкана Галунггунг в 1982 году. На основании этих результатов рассматривается изменение теплового состояния лопатки соплового аппарата первой ступени. Показано, что при работе двигателя на крейсерском режиме в критических для двигателя условиях (облаков большой концентрации) значение температуры увеличилось примерно на 150–165 градусов, допущением расчета являлся бесконечный запас газодинамической устойчивости двигателя.

*Ключевые слова:* вулканический пепел, извержения вулканов и авиационная безопасность, стеклование и стекловидные отложения, аккумуляция пепловых отложений, засорение отверстий охлаждения лопатки, тепловое состояние лопатки.

### **Введение**

Основными повреждениями газотурбинного двигателя при воздействии пепла является абразивно-эрозионный износ лопаток компрессора; формирование и аккумуляция отложений оплавленных частиц пепла на элементах камеры сгорания и лопатках турбины высокого давления; засорение каналов системы охлаждения турбины, формирование углеродных отложений (нагара) на форсунках камеры сгорания, которые могут значительно ухудшить качество распыла топлива и др. [1–8].

В рамках данной работы исследовалось изменение теплового состояния лопатки соплового аппарата первой ступени турбины высокого давления. Выбор концентрации пепла и времени воздействия проводился на основании критического воздействия на двигатель. В качестве примера был выбран реальный случай попадания летательного аппарата в облако вулканического пепла.

Одним из самых опасных (индекс тяжести последствий по критериям ICAO — 4) зарегистрированных коммерческих полетов в облаке вулканического пепла явля-

ется рейс компании British Airways Boeing 747, оснащенный четырьмя двигателями Rolls-Royce RB211-524D4, в 1982 году возле города Галунггунг в Индонезии. По результатам исследований [2] было оценено время работы двигателя 3-6 минут при концентрации пепла порядка  $10^2$  мг/м<sup>3</sup>.

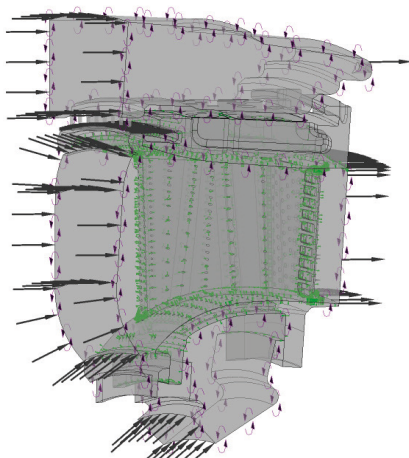
Отложения пеплового материала на лопатках соплового аппарата первой ступени представлены на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Общий вид отложений пеплового материала — двигатель RB211-524D4, вулкан Галунггунг (1982г)

### Расчетная модель

Для проведения расчетов теплового состояния сопловой лопатки первой ступени (СЛ1) ТВД пепла была подготовлена модель в программном пакете CFX. Подробная конечно-элементная сетка описывает всю систему охлаждения лопатки со всеми отверстиями перфорации в пере и дефлекторе и систему подвода охлаждающего воздуха. Размер сетки — 125 миллионов элементов. Модель турбулентности SST\_GTM. Расчет проводился с учетом теплозащитного покрытия (ТЗП) и максимальной окружной неравномерности температуры газа на входе в турбину (рис. 2).



**Рисунок 2.** Расчетная модель СЛ1 ТВД.

Граничными условиями по газу являются: эпюра полного давления на выходе из камеры сгорания (КС), эпюра полной температуры газа с учетом окружной неравномерности из КС, эпюра статического давления на выходе из турбины, температура воздуха и давление в подводе системы охлаждения с учетом потерь в КС. На боковых стенках газового домена задано условие периодичности.

Расчеты основаны на решении системы уравнений Навье-Стокса замкнутых SST моделью турбулентности. Данная модель является низкорейнольдсовской, следовательно, качественно моделирует пристеночный слой. Числа Рейнольдса в расчетной области лежат в диапазоне  $Re = 26,2 \div 1,24 \cdot 10^3$ .

### **Анализ изменения теплового состояния при увеличении зон аккумуляции**

В рамках исследования был проведен расчетный эксперимент зажатия отверстий охлаждения, находящихся в областях аккумуляции вулканического пепла. Расчет производился для лопатки соплового аппарата первой ступени ТВД аналогично ранее представленному.

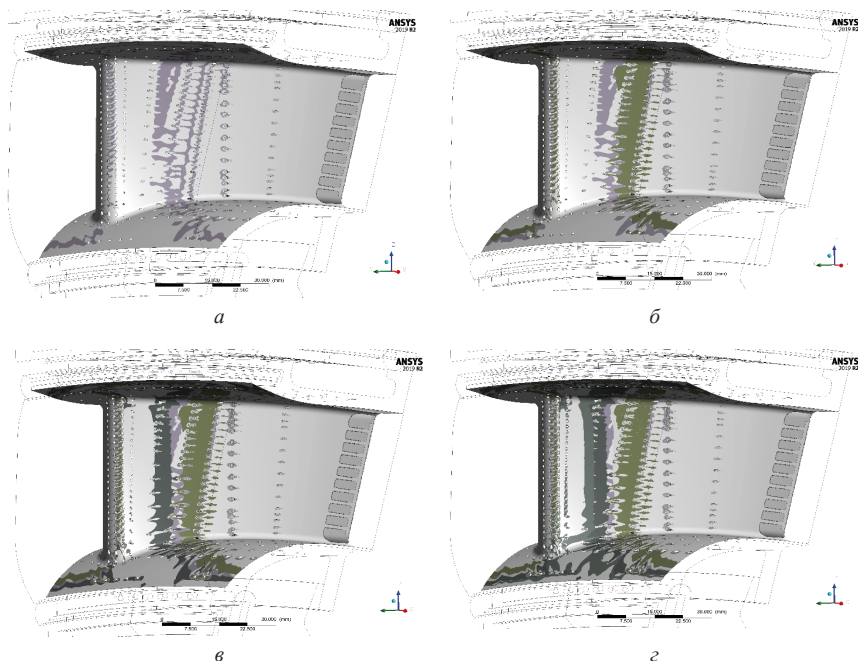
Зажатие отверстий проводилось для воздействия аналогичного попаданию двигателя в облако пепла от вулкана Галунггунг в 1982 году, описание воздействия оценивалось на основании работы [2]: время работы двигателя 3-6 минут при концентрации пепла порядка  $10^2$  мг/м<sup>3</sup>.

Постепенное увеличение зоны аккумуляции вулканического пепла представлено на рисунке 3. Зажатые отверстия находились на полках входной кромке и крыле сопловой лопатки. Изменение площади сечений отверстий перфорации представлено в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

### **Изменение площади сечений отверстий перфорации**

<b>Уменьшение суммарной проходной площади зажатых отверстий относительно исходных, %</b>			
<b>Ряд</b>	<b>1 итерация</b>	<b>2 итерация</b>	<b>3 итерация</b>
Входная кромка	25	33	33
Полки	3	3	3
Корыто 1 ряд (от входной кромки)	44	55	55
Корыто 2–3 ряды	48	57	96
Корыто 4 ряд	0	14	14
Корыто 5 ряд	18	24	24

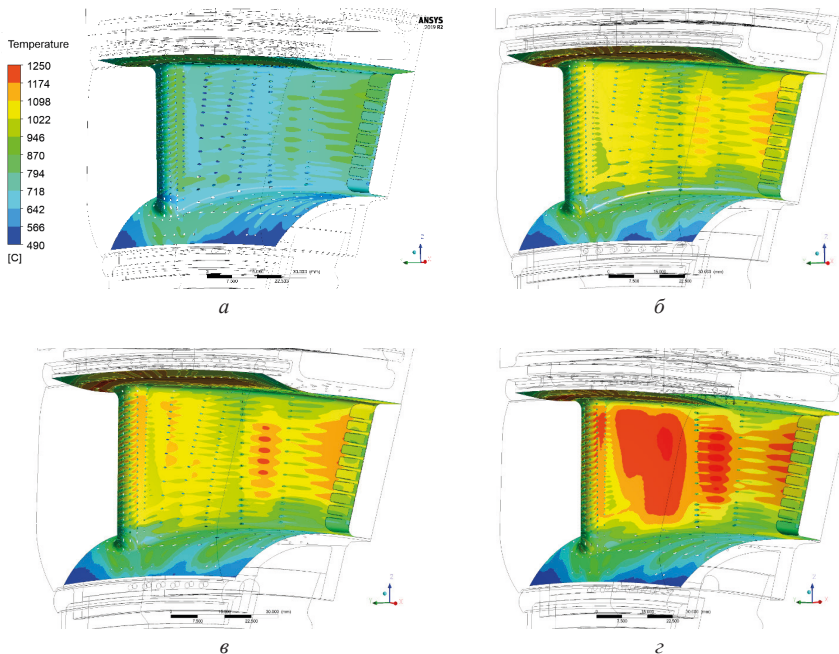


**Рисунок 3.** Увеличение зоны аккумуляции пепла на крейсерском режиме и засорение отверстий перфорации: *а* — исходная геометрия; *б* — 1; *в* — 2; *г* — 3 итерации

Следует отметить высокую визуальную сходимость областей аккумуляции на рисунке 3 и общего вида пепловых отложений на рисунке 2.

На рисунке 4 представлено изменение теплового состояния первого соплового аппарата турбины высокого давления на крейсерском режиме по мере запыления отверстий охлаждения вулканическим пеплом.

При аккумуляции вулканического пепла на корыте лопатки увеличение температуры составило 150–165 градусов. Данные значения получены в расчете с допущением о бесконечном запасе газодинамической устойчивости двигателя. При работе двигателя в подобных условиях переход на режим малого газа позволит сохранить температуру в диапазоне возможных рабочих температур и снизить аккумуляцию пеплового материала на поверхностях корыт лопаток соплового аппарата первой ступени, тем самым остановить снижение запаса газодинамической устойчивости компрессора.



**Рисунок 4.** Тепловое состояние лопатки:  
*a* — исходная геометрия; *б* — 1; *в* — 2; *г* — 3 итерации

## Выводы

Представлен расчетный анализ последовательной аккумуляции пепла на корыте лопатки соплового аппарата первой ступени двигателя ПД-14 в условиях аналогичных попаданию самолета в облако пепла вулкана Галунгтунг.

При аккумуляции вулканического пепла выявлено значительное изменение теплового состояния: на корыте лопатки увеличение температуры поверхности лопатки на крейсерском режиме может достигать 165 градусов. Допущением расчета являлся бесконечный запас газодинамической устойчивости двигателя.

Дальнейшими направлениями исследований являются оценка изменения теплового состояния на взлетном режиме и режиме малого газа, а также оценка воздействия при различных концентрациях.

## Литература

1. Руководство по облакам вулканического пепла, радиоактивных материалов и токсических химических веществ // International Civil Aviation Organization, издание третье, 2015. 210 с.
2. Clarkson R. Volcanic Ash Impacts on Jet Engines and Developments since 2010 // Rolls-Royce (Aero Engines). 29<sup>th</sup> January 2019. 23 p.



3. *Попова Д. Д., Саженков А. Н.* Воздействие вулканического пепла на авиационные газотурбинные двигатели // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2022. С. 122–139.
4. *Иноземцев А. А., Попова Д. Д.* Исследование устойчивости авиационного двигателя ПД-14 к воздействию вулканического пепла // Вестник УГАТУ. 2022. Т. 26, № 2 (96).
5. *Guffanti M., Casadevall, T. J., Budding K.* Encounters of aircraft with volcanic ash clouds: a compilation of known incidents, 1953–2009: U.S. Geological Survey Data Series 545, 2010.
6. *Гирина О. А.* Подготовка пепла вулканического происхождения для проведения испытаний по проверке его воздействия на работоспособность авиационного двигателя // Научно-технический отчет ИВиС ДВО РАН. 2020.
7. *Кирьянов В. Ю., Фелицын С. Б.* Вулканический пепел как природный фактор риска для авиации (по данным исследования свойств пепловых частиц) // Вулканология и сейсмология. 2000. № 5. С. 65–72.
8. *Davison C. R., Rutke T.* Assessment and Characterisation of Volcanic Ash Threat to Gas Turbine Engine Performance // National Research Council Canada. Ottawa, Canada, August 2014.
9. *Стасенко А. Л.* Физические аспекты многофазных течений в аэродинамике, летательной технике и авиационной экологии // Труды МФТИ. 2011. № 4.

*А. М. Покидько, А. А. Давыдов, В. В. Вятков*

РГАТУ им. П. А. Соловьева, Рыбинск  
aleksey\_pokidko@mail.ru

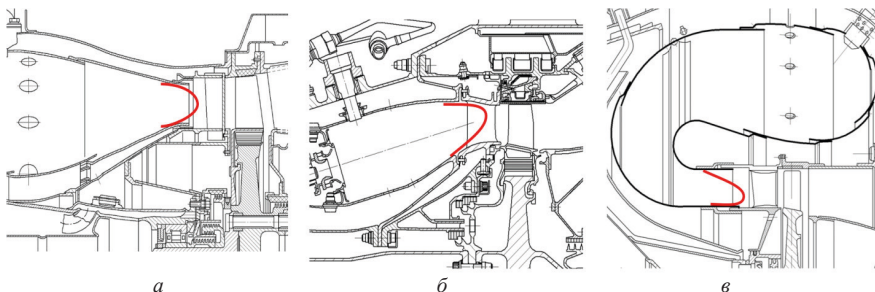
## **ВЛИЯНИЕ ВХОДНОЙ ЭПЮРЫ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКОЙ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ**

*Аннотация.* В докладе представлены результаты численного исследования плоской сопловой решетки различной размерности в условиях неравномерного поля полного давления по входу. Установлено, что наличие входной неравномерности полного давления влияет на аэродинамические характеристики плоской турбинной решетки. Увеличивается размерность решетки при которой реализуется смыкание вторичных вихрей в проточной части. Значительно увеличиваются области недокрутки и перекрутки потока за решеткой в областях локализации канальных вихрей.

При проектировании турбин необходимо определять аэродинамические характеристики лопаточных венцов. В настоящее время они определяются без учета входной неравномерности потока. Для турбин двигателей предыдущих поколений использование при проектировании характеристик решеток, полученных в модельных условиях, не приводило к значительным погрешностям при проектировании. Развитие двигателей по параметрам рабочего процесса привело к снижению размерности проточной части лопаточных машин. При этом в турбине, особенно в сопловом аппарате первой ступени современного двигателя возможна реализация эффекта смыкания вторичных течений, которые образуются на противоположных торцевых стенках [1]. Эффект смыкания вторичных течений в сопловом аппарате изменяет вид аэродинамических характеристик турбинных решеток (распределение потерь кинетической энергии и углов выхода потока) [1–4]. Это необходимо учитывать уже на ранних стадиях проектирования. К настоящему времени характеристики лопаточных венцов турбины определяются в условиях равномерного потока на входе.

Сопловой аппарат первой ступени турбины работает в условиях потока за камерой сгорания, который формирует неравномерность не только по температуре, что тоже важно, но и по давлению. Характер этой эпюры может быть различным и зависит от конструктивной схемы двигателя. Эпюра может быть симметричной относительно газосборника (рис. 1, *а*), при осевом расположении камеры сгорания. Эпюра может иметь максимум полного давления в периферийной области потока (рис. 1, *б*), такое распределение реализуется в наклоненной под углом камере сгорания, как в современных двухконтурных турбореактивных двигателях. Эпюра может иметь максимум полного давления во втулочной области (рис. 1, *в*), при использовании противоточной камеры сгорания. Неравномерность по полному давлению изменяет характер обтекания лопаточных венцов, поэтому отсутствие учета неравномерности

потока по полному давлению может привести к занижению потерь в лопаточных венцах турбины и ошибкам в согласовании работы лопаточных машин.



**Рисунок 1.** эпюры полного давления на входе в 1 СА в зависимости от схемы двигателя

Для анализа влияния эпюры входной неравномерности потока на характеристики решетки в условиях смыкания вторичных течений было проведено исследование плоской сопловой решетки с профилем, характерным для современной высокопререпадной турбины высокого давления. Схема исследованной решетки показана на рис. 2, а основные геометрические параметры представлены в таблице 1. Решетка состоит из пяти лопаток, что позволяет исключить влияние боковых стенок на течение в центральных межлопаточных каналах. Отсечные пластины позволяют менять высоту рабочей части решетки в диапазоне всех аэродинамических типов. В лабораторных условиях высота рабочей части установки, при которой реализуется смыкание вторичных течений, составляет  $h_s = 45$  мм [3]. Результаты экспериментальной продувки данной решетки на низконапорном стенде в условиях равномерного поля на входе имеются в работе [4]. В данной работе исследования проводились с помощью численного моделирования при различных эпюрах полного давления на входе. При этом моделировалась вся область экспериментальной установки, включая подводящий канал. Для обработки выделялась расчетная область между отсечными пластинами одного межлопаточного канала. Таким образом, влияние боковых стенок установки и пограничных слоев на стенках подводящего канала было исключено. Был выбран RANS метод расчета (стационарная постановка задачи), SST модель турбулентности.

Для выполнения численного моделирования были построены расчетные модели, каждая из которых имела свою высоту лопаток, общий вид расчетной модели соответствует расчетной области на рис. 2. На расчетную модель была наложена гексагональная (структурированная) конечно-элементная сетка, сгенерированная в программном комплексе NumecaAutoGrid5. Количество элементов и слоев сетки для каждой расчетной модели различное и зависит от высоты решетки, количество слоев по высоте подбиралось из условия сохранения плотности слоев по высоте проточной части. Для решетки с высотой лопатки 30 мм. — 6 997 292 элементов, для 160 мм. —

9 839 340 элементов. Ширина ячейки в пристеночном слое  $1 \cdot 10^{-5}$  мм., коэффициент роста конечных элементов 1,25. Для оптимизации сетки в объемах в районе входа и выхода, где относительно простое течение без обтекания сложных геометрических объектов, было уменьшено количество элементов с целью уменьшения времени расчета без потери его качества.

Т а б л и ц а 1

Параметры исследуемой сопловой решетки

Хорда профиля	$b = 165,5$ мм
Шаг решетки	$t = 102,5$ мм
Ширина горла СА	$a\gamma = 28,5$ мм
Лопаточный угол входа	$\alpha\lambda 0 = 90^\circ$
Эффективный угол выхода	$\alpha\text{эф} = 16,14^\circ$
Угол установки профиля	$\gamma = 40^\circ$
Диаметр входной кромки	$d0 = 25$ мм
Диаметр выходной кромки	$d1 = 4,8$ мм
Максимальная толщина профиля	$C_{\text{max}} = 36,5$ мм
Высота смыкания вторичных течений	$h_s = 45$ мм
Исследуемые высоты решетки	$h = 30, 35, 40, 50, 60, 70, 90, 120, 160$ мм

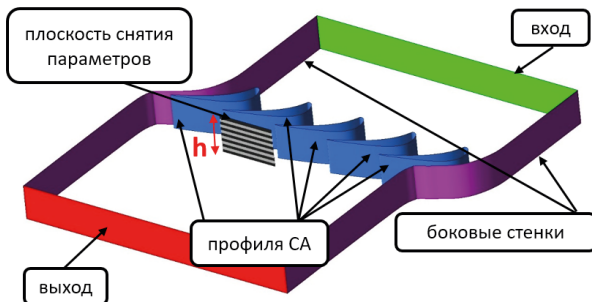


Рисунок 2. Схема расчетной модели исследуемой плоской сопловой решетки

Моделирование проводилось для двух перепадов давления, соответствующих числу Маха на выходе из решетки  $M2 = 0,15$  и  $M2 = 0,8$ . Расчет на низком перепаде давления выполнялся для валидации используемой физико-математической модели. Расчет на перепаде, соответствующем  $M2 = 0,8$  был выбран для исключения волновых эффектов в проточной части. Кроме того, профильные потери данной решетки на данном перепаде давления минимальны. Рассчитывалось 6 вариантов высоты проточной части решетки от 30 до 90 мм. При этом параметр  $h/h_s$ , который характеризует аэродинамический тип решетки, изменялся от 0,67 до 2. Данный диапазон охваты-

вает все аэродинамические типы решеток. Для количественной оценки степени аэродинамического совершенства решетки используется коэффициент потерь энергии, равный потере кинетической энергии потока, по отношению к теоретически возможной кинетической энергии потока

$$\zeta = \frac{W_{2t}^2 \cdot W_2^2}{W_2^2} = 1 \cdot \frac{W_2^2}{W_{2t}^2},$$

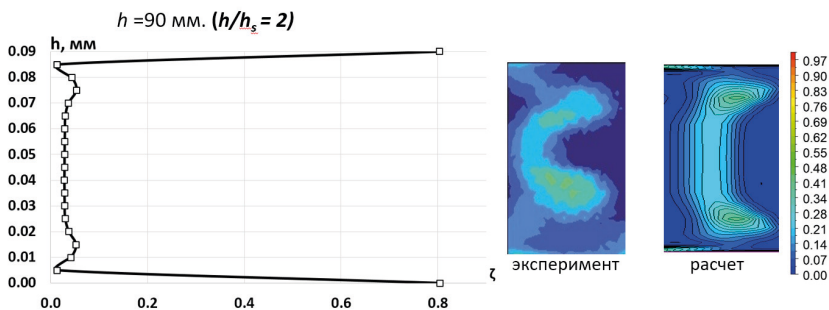
где  $W_2$ ,  $W_{2t}$ — действительная и теоретическая скорости потока за решеткой.

На рисунке 3 показано распределение потерь кинетической энергии для характерных аэродинамических типов решеток. Результаты осреднены по шагу (по ширине плоскости снятия параметров).

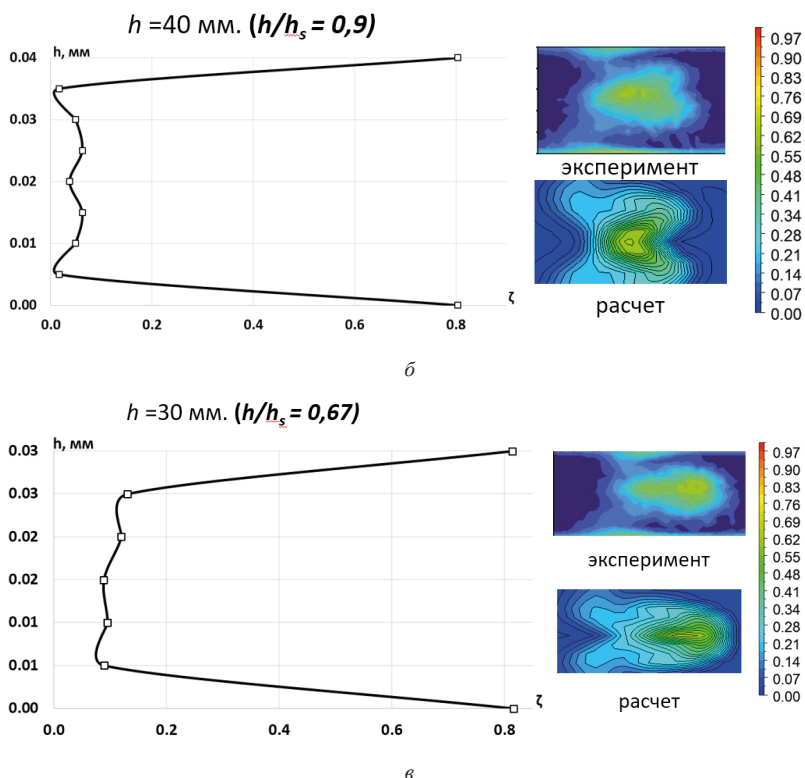
В аэродинамически длинных решетках ( $h/h_s > 1,4$ ) решетке имеется два удаленных друг от друга канальных вихря, которые проявляются как отдельные максимумы потерь (рис. 3, а). На поле потерь отчетливо визуализируются две ветви канального вихря, которые расположены вблизи закруточного следа со стороны спинки лопатки. Данные вихри образовались на входной кромке соседней лопатки и распространились от по межлопаточному каналу от корытца к спинке. В аэродинамически длинных решетках эти вихри проявляются индивидуально.

В решетках, где начинает реализовываться эффект смыкания ( $0,7 < h/h_s < 1,33$ ), имеем картину от частичного касания вихрей до полного их смыкания вблизи спинки (рис. 3, б). При этом на распределении потерь кинетической энергии возникает максимум в среднем сечении, величина которого увеличивается с уменьшением размерности.

В аэродинамически-коротких решетках ( $h/h_s < 0,7$ ) реализуется не только смыкание канальных вихрей, но их отрыв от спинки и рост неактивной массы в средней части канала. Это связано с эффектом шестеренчатого насоса, который реализуется при взаимодействии вихрей своими ядрами (рис. 5, в). Таким образом, аэродинамическая размерность решетки влияет на распределение потерь в межлопаточном канале.



а



**Рисунок 3.** Распределение потерь кинетической энергии в решетках различной аэродинамической размерности: *a* — 90 мм, *б* — 40 мм, *в* — 30 мм

На рис. 4 представлены сопоставление результатов расчета и эксперимента по влиянию размерности решетки на суммарные потери и кинетической энергии и угол выхода потока на низком перепаде давления в условиях равномерного потока на входе. Видна согласованность расчетных и экспериментальных данных, что позволяет заключить о возможности использования RANS подхода для данных исследований.

Далее проводилось исследование влияния эпюры полного давления. В данной работе были рассмотрены 4 различных эпюры полного давления на входе — симметричная и 3 несимметричные с различными экстремумами в периферийной части, представлены на рисунке 5.

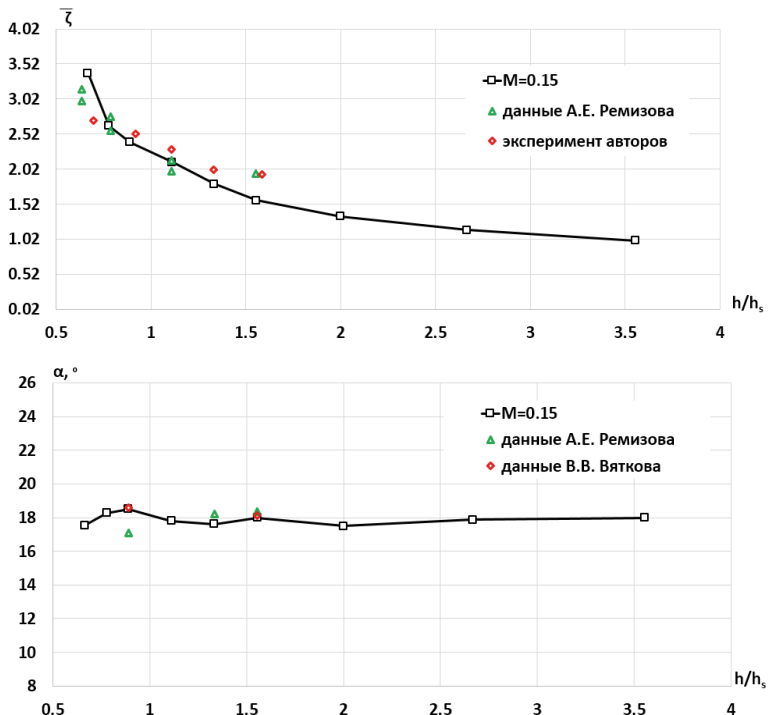


Рисунок 4. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных

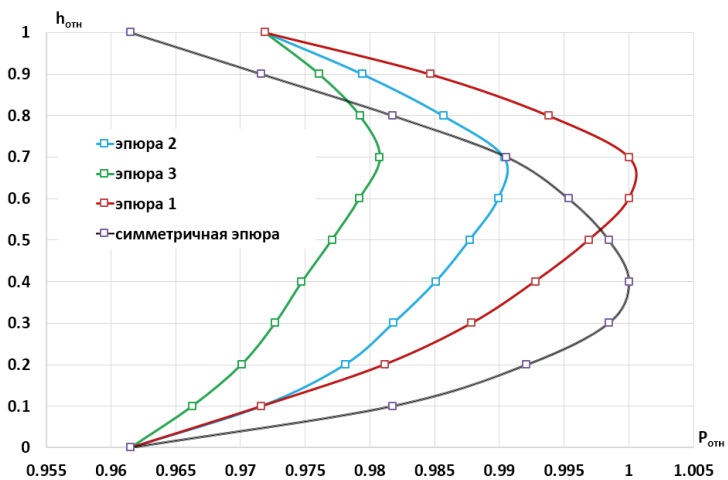
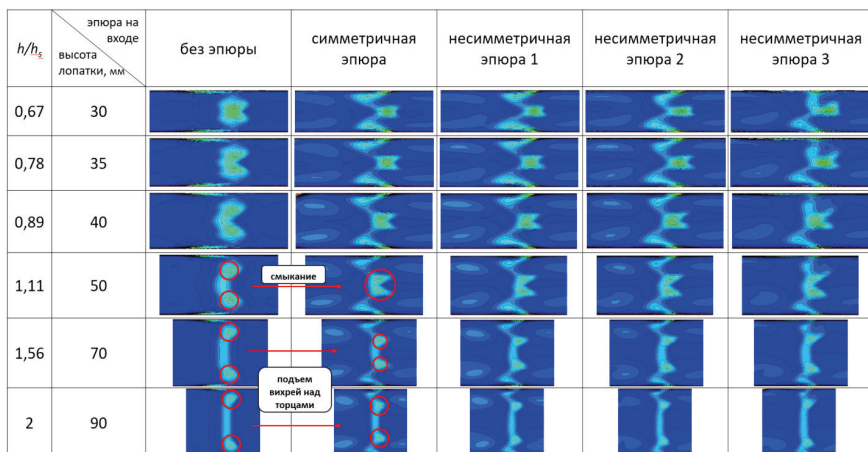


Рисунок 5. Рассматриваемые эпюры полного давления на входе

Температурная неравномерность не моделировалась, так как в работе [5] показано, что температурная неравномерность влияет только на уровень скоростей в различных областях соплового аппарата не меняя характер линий тока. Исследование также проводилось для двух перепадов давления. Результаты исследований показывают влияние эпюры полного давления на распределение потерь кинетической энергии и углов потока, которые оказывают определяющее влияние на процесс проектирования турбины. На рисункебпредставлена картина распределения потерь кинетической энергии в решетках различной размерности при наличии эпюры полного давления на входе. Установлено, что характер распределения полного давления влияет на размер и положение области вторичных потерь в решетке. Видно, что наличие неравномерности увеличивает подъем вихря над торцевой поверхностью. Реализация смыкания вторичных течений начинается несколько раньше при несколько бóльшей высоте решетки, чем в условиях ровного поля на входе, это отчетливо видно на решетке с высотой лопатки 50 мм. Стоит отметить, что основное влияние на распределения параметров оказывает факт наличия эпюры.



**Рисунок 6.** Картины распределения потерь энергии для решеток различной размерности и с различными условиями по входу

На рисунке 6 представлены распределения потерь кинетической энергии потока для различных эпюр по входу. Более значительное влияние наличие эпюры оказывает на эпюру углов потока за решеткой. Данный факт важен для проектирования турбины, так как величина угла выхода потока из соплового аппарата определяет угол атаки на рабочее колесо. Графики распределения выходного угла в зависимости от входной неравномерности потока для трех высот решетки показаны на рисунке 7. Наличие в сопловом аппарате вторичных вихрей изменяют углы выхода потока в различных сечениях по-разному. В приторцевых областях имеется область уменьшения



угла потока (область перекрутки). В областях на внешней границе канального вихря в аэродинамически длинных решетках имеются две области максимума углов (недокрутки потока), которые совпадают с внешней границей канальных вихрей. В аэродинамически коротких решетках и решетках со смыканием в центральной области потока уже имеется одна область недокрутки потока. При этом наличие эпюры полного давления на входе в решетку увеличивает величины изменения углов потока в этих областях. Отклонение угла выхода потока от среднего значения достигает 7–8 градусов, что для рабочего колеса является уже чувствительным.

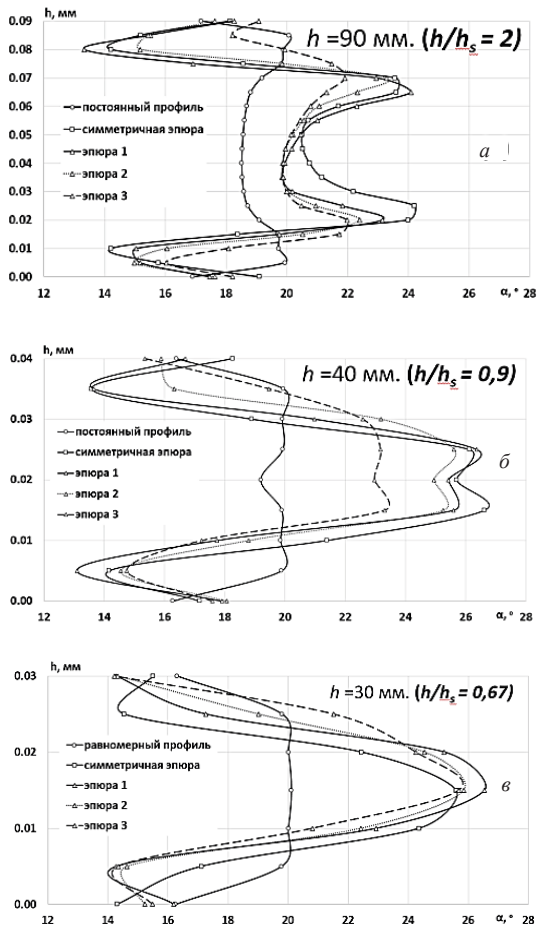
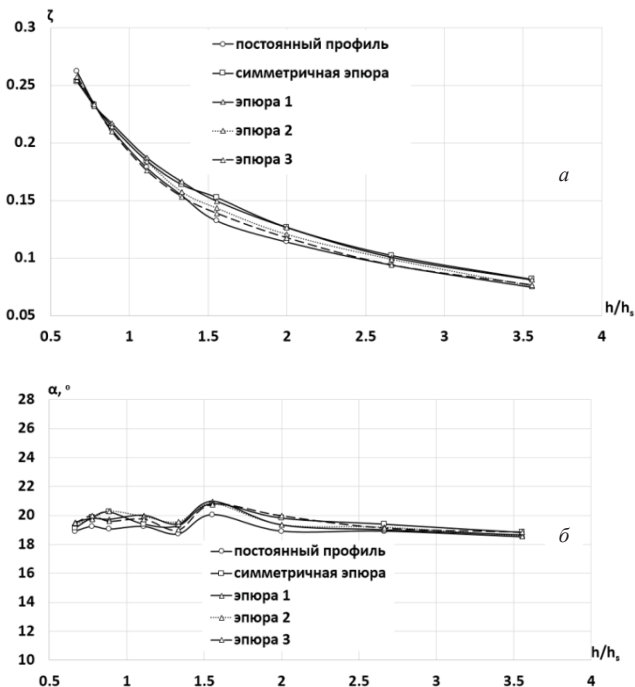


Рисунок 7. Влияние входной неравномерности на распределение выходного угла по высоте: а — 90 мм, б — 40 мм, в — 30 мм

На рисунке 8 показаны интегральные характеристики решетки при различных эпюрах полного давления на входе при перепаде давления, соответствующем выходной скорости потока  $M_2 = 0,8$ . Видно, что средний угол выхода потока практически не зависит от размерности решетки и типа эпюры полного давления. Этот результат согласуется с известными результатами исследования турбинных решеток. Увеличение угла поворота в решетках малой высоты начинается при значении параметра  $h/h_s < 0,6$  [4]. С точки зрения влияния эпюры полного давления на суммарные потери в решетках следует отметить что наибольшее влияние имеется при  $h/h_s > 1$ , т. е. при отсутствии развитого взаимодействия вихрей. При реализации смыкания канальных вихрей в решетке соплового аппарата происходит перераспределение потерь и углов по межлопаточному каналу. При этом интегральный угол выхода потока из решетки от наличия эпюры полного давления не зависят. Значения выходного угла и коэффициента потерь в каждой точке осреднялись по шагу и высоте решетки (по ширине и высоте плоскости снятия параметров).



**Рисунок 8.** Влияние входной неравномерности на распределение осредненных характеристик потока: *a* — коэффициент потерь, *b* — выходной угол

Таким образом, по результатам проведенных исследований можно заключить, что влияние входной неравномерности потока по полному давлению перераспределяет вторичные течения по межлопаточному каналу соплового аппарата. В условиях проектирования современных охлаждаемых турбин высокого давления это может оказать определяющее значение. Увеличивается подъем канальных вихрей над торцевой стенкой и их интенсивность, которая проявляется в увеличении областей перекрутки и недокрутки потока. Не учет этих факторов при проектировании приведет к необходимости доводки турбины, которая на практике реализуется путем раскрытия горла соплового аппарата, что при проектировании высокоперепадной ступени недопустимо. Следовательно, продолжение исследований в направлении разработки практических рекомендаций по учету входной неравномерности потока при определении характеристики лопаточных венцов является актуальной задачей.

### Литература

1. *Лебедев В. В.* Особенности аэродинамического и теплового совершенствования сопловых аппаратов турбин перспективных газотурбинных двигателей // Изв. вузов. Авиационная техника. 2016. № 1. С. 81–85.
2. Сивердинг. Современные достижения в исследовании основных особенностей вторичных течений в каналах турбинных решеток // Труды американского общества инженеров — механиков. Энергетические машины и установки. 1985. Т. 107, № 2. С. 1–13.
3. *Богомолов Е. Н.* О смыкании зон вторичных течений в турбинных решетках и его влиянии на концевые потери // Известия вузов. Авиационная техника. 1991. № 3. С. 25–31.
4. *Вятков В. В.* Исследование угловых характеристик потока в турбинных решетках с целью усовершенствования методов проектирования газовых турбин авиационных двигателей. Дис. ... канд. техн. наук. Рыбинск, 2002.
5. *Давыдов А. А., Ковалева Н. Н., Вятков В. В.* Анализ влияния входной неравномерности параметров потока на эффективность пленочного охлаждения сопловой лопатки ТВД на основе численного моделирования // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьева. 2023. № 1 (64). С. 12–20.

**С. В. Фалалеев, А. А. Юртаев**

Самарский национальный исследовательский университет  
им. академика С. П. Королева, Самара  
sergey\_falaleev@mail.ru, don.yurtaev2016@yandex.ru

## **СОЗДАНИЕ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ РНА КОМПРЕССОРОВ ГТД**

*Аннотация.* Проектирование компрессоров ГТД представляет собой трудоемкий итерационный процесс, требующий значительных вычислительных ресурсов. В настоящее время отсутствуют комплексные методики проектирования систем регулируемых направляющих аппаратов компрессоров. В данной работе проводится сравнение характеристик компрессора, полученных численным и аналитическим методами. Предлагаемая программа, основанная на аналитическом методе, направлена на сокращение времени расчета характеристик и подбора углов установки лопаток регулируемых ступеней компрессора. Для обеспечения надежности системы РНА компрессоров ГТД предлагается проводить расчеты кинематики, динамики и ресурса системы.

### **Введение**

На стадии проектирования для компрессоров определяются размеры и геометрия проточной части (ПЧ), количество и параметры ступеней для одного режима работы — расчетного или проектного. При эксплуатации двигателя его режимы работы, а именно частота вращения ротора, варьируются в зависимости от скорости и высоты полета, а также потребной тяги или мощности. Это приводит к изменению скорости потока и углов натекания на лопатки, от которых зависят степень сжатия, КПД и расхода воздуха [1, 2]. В результате происходит отклонение потребляемой компрессором мощности, что может привести к его нестабильной работе и помпажу.

Для определения параметров компрессора, отличных от расчетных режимов, проводятся расчеты на основе ранее полученных геометрических параметров. Зависимости между степенями повышения давления, КПД, частотами вращения и расходами воздуха называют характеристикой компрессора. Расчет характеристик проводится с целью выбора оптимальных условий работы и эффективного управления компрессором в составе двигателя, а также обеспечения высокой эффективности при соблюдении запасов газодинамической устойчивости (ГДУ).

Для обеспечения запасов ГДУ необходимо применение специальных конструктивных мер. Одной из таких является использование регулируемых направляющих аппаратов (РНА) в конструкции компрессора. Поворот РНА с целью увеличения запаса ГДУ приводит к снижению тяги двигателя из-за снижения расхода воздуха, проходящего через него [3]. Поэтому закон изменения углов поворота РНА выбирается таким образом, чтобы обеспечить достаточный запас ГДУ и необходимую тягу. Регулирование обычно осуществляется по приведенной частоте вращения ротора, при

этом с ростом частоты вращения, с целью снижения потерь, угол поворота уменьшается [4].

**Метод Хауэлла.** При газодинамическом проектировании осевого компрессора рассматриваются процессы, происходящие в отдельных лопаточных венцах. Широко используется зависимость, предложенная Хауэллом для малых скоростей потока, основанная на условиях номинального режима работы [5]. Согласно этой методике, угол поворота потока  $\varepsilon^*$  составляет 80% от угла поворота при срыве  $\varepsilon_m$ . Кроме того, Хауэлл выявил, что номинальные углы поворота потока в различных межлопаточных каналах зависят от нескольких факторов. К ним относятся: относительный шаг  $t/b$ , номинальный угол выхода потока из межлопаточного канала ( $\beta_2^*$  — для РК,  $\alpha_3^*$  — для НА) и число Рейнольдса  $Re$ .

Для предварительной оценки характеристик и аппроксимации результатов Хауэлл предложил следующую зависимость (1):

$$\tan \beta_1^* - \tan \beta_2^* = \frac{1,55}{1+1,5b/t}. \quad (1)$$

Данные зависимости применимы в диапазоне углов  $0 \leq \beta_2^*(\alpha_3^*) \leq 40^\circ$ .

Для определения номинального угла отставания потока им было предложено следующее эмпирическое соотношение (2):

$$\delta^* = m \cdot \theta \cdot (b/t)^n, \quad (2)$$

где  $n = 0,5$  — для компрессорных решеток и  $n = 1$  — для ВНА. Коэффициент  $m$  зависит от формы средней линии и угла установки лопатки. Для компрессора он определяется по формуле (3):

$$m = 0,23 \cdot (2 \cdot \bar{x}_f)^2 + \frac{\beta_2^*}{500}. \quad (3)$$

При этом для ВНА  $m = const = 0,19$ .

Таким образом, зная номинальные значения углов поворота и атаки, можно построить характеристику лопаточного венца при любом другом угле атаки [6]. Предложенный метод представляет собой простой и эффективный подход для оценки и построения характеристик компрессоров. Данная методика была использована при написании программы расчета характеристик компрессоров.

### **Сравнение характеристик компрессоров, рассчитанных разными методами**

Проводится расчет характеристик компрессора среднего давления (КСД) перспективного газогенератора, используя разработанную программу и сравнение полученной характеристики с результатами расчета в ПО *NUMECA*. На рисунке 1 показан внешний вид основного окна программы. В данном окне вводятся необходимые для расчета исходные данные: параметры на входе в компрессор и геометрические параметры, описывающие проточную часть и лопатки всех ступеней компрессора.

Параметры расчета

Результаты расчета

Параметры на входе

Расход воздуха		Полное давление		Полная температура		Частота вращения		Параметры рабочего тела	
G, кг/с	P0, Па	T0, К	n, об/мин	k	R, Дж/(кг·К)	Ср	m		
33	55479,7	289,72	11800	1,41	287	1004,5	0,0494		

Вернуться ВНА

Параметры ступеней

Номер ступени	Ступень 1		Ступень 2		Ступень 3	
	PK	NA	PK	NA	PK	NA
Dp_вход, м	0,3654	0,405	0,431	0,4496	0,4599	0,4697
Dp_выход, м	0,7138	0,6886	0,671	0,655	0,64474	0,6366
Dp_вход, м	0,3936	0,426	0,4428	0,4544	0,4697	0,4834
Dp_выход, м	0,696	0,6766	0,6574	0,6462	0,6366	0,6279
b_1k (a_2k)	56	42,5	53,5	43,5	54,5	45,8
b_2k (a_3k)	40,59	11,7	33	12,2	30	19
b_мм	133,1	74,5	99	66	69	56
t_мм	100,76	61,83	70,46	48,74	52,63	41,92
x_f	0,6	0,5	0,63	0,55	0,55	0,5

Углы установки лопаток

ВНА	NA 1	NA 2	NA 3	NA 4	NA 5	NA
30	20	10				

Дополнительные настройки

Сохранить

Открыть

Расчет

Закрыть

Параметры на выходе

Диаметры		Конструктивные углы		Хорда		Шаг установки		Кол-во лопаток		Угол α	
Dвт, м	Dп, м	α_к, град.	α_н, град.	b, мм	h, мм	t, мм	z	z	z	α, гр.	α, гр.
Вход	0,37	0,74	25	78,4		77,7	22				0
Выход	0,365	0,723	10,34								

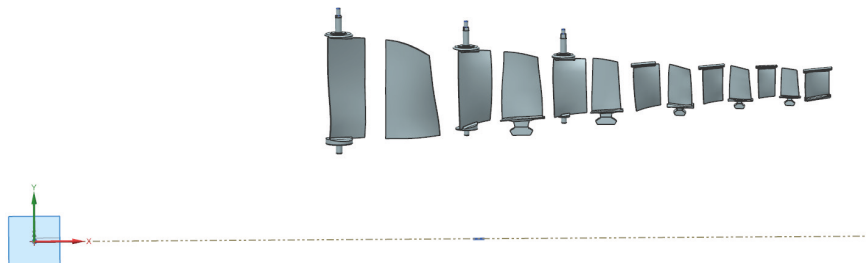
6 — Количество ступеней

Параметры ступеней

где D - диаметры (1 - вход, 2 - выход, вт - втулочное сечение, п - периферийное сечение);  
 α<sub>к</sub> (α<sub>н</sub>) - конструктивные углы лопаток, измеренные от осей; b - хорда лопаток; t - шаг установки лопаток;  
 z<sub>к</sub> - фактическое расстояние для точной балансировки лопатки; z<sub>н</sub> - фактическое расстояние для точной балансировки лопатки.

Рисунок 1. Внешний вид основного окна программы расчета характеристик компрессора

В данной работе используются спрофилированные лопатки КСД (рис. 2). Компрессор состоит из 6 ступеней, лопатки ВНА и НА 1 и 2 ступеней являются регулируемыми. Исходные данные получены из результатов расчета термогазодинамической модели двигателя в программе АСТРА.



**Рисунок 2.** Модели лопаток КСД перспективного газогенератора

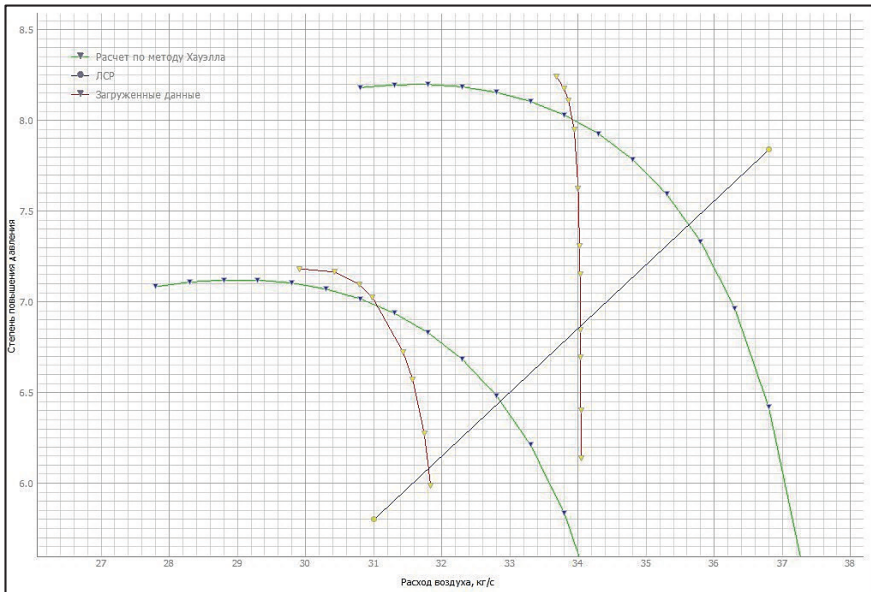
Кроме того, в качестве исходных данных используются параметры рабочего процесса компрессора на режимах земного малого газа (ЗМГ) и крейсерском (КР), приведенные в таблице 1. При расчетах на крейсерском режиме лопатки имеют расчетные углы установки, а при расчетах на режиме ЗМГ лопатки имеют следующие углы установки: ВНА — 30 градусов, НА 1-ой ступени — 20 градусов, НА 2-ой ступени — 10 градусов. Кроме того, при расчете на режимах ЗМГ открыты клапана пепуска воздуха за 4 ступенью компрессора.

Т а б л и ц а 1

**Исходные данные для расчета характеристики**

Параметр	Обозначение	ЗМГ	КР
Частота вращения	$n$ , об/мин	5875 (50%), 6500 (55%), 7050 (60%)	11200 (95%) 11800 (100%)
Полное давление на входе	$P_1^*$ , кПа	59420,8	59420,8
Полная температура на входе	$T_1^*$ , К	287,66	287,66
Расход воздуха на входе	$G$ , кг/с	13,037	34
Статическое давление на выходе	$P_2$ , кПа	133	133

На рисунке 3 показаны результаты расчета напорных веток на крейсерском режиме и сравнение с ветками, полученными по результатам расчета в NUMECA.



**Рисунок 3.** Результаты расчета характеристики КСД на крейсерских режимах с поправочным коэффициентом

Различие в наклоне напорных кривых объясняется тем, что на повышенных режимах работы на периферии лопаток возникает сверхзвуковая окружная скорость, из-за чего несколько ступеней компрессора запираются и не могут пропустить весь воздух. Одномерные методики расчета характеристик компрессоров не позволяют учесть всевозможных срывных явлений, возникающих в компрессоре во время работы: перетекания воздуха над рабочими лопатками в радиальном зазоре, вращающиеся срывы и срывы по высоте лопатки, так как расчет проводится обычно для какого-то одного характерного диаметра. В данной работе расчет проводится по среднему диаметру, являющемуся постоянным по длине проточной части. Чтобы учесть срывные эффекты, возникающие на втулке или периферии лопаток, в дальнейшем следует проводить расчет в трех сечениях. Однако необходимы дополнительные исследования и методы, учитывающие изменение параметров по высоте лопаток, а также распределение параметров перед и за лопаточными венцами.

Для полученных напорных кривых рассчитаны коэффициенты запаса ГДУ, которые приведены в таблице 2.

Из таблицы видно, что разница между результатами расчетов, проведенных по методу Хауэлла и в ПО *NUMECA*, для крейсерских режимов составляет менее 2,5 %, при этом наибольшая разница соответствует режиму 100%.

На рисунке 4 и в таблице 3 приведены результаты расчетов для режимов ЗМГ.



Сравнение коэффициентов запаса ГДУ на крейсерских режимах, %

Режим	Коэф. запаса ГДУ по методу Хауэлла	Коэф. запаса ГДУ в NUMECA	Разность
100	23,67	21,28	2,39
95	25,89	25,59	0,3

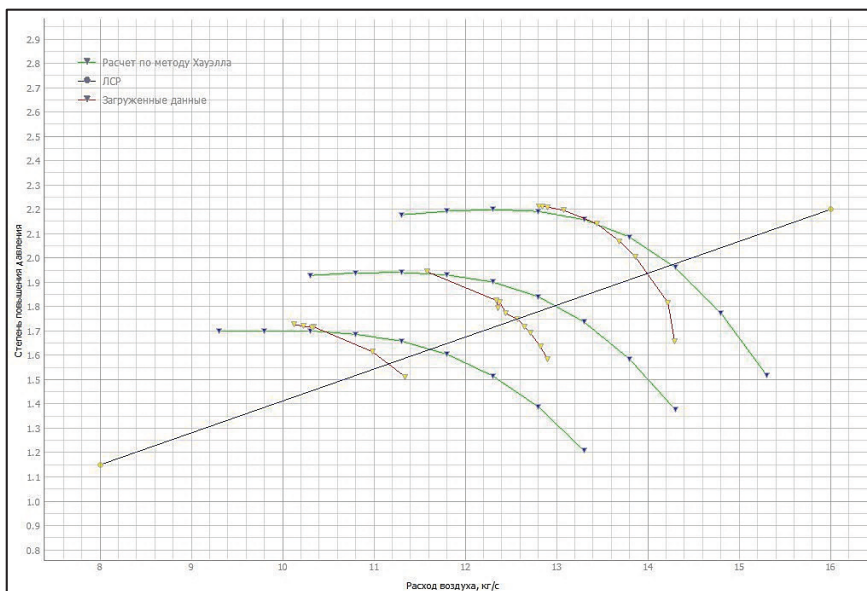


Рисунок 4. Результаты расчета характеристики КСД на режимах ЗМП

По результатам расчетов, приведенных на рисунке 4 и в таблице 3 видно, что напорные ветки соответствующих режимов близко расположены друг к другу и имеют схожий характер наклона, при этом разность коэффициентов запаса ГДУ находится в пределах 1,6 %.

Сравнение коэффициентов запаса ГДУ на режимах ЗМП, %

Режим	Коэф. запаса ГДУ по методу Хауэлла	Коэф. запаса ГДУ в NUMECA	Разность
60	26,37	24,8	1,57
55	20,37	20,53	-0,16
50	20,47	21,52	-1,05

В результате серии проведенных расчетов характеристик КСД перспективного газогенератора было установлено, что расположение и форма напорных кривых, полученных в программе расчета характеристик по методу Хауэлла, являются приемлемыми. Максимальное отклонение в запасах ГДУ составляет менее 3%. Стоит отметить, что расчет характеристики в программе, использующей метод Хауэлла, занимает несколько минут, в то время как расчет одной напорной ветки характеристики в ПО *NUMECA* может занимать более недели.

### Методика проектирования системы РНА компрессора

На рисунке 5 показана методика проектирования системы РНА компрессора. После проведения термогазодинамического расчета и профилирования лопаток проводится расчет характеристики компрессора по методу Хауэлла и в ПО *NUMECA*. В случае необходимости в аналитическую методику вводится поправочный коэффициент. Далее с помощью аналитической методики проводится подбор количества и углов поворота регулируемых лопаток. После этого проводится поверочный расчет в ПО *NUMECA*.

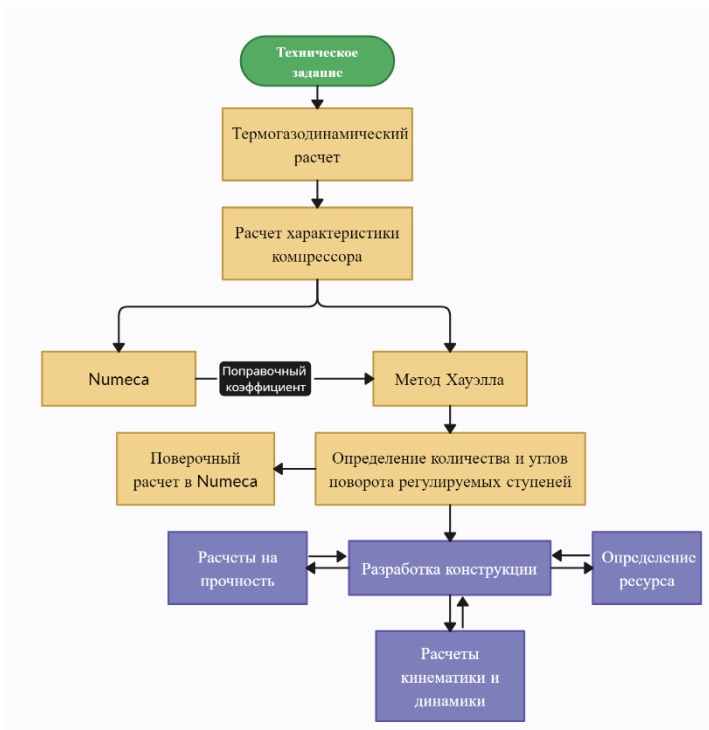
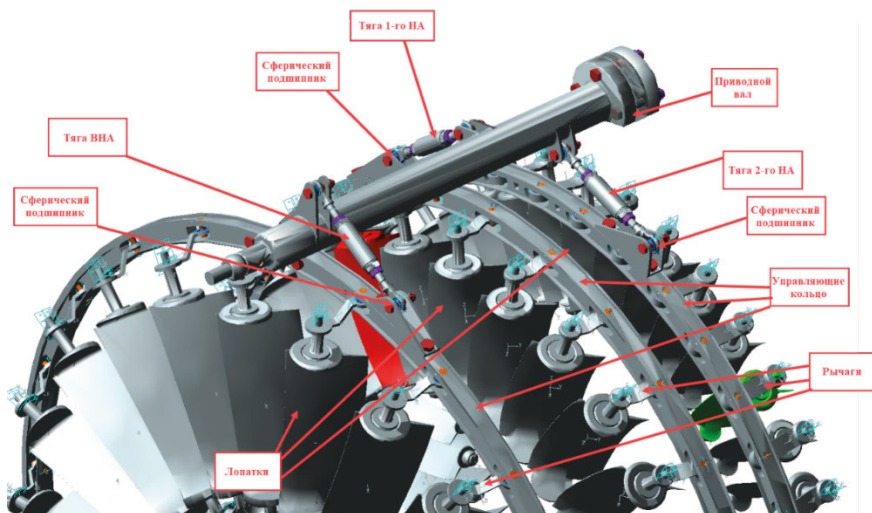


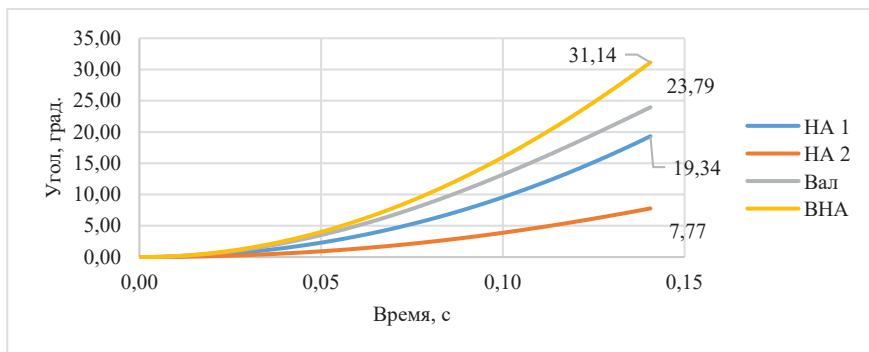
Рисунок 5. Методика проектирования компрессора с РНА

Для выбранных углов поворота лопаток проводится расчет геометрических параметров системы РНА. Расчет кинематики и динамики системы может проводиться с помощью программного пакета *MSC.ADAMS*. На рисунке 6 показана кинематическая модель системы.

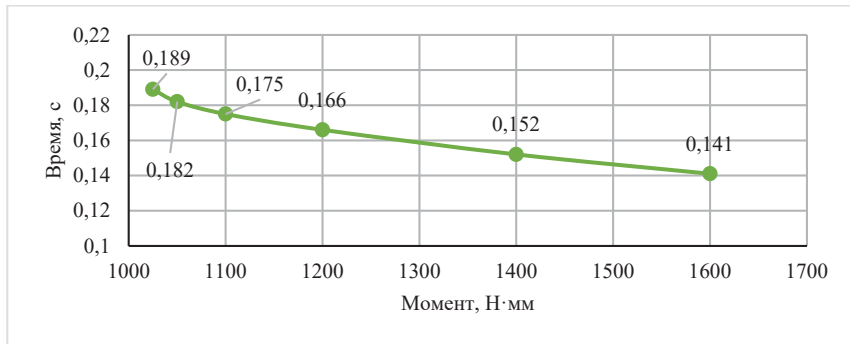


**Рисунок 6.** Модель системы РНА компрессора перспективного газогенератора в *ADAMS*

На рисунке 7 показаны результаты расчета кинематики модели с учетом газовых сил, действующих на лопатки, а также сил трения в соединениях лопаток с корпусом компрессора, в которых используются подшипники скольжения сухого трения.



*a*



б

**Рисунок 7.** Результаты расчета кинематики и динамики системы РНА: *a* — изменение углов лопаток и вала при срабатывании системы; *б* — график приемистости системы

Использование подшипников скольжения в системе РНА ограничивает ее ресурс, который определяется как количество срабатываний системы. Для обеспечения требуемой надежности ГТД количество срабатываний системы должно быть более 10 млн. раз [7]. Для пары трения сталь-бронза БрНБТ, используемой в системе РНА компрессора, рассчитывалось количество срабатываний системы с использованием определенного нами экспериментально коэффициента интенсивности изнашивания:

$$z = \frac{V_{\text{изн}}}{I \cdot L_1} = \frac{7,98}{2,48 \cdot 10^{-4} \cdot 0,00314} = 10,25 \cdot 10^6, \quad (4)$$

где  $z$  — количество срабатываний системы,  $V_{\text{изн}}$  — допускаемый объем изношенного слоя,  $I$  — коэффициент интенсивности изнашивания,  $L_1$  — путь трения за одно срабатывание системы.

Таким образом, выбранная пара трения удовлетворяет требованиям надежности.

## Выводы

Полученные данные демонстрируют высокую эффективность данного подхода и его пригодность для достижения проектных целей при разработке компрессоров ГТД. Предлагаемая методика позволяет значительно снизить трудоемкость и время, затрачиваемые на подбор углов поворота регулируемых лопаток компрессоров для обеспечения необходимых запасов ГДУ. Расчеты кинематики, динамики и количества возможных срабатываний системы с подбором пар трения в подвижных соединениях позволят обеспечить работоспособность и надежность системы. Однако требуется проведение дополнительных расчетов и анализ результатов для компрессоров других двигателей.

## Литература

1. *Батурин О. В.* Расчетное определение характеристик ступени компрессора с помощью методов вычислительной газовой динамики: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. 64 с.: ил.
2. *Батурин О. В., Зубанов В. М., Попов Г. М., Новикова Ю. Д.* Расчетное и экспериментальное изучение рабочего процесса центробежного компрессора: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. 160 с.
3. *Старцев Н. И.* Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок. Кн. 1. Основы проектирования ГТД. Конструктивные схемы. Компрессоры. Турбины: учеб. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. 400 с.: ил.
4. *Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства: учеб. М.: Машиностроение, 2008. 365 с.
5. *Юртаев А. А.* Проектирование системы РНА компрессора перспективного газогенератора // Гагаринские чтения — 2023: сборник тезисов докладов XLIX Международной молодежной научной конференции. М., 2023. С. 168–169.
6. *Жданов И. А.* Методика теоретического расчета характеристики компрессора авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2020. № 3 (19).
7. *Фалалеев С. В., Балякин В. Б., Юртаев А. А. и др.* Повышение надежности системы РНА компрессора авиационного ГТД за счет использования втулок с молибденовым покрытием // Насосы. Турбины Системы. 2022. № 4 (45). С. 30–37.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Процессы горения и тепломассообмена



**В. В. Андреев**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
Pusk6@yandex.ru

## **НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР ГАЗА В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ С ДИФФУЗИОННЫМ ГОРЕНИЕМ**

*Аннотация.* В работе на основе анализа статистики испытаний камер сгорания с диффузионным горением разработки АО «ОДК — Климов» представлена зависимость неравномерности температур газа от времени пребывания топливно-воздушной смеси в жаровой трубе.

### **Введение**

В большинство камер сгорания (КС) газотурбинных двигателей (ГТД) реализуется диффузионный механизм горения жидкого углеводородного топлива в турбулентном газо-воздушном потоке.

В таких КС подача топлива и воздуха в зону горения производится отдельно и требует определенного времени для обеспечения процессов испарения, смешения и горения, а также последующего снижения (балластировки) температуры газа до требуемых значений.

Неравномерность поля температур газа на выходе является одной из важнейших характеристик КС и во многом определяет работоспособность и ресурс «горячей» части ГТД.

При разработке КС, как правило, ставится задача обеспечения минимально возможных параметров неравномерности, в качестве которых обычно применяются относительные величины средней радиальной  $\Theta_{\text{ср}} = \frac{(T_{\text{ср}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})}$  и максимальной окружающей  $\Theta_{\text{мах}} = \frac{(T_{\text{мах}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})}$  температуры газа.

На этапе проектирования для расчетов и оптимизации параметров неравномерности температур газа на выходе из КС традиционно используются:

- полуэмпирические формулы для определения  $\Theta_{\text{ср}}$  и  $\Theta_{\text{мах}}$  в зависимости от конструктивных и режимных параметров КС, предложенные в работах [1...4];
- 3D моделирование процессов в КС с горением в программах Star-CCM+ или ANSYS [5].

На этапе отработки параметры реальной неравномерности температур газа на выходе из КС обязательно определяются при автономных испытаниях КС или стендовых испытаниях двигателя и доводятся, при необходимости, до требуемых или приемлемых значений.



Опыт разработки КС различного типа и назначения показывает, что при диффузионном горении имеются определенные ограничения в достижении требуемых низких значений  $\Theta_{\text{ср}}$  и  $\Theta_{\text{мах}}$ , основным из которых является ограничение на объем и габариты КС в ГТД.

Следствием данного ограничения является недостаточное время пребывания  $\tau_{\text{пр}}$  топливно-воздушной смеси (ТВС) и продуктов сгорания в жаровой трубе (ЖТ) и невозможность полного и качественного завершения процессов тепло- и массопереноса, необходимых для выравнивания поля температур и исключения диссоциации газового потока, выходящего из КС.

Целью работы является установление и анализ связи между параметрами неравномерности и временем пребывания ТВС в ЖТ в виде зависимостей  $\Theta_{\text{ср}} = f(\tau_{\text{пр}})$  и  $\Theta_{\text{мах}} = f(\tau_{\text{пр}})$ , полученных по статистике испытаний КС с диффузионным горением разработки АО «ОДК — Климов».

Результаты работы предлагается использовать:

- на этапе проектирования — для взаимной «увязки» требований к объему и размерам КС с требованиями к параметрам неравномерности температурного поля газа на выходе;
- на этапе отработки — для анализа результатов разработки и испытаний КС.

### **Исходная информация**

В качестве исходной информации для анализа использована статистика прямого измерения температурных полей газа, полученная при проведении автономных испытаний КС с диффузионным горением на стендах АО «ОДК — Климов» и ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова».

В статистику включены следующие варианты конструкции КС:

- кольцевые прямоточные КС (8 вариантов);
- кольцевые противоточные КС (10 вариантов);
- кольцевая КС с вращающейся форсункой (1 вариант);
- отдельная (выносная) цилиндрическая КС (1 вариант).

Для анализа выбраны только конечные (отработанные) варианты КС, обеспечивающие по результатам испытаний высокую химическую полноту сгорания топлива (на уровне 0,985...0,995).

Исключение составляет кольцевая КС с вращающейся форсункой, которая используется на турбостартере, работает ограниченное время при запуске основного ГТД и имеет полноту сгорания на уровне 0,9 при минимальном (из рассмотренных) времени пребывания ТВС в ЖТ —  $\tau_{\text{пр}} = 2,3$  мс.

По результатам обработки статистики испытаний для каждого варианта КС определены средние значения параметров неравномерности  $\Theta_{\text{ср}}$  и  $\Theta_{\text{мах}}$  температурного поля газа на выходе.

За счет осреднения в анализ включены результаты испытаний:

- для разных экземпляров одного варианта КС;
- для разных режимов работы КС по подогреву газа  $\Delta T_{КС} = (T_{Г} - T_{К})$ , соответствующих основным режимам работы двигателя по дроссельной характеристике (за исключением режима малого газа, имеющего, как правило, повышенную неравномерность при минимальной полноте сгорания).

Необходимые для анализа значения времени пребывания ТВС в ЖТ для каждого варианта КС либо получены из соответствующих газодинамических расчетов, либо рассчитаны по формуле [4]:

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{ЖТ}} * T_{\text{К}}}{F_{\text{mid}} * W_{\text{mid}} * T_{\text{Г}}},$$

где:  $V_{\text{ЖТ}}$  — объем ЖТ ( $\text{м}^3$ );

$F_{\text{mid}}$  — поперечная площадь ЖТ в миделе ( $\text{м}^2$ );

$W_{\text{mid}}$  — скорость газо-воздушного потока в миделе ЖТ ( $\text{м/с}$ );

$T_{\text{Г}}$  — полная среднемассовая температура газа на выходе из ЖТ (К);

$T_{\text{К}}$  — полная среднемассовая температура воздуха на входе в КС (К);

Отметим, что параметры  $F_{\text{mid}}$  и  $W_{\text{mid}}$  в КС с диффузионным горением взаимосвязаны — площадь  $F_{\text{mid}}$  подбирается, как правило, из условия обеспечения скорости потока в диапазоне  $W_{\text{mid}} = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ .

### Результаты анализа

Результаты обработки статистики испытаний КС представлены на рисунке в виде точечных графиков  $\Theta_{\text{ср}} = f(\tau_{\text{пр}})$  и  $\Theta_{\text{мах}} = f(\tau_{\text{пр}})$ .

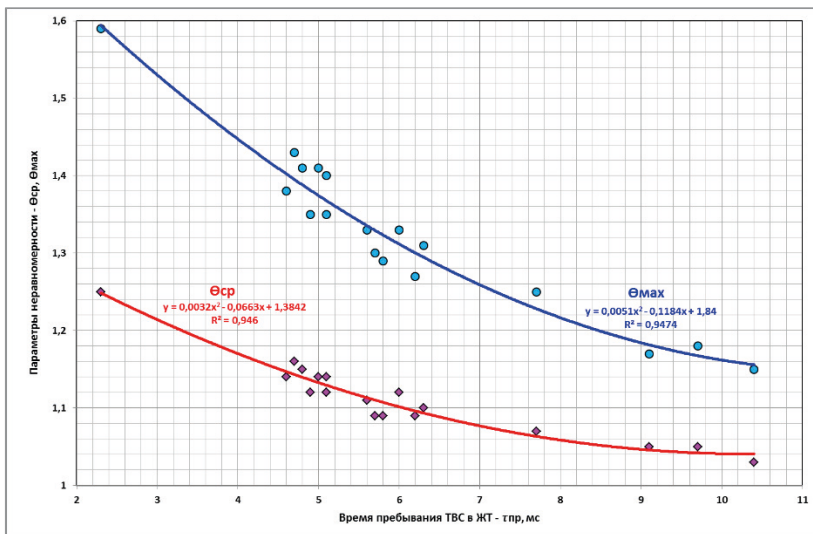
На графики нанесены линии тренда, которые имеют уравнения 2-го порядка, обеспечивают достоверность аппроксимации на уровне  $R^2 > 0,94$  и подтверждают принадлежность всех точек статистики к одной генеральной совокупности.

Линии тренда и уравнения устанавливают однозначную связь между параметрами неравномерности температур газа в КС с диффузионным горением и временем пребывания ТВС в ЖТ.

Полученные зависимости являются среднестатистическими границами для значений средней радиальной и максимальной окружной неравномерности температур газа на выходе, которые реально достижимы при заданных габаритах и параметрах работы КС.

Отметим, что обеспечение необходимого времени пребывания ТВС в ЖТ является обязательным, но не единственным условием достижения требуемых низких значений  $\Theta_{\text{ср}}$  и  $\Theta_{\text{мах}}$  в КС.

Для достижения данных значений дополнительно требуется оптимизация большого числа других конструктивных и режимных параметров КС, для проведения которой используется опыт проектирования и доводки КС — прототипов и аналогов и рекомендации работ [1...4].



**Рисунок.** Зависимость параметров неравномерности от времени пребывания ТВС в ЖТ

Рассмотрим три примера из опыта АО «ОДК-Климов».

1. Известны три разных варианта кольцевых прямоточных КС с внутренним топливным коллектором (ТК), которые применяются на однотипных двухконтурных ГТД с форсажной камерой и имеют практически одинаковое время пребывания ТВС в ЖТ — на уровне  $\tau_{\text{пр}} \approx 4,8 \dots 5$  мс.

По результатам испытаний в ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» данные КС имеют практически одинаковые значения параметров неравномерности температурных полей газа на выходе – на уровне  $\Theta_{\text{ср}} \approx 1,13 \dots 1,15$  и  $\Theta_{\text{max}} \approx 1,35 \dots 1,4$ .

Близость этих параметров к соответствующим линиям тренда является подтверждением достаточного конструктивного совершенства и законченности экспериментальной доводки данных КС.

2. Для повышения надежности в один из вариантов кольцевой прямоточной КС, рассмотренных в примере 1, была установлена секционная ЖТ и наружный ТК с выносными форсунками.

Сохранение объема КС и времени пребывания ТВС в ЖТ (на уровне  $\tau_{\text{пр}} \approx 4,8$  мс) в новом конструктивном варианте оказалось недостаточно для сохранения параметров неравномерности – они существенно увеличились (до уровня  $\Theta_{\text{ср}} \approx 1,23$  и  $\Theta_{\text{max}} \approx 1,63$ ).

Потребовалась значительная конструктивная доработка КС на основе 3D-расчетов по методике работы [5] и последующая экспериментальная доводка, по результатам которых параметры неравномерности в КС были возвращены к исходному уровню и практически совпали с линиями тренда.

3. При разработке кольцевой противоточной КС для вертолетного ГТД требования к параметрам неравномерности температур газа на выходе были заданы без учета жестких ограничений на габариты и время пребывания ТВС в ЖТ ( $\Theta_{\text{ср}} \approx 1,07$  и  $\Theta_{\text{мах}} \approx 1,17$  при  $\tau_{\text{пр}} \approx 4,7$  мс).

При испытаниях данной КС в ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» были получены следующие значения параметров неравномерности —  $\Theta_{\text{ср}} \approx 1,23$  и  $\Theta_{\text{мах}} \approx 1,47$  при  $\tau_{\text{пр}} \approx 4,7$  мс, которые оказались существенно выше требуемых и превысили также соответствующие линии тренда.

По результатам дефектации и 3D расчетов, выполненных после испытаний, было установлено, что причиной повышенной неравномерности температур газа на выходе из КС стал дефект при изготовлении ЖТ — смещение по окружности отверстий первого ряда смесителя на наружной стенке.

Результаты 3D расчетов также подтвердили реальность достижения в данной КС после устранения дефекта ЖТ среднестатистических параметров неравномерности, соответствующих линиям тренда ( $\Theta_{\text{ср}} \approx 1,15$  и  $\Theta_{\text{мах}} \approx 1,4$ ).

Для достижения более низких параметров неравномерности объем и габариты в данной КС должны быть увеличены для обеспечения необходимого времени пребывания ТВС в ЖТ (в соответствии с полученными линиями тренда).

Представленные примеры подтверждают практическую значимость использования зависимостей  $\Theta_{\text{ср}} = f(\tau_{\text{пр}})$  и  $\Theta_{\text{мах}} = f(\tau_{\text{пр}})$  для анализа процесса и результатов разработки КС.

Опыт проектирования и испытаний КС для отечественных и зарубежных ГТД показывает, что стремление к чрезмерной минимизации размеров и времени пребывания ТВС в ЖТ часто является ошибочным и не способствует достижению требуемых параметров неравномерности температур газа и ресурса горячей части ГДТ.

Для КС с диффузионным механизмом горения наиболее приемлемым следует считать время пребывания ТВС в ЖТ в диапазоне  $\tau_{\text{пр}} \approx 6 \dots 7$  мс, при котором обеспечиваются значения параметров неравномерности на уровне  $\Theta_{\text{ср}} < 1,1$  и  $\Theta_{\text{мах}} < 1,3$ .

Для КС с кинетическим механизмом горения, при котором в зону горения ЖТ сразу подается гомогенная (однофазная) и заранее подготовленная и перемешанная ТВС, данные рекомендации требуют дополнительного изучения и подтверждения.

Однако и в таких КС очевидно требуется определенное время пребывания для завершения процессов тепло- и массопереноса, выравнивания поля температур и исключения диссоциации газа.

Следует также отметить, что с учетом постоянного повышения среднemasсовых температур газа в ГТД обеспечение достаточного времени пребывания продуктов сгорания в смесителях ЖТ для исключения термической диссоциации и последующей химико-кинетической газовой коррозии сопловых и рабочих лопаток турбин становится одной из наиболее важных проблем в КС [4].

## Экземплярный разброс и индивидуальная настройка

По статистике испытаний экземплярный разброс температур газа на выходе из КС может составлять до  $\pm 30 \dots 50$  °С для средних и до  $\pm 50 \dots 100$  °С для максимальных значений.

С учетом реализуемых в КС величин подогрева газа  $\Delta T_{КС} = 600 \dots 1000$  °С экземплярное отклонение параметров неравномерности от соответствующих среднестатистических линий тренда может достигать значений  $\Delta \theta_{ср} = \pm 0,03 \dots 0,05$  и  $\Delta \theta_{макс} = 0,05 \dots 0,1$ .

Для КС с малым временем пребывания  $\tau_{пр} < 5,5$  мс и высокой температурой газа  $T_g > 1500$  К такие экземплярные отклонения параметров неравномерности могут оказаться неприемлемыми.

В этих условиях для достижения приемлемых значений  $\theta_{ср}$  и  $\theta_{макс}$  может потребоваться индивидуальная стендовая настройка КС — изменение местного коэффициента избытка воздуха в ЖТ.

Она производится по результатам прямых измерений температурных полей газа и может выполняться при помощи следующих мероприятий:

- изменение (увеличение) диаметра основных отверстий на смесителе ЖТ;
- изменение (уменьшение) расхода топливных форсунок.

Примером первого варианта является кольцевая прямоточная КС с  $\tau_{пр} \approx 4,8$  мс, которая используется в двухконтурных ГТД с форсажной камерой на самолетах типа «СУ».

Настройка производится при изготовлении КС и обеспечивает требуемую форму радиальных эпюр средних и максимальных температур газа и значения параметров неравномерности на уровне  $\theta_{ср} \leq 1,12$  и  $\theta_{макс} \leq 1,32$  (ниже среднестатистических значений на линиях тренда).

Примером 2-го варианта является кольцевая противоточная КС с  $\tau_{пр} \approx 6$  мс, которая используется в турбовинтовых и турбовальном ГТД.

Настройка КС производится при испытаниях двигателя и обеспечивает требуемую неравномерность максимальных температур газа за турбиной компрессора не более 30 °С. На выходе из КС это соответствует значению  $\theta_{макс} \leq 1,25$  (ниже среднестатистического значения на линии тренда).

По опыту разработки и испытаний КС индивидуальная настройка обеспечивает определенное снижение параметров неравномерности, однако имеет ограниченные возможности и требует значительных затрат и наличия соответствующего технологического и испытательного оборудования.

Решение о применении и способе индивидуальной настройки КС принимается после всестороннего обоснования и анализа.

## Выводы

1. На основе анализа статистики испытаний КС с диффузионным горением разработки АО «ОДК — КЛИМОВ» получены уравнения для определения среднестатистических значений средних радиальных  $\theta_{\text{ср}} = \frac{(T_{\text{ср}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})} = f(\tau_{\text{пр}})$  и максимальных окружных  $\theta_{\text{мах}} = \frac{(T_{\text{мах}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})} = f(\tau_{\text{пр}})$  относительных температур газа на выходе из КС в зависимости от времени пребывания ТВС в ЖТ.

2. Полученные уравнения рекомендуется использовать:

- на этапе проектирования — для взаимной «увязки» требований к объему и размерам КС с требованиями к параметрам неравномерности температур газа на выходе;
- на этапе отработки — для анализа процесса и результатов разработки и испытаний КС.

## Литература

1. *Левфер А. Х.* Процессы в камере сгорания ГТД / пер. с англ. М.: Мир, 1986. 566 с.
2. *Мингазов Б. Г.* Камеры сгорания ГТД. Конструкция, моделирование процессов и расчет. Казань: Изд-во КГТУ, 2006. 221 с.
3. *Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Саливон Н. Д.* Теория камер сгорания. СПб.: Наука, 2010. 227 с.
4. *Григорьев А. В., Митрофанов В. А., Рудаков О. А., Соловьева А. В.* Оптимизация камеры сгорания. СПб.: Изд. СПбГТУ, 2015. 152 с.
5. *Андреев В. В.* Использование 3D-расчетов в программе ANSYS с горением при разработке камер сгорания ГТД // Климовские чтения — 2014: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник докладов международной научно-технической конференции. В 2 т. Т. 1. СПб.: Скифия-принт, 2014. С. 104–117.

*А. В. Ильинков<sup>1</sup>, А. В. Стародумов<sup>2</sup>, В. В. Такмовцев<sup>1</sup>, А. В. Щукин<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет  
им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ), Казань

<sup>2</sup> Московский авиационный институт  
(национальный исследовательский университет), Москва  
a.v.shchukin@ Rambler.ru

## **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОПЛОВЫХ ЛОПАТОК ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ВДУВЕ ЧЕРЕЗ ВЕЕРНЫЕ ОТВЕРСТИЯ**

*Аннотация.* Получены данные для методики расчета температурного состояния сопловых лопаток турбины с конвективно-плёночным охлаждением при наличии и отсутствии пульсирующего вдува. Выполнены экспериментальные исследования эффективности плёночного охлаждения плоской поверхности при вдуве воздуха под углом 30 и 45°. Вдув производился через ряд веерных и цилиндрических отверстий. Получено, что при вдуве под углом 30° на переходном участке смешения веерные отверстия более эффективны при пульсирующем вдуве, а при вдуве под углом 45° они эффективнее при стационарном вдуве. На основном участке смешения во всем исследованном диапазоне изменения параметра вдува веерные и цилиндрические отверстия обеспечивают практически одинаковую эффективность тепловой завесы.

### **Введение**

Обсуждаемые в статье вопросы связаны с разработкой рекомендаций по расчету и проектированию высокоэффективных систем воздушного охлаждения соплового аппарата турбины высокого давления газотурбинных двигателей. Турбина высокого давления является одним из наиболее высокотемпературных узлов, поскольку она установлена непосредственно за основной камерой сгорания. Поскольку уровень температур основного газового потока перед турбиной высокого давления у разрабатываемых газотурбинных двигателей в настоящее время составляет около 1900–2000 К, то для обеспечения требуемого ресурса работы сопловых лопаток используются конвективные и плёночные системы охлаждения. Отбираемый от компрессора высокого давления воздух на первом этапе используется для внутреннего конвективного охлаждения стенок лопатки, отбирая теплоту от внутренней ее поверхности. А на втором этапе он вдувается через отверстия или щели для формирования тепловой завесы, оттесняющей основной газовый поток от охлаждаемой стенки.

### **Основные параметры исследования**

Поскольку этапа внутреннего охлаждения при высоких температурах газа недостаточно для обеспечения заданных значений температур охлаждаемой стенки, то организуется второй этап охлаждения лопатки, имеющий иной механизм охлажде-

ния. Этот этап охлаждения, называемый пленочным, снижает интенсивность передачи теплоты от газового потока в стенку лопатки. Оба эти этапа охлаждения взаимосвязаны и расположены последовательно. И главное здесь состоит в том, чтобы в сумме они обеспечивали требуемое значение температуры поверхности стенки лопатки  $T_{ст}$ .

Эффективность пленочного охлаждения стенки  $\eta$  определяется формулой

$$\eta = (T_{осн}^* - T_{пл}^*) / (T_{осн}^* - T_{вт}^*), \quad (1)$$

где  $T_{осн}^*$  и  $T_{вт}^*$  — температуры основного газового и вторичного воздушного потоков в сечении вдува, соответственно;  $T_{пл}^*$  — температура пленки (адиабатическая температура теплоизолированной стенки).

Обсуждая возможные варианты конструктивных схем внутреннего конвективного и внешнего пленочного охлаждения сопловой лопатки, отметим, что все их разнообразие подчиняется единой цели - обеспечить минимально возможным расходом охлаждающего воздуха требуемую эффективность охлаждения лопатки.

В качестве интенсификаторов внутреннего конвективного теплообмена в охлаждаемых полостях турбинных лопаток используются пульсирующие потоки охладителя [1–4]. Пульсации охлаждающего воздуха интенсифицируют теплоотдачу в каналах лопатки разрушением пограничного слоя, турбулизацией потока и генерацией крупномасштабных вихревых структур. Под действием пульсации потока охладителя теплоотдача в канале может увеличиться в 2–2,5 раза по сравнению с условиями стационарного течения.

В зарубежных работах представлены результаты экспериментальных исследований эффективности пленочного охлаждения стенки при пульсирующем вдуве [5, 6] через веерные и цилиндрические отверстия [7–9], где цилиндрические отверстия рассматриваются как базовые. Если внутреннее конвективное охлаждение интенсифицируется пульсациями, то необходимо изучать последствия воздействия этих пульсаций на гидродинамику и эффективность тепловых завес в условиях пульсирующего вдува вторичного потока охлаждающего воздуха через ряд веерных и цилиндрических отверстий.

В задачах с тепловыми завесами определяющее влияние на значения  $\eta$  оказывают такие параметры, как угол вдува  $\alpha$  и параметр вдува  $m$ :

$$m = (\rho_{вт} W_{вт}) / (\rho_{осн} W_{осн}), \quad (2)$$

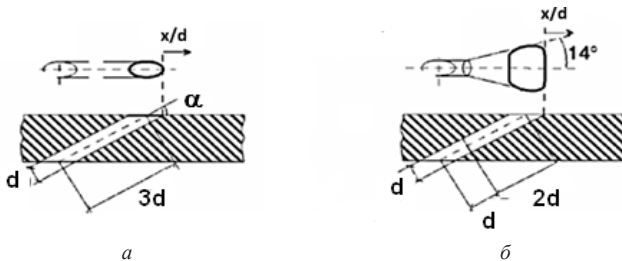
где  $\rho_{вт}$ ,  $\rho_{осн}$  — плотность вторичного и основного потоков;  $W_{вт}$ ,  $W_{осн}$  — среднерасходные скорости вторичного и основного потоков; параметры вторичного потока определялись по входным сечениям отверстий.

Диапазон изменения основных режимных и геометрических параметров в проведенном авторами статьи эксперименте: параметр вдува  $m = 0,5 \dots 2,5$ ; угол вдува  $\alpha = 30^\circ$  и  $45^\circ$ ; число Рейнольдса вторичного потока  $Re_{вт} = (4 \dots 76 \cdot 10^3)$  и основного



потока  $Re_{осн} = 260 \cdot 10^3$ ; частота наложенных на вторичный поток пульсаций  $f = 14$  Гц. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности определялась при вдуве вторичного воздуха через однорядный поясok из пяти отверстий с внутренним их диаметром  $d = 5$  мм.

Описание экспериментальной установки опубликовано в работе [10]. Схемы цилиндрических и веерных отверстий представлены на рис. 1.



**Рисунок 1.** Схемы цилиндрического (а) и веерного (б) отверстий

Перед анализом результатов опытных исследований отметим, что за сечением вдува через ряд отверстий на охлаждаемой поверхности образуются два характерных участка смешения. Относительная длина переходного участка смешения изменяется в широком диапазоне значений  $x/d$ , примерно от 5 до 15, поскольку она зависит от геометрических и режимных параметров пояско отверстий и параметров основного и вторичного потоков. На этом участке, имеющем сравнительно высокие значения эффективности пленочного охлаждения  $\eta_{вер}$  и  $\eta_{цил}$ , наложенные на поток пульсации изменяют характер взаимодействия основного и вторичного потоков и их взаимодействие с охлаждаемой поверхностью. Восстановление профиля скорости до стандартного происходит на следующем, основном участке смешения. При этом абсолютные значения эффективности пленочного охлаждения  $\eta_{вер}$  и  $\eta_{цил}$  невелики и большого практического интереса не представляют.

### Результаты проведения экспериментов

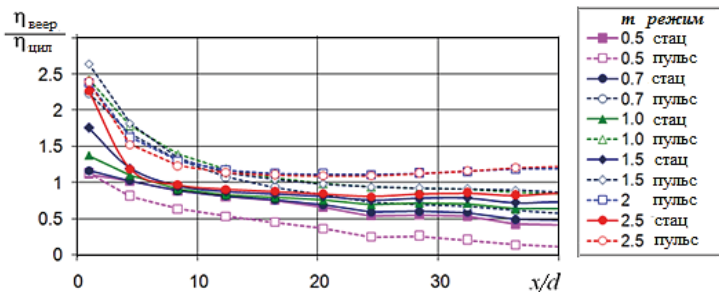
При анализе полученных результатов в названиях характерных участков развития тепловой завесы за сечением вдува использовалась классическая терминология. В зависимости от характера происходящих за сечением вдува процессов взаимодействия основного и вторичного потоков эти участки называются начальным, переходным и основным. Такая терминология была принята при анализе результатов исследования щелевого вдува. В этом случае при тангенциальном вдуве в стандартных условиях на начальном участке смешения значение  $\eta = 1$ . На этом участке пристенное течение преобразуется из ступенчатого профиля в s-образный с постепенным сглаживанием линии профиля. На начальном участке вторичный поток непосредственно за сечением вдува соприкасается с охлаждаемой поверхностью.

По мере удаления от сечения вдува, на переходном участке, происходит деформация профиля скорости. Происходит постепенная перестройка s-образного профиля в близкий к стандартному. На основном участке смещения по мере увеличения относительного расстояния от сечения вдува  $x/s$  происходит дальнейшая стабилизация формы профиля до стандартного. Отметим, что характеры переходного и основного участков смещения различаются не только механизмом взаимодействия основного и вторичного потоков, но и, в частности, по наклону графических зависимостей  $\eta = f(x/d)$ .

Многочисленными экспериментами показано, что при вдуве под таким малым углом, как  $\alpha = 30^\circ$ , через ряд отверстий начальный участок отсутствует из-за дискретности расположения отверстий в ряду. Поэтому эффективность пленочного охлаждения  $\eta$  за рядом отверстий уже непосредственно за сечением вдува имеет значения  $\eta < 1$ .

Ниже представлен анализ полученных авторами результатов исследований влияния наложенных на вторичный поток пульсаций при вдуве через ряд веерных отверстий. Цилиндрические отверстия использованы как базовые.

Как следует из полученных опытных данных (рис. 2), при вдуве под углом  $30^\circ$  минимальная исследованная величина параметра вдува  $m = 0,5$  приводит к одинаковым значениям  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  при  $x/d = 1$  (непосредственно за сечением вдува) как в пульсирующем, так и в стационарном режимах: в обоих случаях величина  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}} = 1,1$ .



**Рисунок 2.** Относительные значения эффективности пленочного охлаждения  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  плоской пластины в стационарном и пульсирующем режимах вдува через веерные отверстия при  $\alpha = 30^\circ$

Далее, вниз по потоку, по мере увеличения  $x/d$  до 37 значение  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  в пульсирующем режиме снижается к последней измерительной точке до 0,15, а в стационарном режиме — до 0,4. Неодинаковая реакция относительного значения эффективности пленочного охлаждения на режим пульсаций связана с низкими массовыми расходами охлаждающего воздуха и с наличием диффузорной формы выходного участка веерного отверстия. По этой причине кинетическая энергия вдуваемого

потока через веерные отверстия значительно ниже, чем при вдуве через цилиндрические отверстия. Поэтому вторичный поток за веерными отверстиями значительно менее устойчив, чем за цилиндрическими отверстиями, что приводит к более низким, чем у цилиндрических отверстий, значениям  $\eta_{\text{веер}}$ .

Рассмотрим изменение относительного значения эффективности пленочного охлаждения  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  при увеличении параметра вдува в стационарном режиме. Так если при  $x/d = 1$  для  $m = 2,5$  значение  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}} = 2,25$ , то при увеличении  $x/d$  от 1 до 37 значение  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  снижается от 2,25 до 0,8. При  $m = 1,5$  снижение значения  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  происходит от 1,75 до 0,75.

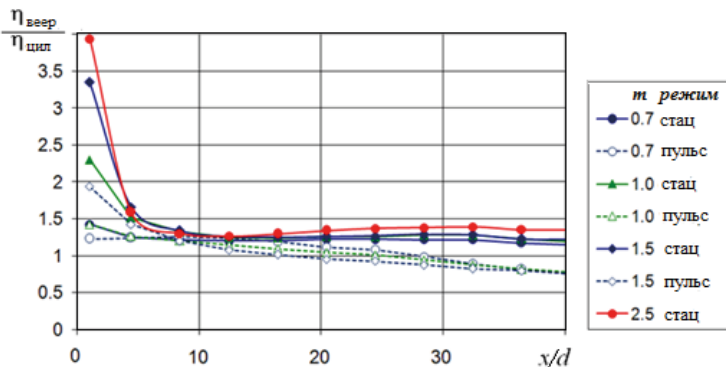
В условиях наложенных на поток пульсаций (рис. 2), при вдуве под углом  $30^\circ$  и величине  $m = 1,0 \dots 2,5$ , значения  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  располагаются выше соответствующих значений  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  в стационарном режиме до  $x/d = 20$ . Из графика на рис. 2 следует, что при увеличении значений  $m$  от 0,7 до 2,5 относительная величина  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  существенно повышается: непосредственно за сечением вдува (при  $x/d = 1$ ) она составляет  $2,2 \dots 2,7$ .

Причиной высоких значений  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  при наложенных на вторичный поток пульсациях является то, что при возрастании значения  $m$  за сечением вдува все более интенсивно самоорганизуются крупномасштабные парные вихревые структуры. И в этих условиях наложенные на вторичный поток пульсации частично подавляют эти вихревые структуры. А при стационарном вдуве этого процесса не происходит, и поэтому в этом случае опытные точки  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  расположены ниже, чем при наложенных на вторичный поток пульсациях.

Полученное преимущество веерных отверстий над цилиндрическими при пульсирующем вдуве исчезает примерно при  $x/d = 20$  и далее, вплоть до  $x/d = 37$ , уступает цилиндрическим отверстиям как в пульсирующем, так и в стационарном режимах вдува, поскольку  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}} = 0,5 \dots 0,9$ .

Выполненные авторами экспериментов исследования значений  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  в режиме стационарного вдува вторичного потока воздуха под углом  $\alpha = 45^\circ$  представлены на рис. 3. Из этого рисунка следует, что стационарный вдув обеспечивает более высокое преимущество веерных отверстий над цилиндрическими аналогами, нежели при  $\alpha = 30^\circ$ . Действительно, для  $x/d = 1$  (первая точка измерения переходного участка смешения) величина  $\eta_{\text{веер}}/\eta_{\text{цил}}$  при значениях  $m = 0,7, 1,0, 1,5$  и  $2,5$  возрастает, соответственно, до 1,4, 2,3, 3,4 и 3,9.

Увеличение преимущества веерных отверстий над цилиндрическими отверстиями по эффективности пленочного охлаждения с ростом  $m$  при стационарном режиме вдува для  $\alpha = 45^\circ$  связано с возникновением за сечением вдува отрывных процессов, более интенсивных, нежели при  $\alpha = 30^\circ$ . В следствие этого организующиеся крупномасштабные вихревые структуры все более снижают значение  $\eta_{\text{цил}}$ , по мере увеличения параметра вдува  $m$ , разрушая образующуюся у поверхности стенки низкотемпературную пленку. Интенсивность образующихся за сечением вдува вихревых структур при вдуве через веерные отверстия значительно ниже по причине



**Рисунок 3.** Относительные значения эффективности пленочного охлаждения  $\eta_{\text{ввер}}/\eta_{\text{цил}}$  плоской пластины в стационарном и пульсирующем режимах вдува через веерные отверстия при  $\alpha = 45^\circ$

более низкой кинетической энергии вторичного потока за сечением вдува. Это обусловлено наличием диффузорных участков у веерных отверстий. Поэтому при тех же значениях параметра вдува  $m = 0,7, 1,0, 1,5$  и  $2,5$  относительные значения  $\eta_{\text{ввер}}/\eta_{\text{цил}}$  возрастает, соответственно, до 1,4, 2,3, 3,4 и 3,9.

На основном участке смешения в стационарном и пульсирующем режимах при  $\alpha = 45^\circ$  ( $x/d > 8$ ) во всем диапазоне изменения параметра вдува значение  $\eta_{\text{ввер}}/\eta_{\text{цил}}$  изменяется в пределах 0,75...1,25.

## Выводы

1. Сравнительные экспериментальные исследования показали, что при вдуве охлаждающего воздуха под углом  $\alpha = 30^\circ$  на плоскую пластину через цилиндрические и веерные отверстия в стационарном и пульсирующем режимах на переходном участке тепловой завесы веерные отверстия при параметре вдува  $m$ , превышающем значение 0,5, более эффективны на пульсирующем режиме вдува, по сравнению с цилиндрическими отверстиями. При параметре вдува  $m \leq 0,5$  веерные отверстия уступают по эффективности охлаждения стенки цилиндрическим отверстиям.

2. При вдуве под углом  $45^\circ$  и прочих равных условиях на переходном участке смешения преимущество в эффективности пленочного охлаждения веерными отверстиями наблюдается при стационарном вдуве вторичного воздуха на плоскую поверхность.

3. На основном участке смешения различия в эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности веерными и цилиндрическими отверстиями в стационарном и пульсирующем режимах вдува при прочих равных условиях практически отсутствуют.

4. Полученные результаты научно обоснованы и объяснены с использованием установленных в литературе научных положений.

*Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00207, <https://rscf.ru/project/22-19-00207/>.*

### **Литература**

1. *Bunker R. S.* A review of turbine shaped film-cooling technology // Journal of heat transfer. 2005. Vol. 127. P. 441–453.
2. *Saumveber C., Schulz A., Wittig S.* Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes // Journal of Turbomachinery. 2003. Vol. 125. No. 1. P. 65–73.
3. *Галицкий Б. М. и др.* Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. М.: Машиностроение, 1977. 256 с.
4. *Чернова Т. А.* Влияние нестационарных явлений на температурные напряжения и ресурс охлаждаемых лопаток турбин ГТД: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05. Пермь, 2006. 160 с.
5. *Coulthard S., Volino R., Flack K.* Effect of jet pulsing on film cooling- Part II: Heat transfer results // Journal of Turbomachinery. 2007. Vol. 129. No. 4. P. 247–257.
6. *Rutledge J. L., King P. I., Rivir R.* CFD predictions of pulsed film cooling heat flux on a turbine blade leading edge // Volume 10: Heat Transfer, Fluid Flows, and Thermal Systems, Parts A, B, and C. ASMEDC, 2008. P. 1139–1149.
7. Pat. US. Span wise fan diffusion hole airfoil / D.M. Kercher. No. 6 287 75, 11.09.2001, filed on 22.10.1997. 9 p.
8. *Colban W. F., Thole K. A., Bogard D.* A film cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface // Journ. of Turbomachinery. 2011. Vol. 133. No. 1. P. 011002-1–011002-11.
9. *Kampe T., Volker S., Samel T., Heneka C., Ladisch H., Shultz A., Bauer H-J.* Experimental and numerical investigation of flow field and downstream surface temperatures of cylindrical and diffuser shaped film cooling holes // Proceedings of ASME Turbo Expo. 2011. GT2011–45106. 10 p.
10. *Ильинков А. В., Такмовцев В. В., Тукмаков А. Л., Щукин А. В., Баранов И. С.* Эффективность тепловой завесы при вдуве пульсирующего потока воздуха через однорядные пояски отверстий // Изв. вузов. Авиационная техника. 2022. № 4. С. 139–145.

*А. А. Каровецкий, Р. М. Мелузов*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
karovec.a@klimov.ru

## **ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ С ИСПАРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ**

*Аннотация.* В статье рассмотрены вопросы, касающиеся особенностей расчета и проектирования камеры сгорания с испарительной системой топливоподачи. Предложен алгоритм численного расчета камеры сгорания испарительного типа, удобный для инженерных расчетов и не требующий значительных вычислительных мощностей.

### **Введение**

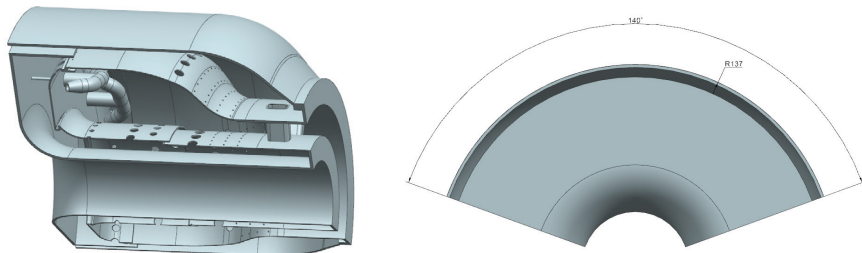
Моделирование процессов в камерах сгорания (КС) испарительного типа представляет определенную сложность. Для центробежных форсунок ANSYS Fluent предоставляет возможность использования готовых моделей (plain-orifice-atomizer, pressure-swirl-atomizer и др.). Для испарительных систем на настоящий момент готовых моделей не имеется. В «классической» камере сгорания распыл топлива производится во внутренний объем жаровой трубы, что исключает необходимость моделирования взаимодействия капель с твердыми телами. В камере сгорания испарительного типа топливо подается на внутреннюю поверхность трубки испарительного элемента, при этом по испарительной трубке со стороны наружного кольцевого канала движется поток воздуха, сносящий топливо и усложняющий механизм взаимодействия топлива со стенкой испарительного элемента. Дальнейший поворот двухфазного потока приводит к усложнению режима течения, интенсификации процессов теплообмена и также усложняет расчет.

Для точного моделирования процессов в испарительной камере сгорания, необходим сложный итерационный расчет, включающий моделирование в нестационарной постановке попадания топлива на нагретые стенки испарительного элемента, движение топлива вдоль стенки испарительного элемента, прогрев и испарение капель. Однако, такой расчет, при бесспорной научной значимости, трудоемок, требует значительных вычислительных мощностей и малопригоден для инженерного расчета. Для прикладных инженерных задач, к которым относится расчет и проектирование камеры сгорания для серийных изделий, необходима разработка метода расчета с использованием более простых методов расчета, чему и посвящена данная статья.

### **Модельный объект**

В качестве модельного объекта выбрана КС проектируемой малоразмерной энергоустановки. С целью рационального использования вычислительных мощностей

стей расчет производился для сектора КС, составляющего  $140^\circ$  и включающего три испарительных элемента «грибкового» типа.



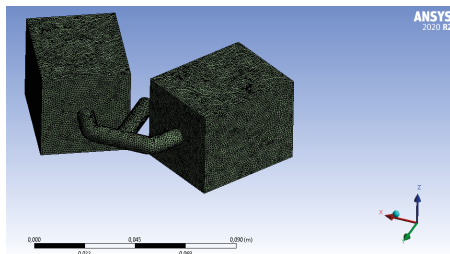
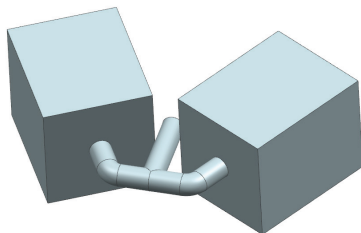
**Рисунок 1.** Сектор камеры сгорания малоразмерной энергоустановки

Рассматриваемая камера сгорания предназначена для работы на расчетном режиме с расходом воздуха на входе в КС  $G_b \approx 1,5$  кг/с.

### Оценочный расчет в нестационарной постановке

С целью получения примерной картины течения в испарительной трубке, был проведен расчет двухфазного течения в испарительном элементе в нестационарной постановке.

Расчетная область представляет собой испарительный элемент с фрагментами зон течения у выходной границы (рисунок 2). При этом параметры на входе в испарительную трубку (расход воздуха и его температура), а также температура стенки испарительного элемента задавались на основании результатов расчета камеры сгорания в ANSYS Fluent, выполненного с использованием модели Non-premixed Combustion.



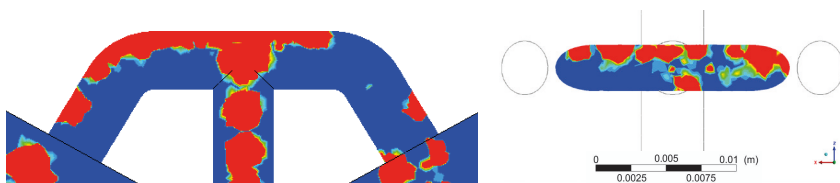
**Рисунок 2.** Расчетная область для моделирования процессов

Использовалась модель VOF (Volume of Fluid), решение производится в нестационарной явной постановке с шагом по времени  $1 \cdot 10^{-6}$  с. Применяемые граничные условия приведены в таблице 1.

Применяемые граничные условия

Зона	Вид граничного условия	Примечание
Вход в испарительный элемент (торцевая поверхность испарительной трубки)	Mass-flow-inlet (первая фаза, воздух)	—
Вход в испарительный элемент (торец имитатора струйной форсунки)	Mass-flow-inlet (вторая фаза, топливо)	—
Выход (грани куба)	Pressure-outlet	«Свободная граница», заданный способ взаимодействия с частицами DPM — Escape
Стенки испарительного элемента	Wall	Задана температура стенки

Топливо подавалось на внутренние поверхности испарительного элемента с конусной поверхности, расположенной под углом 45 градусов на стенку испарительного элемента (имитация работы щелевой форсунки). Распределение первой (воздух) и второй (топливо) фазы в испарительном элементе спустя 1 мс после начала расчета (начала подачи топлива) приведены на рисунке 3. Объемная доля второй фазы выделена красным цветом.



**Рисунок 3.** Распределение первой (воздух) и второй (топливо) фазы в испарительном элементе спустя 1 мс после начала расчета

Анализ полученных результатов показывает, что на первом участке испарительного элемента топливо, попавшее на нагретые стенки испарительного элемента, отбрасывается обратно в ядро потока. После прохождения разветвления топливная пленка стабилизируется на стенках испарительного элемента и далее вплоть до выходного сечения испарительного элемента движется вдоль нее.

По мере движения топлива по испарительному элементу количество жидкой фазы уменьшается в связи с его испарением. При этом, испаряется не все топливо — некоторое количество керосина попадает во внутренней объем жаровой трубы в жидком виде. Такой режим течения обязателен для испарительного элемента, так как полное испарение топлива приведет к недопустимому росту температуры стенки



испарительного элемента. При этом потребная длина испарительного элемента может быть оценена с использованием эмпирических расчетных методик [1, 2].

### Методика инженерного расчета испарительной камеры сгорания в стационарной постановке

Расчетная сетка (рисунок 4) строилась в программе Fluent Meshing с локальным сгущением по всем отверстиям подачи охлаждающего воздуха в жаровую трубу. Был задан трехуровневый пограничный слой по контакту области течения и твердого тела для оценки теплового состояния конструкции жаровой трубы. Данная сопряженная задача подразумевает соблюдение условия конформности.

В основе расчетной сетки были заданы гибридные полигексаэдрические элементы, данная методика ускоряет создание сетки за счет использования высококачественных гексаэдрических ячеек в основной части расчетной области и перехода к изотропным полипризматическим слоям на стенках. Минимальный размер ячейки составил 0,25 мм, максимальный — 3 мм.

Критериями качества выступали такие параметры, как Orthogonal Quality (ортогональное качество элемента), Skewness (скошенность элементов) и Aspect Ratio (соотношение сторон). Минимальное значение качества составило 0,3 (хорошее качество), было достигнуто максимальное значение скошенности ячейки 0,7 (хорошее значение), максимальное соотношение сторон < 100 (рекомендованное значение). Общий объем расчетной сетки составил 5 млн. ячеек.

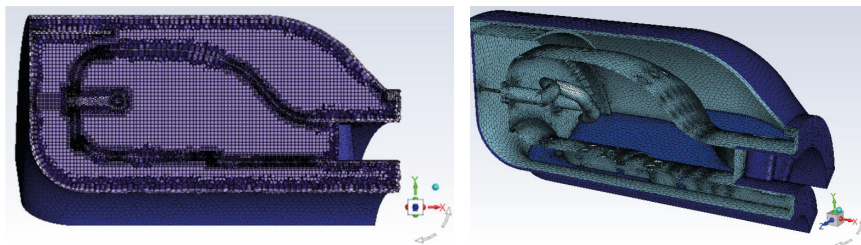


Рисунок 4. Сетка для моделирования процессов в стационарной постановке

Используемые граничные условия приведены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2

#### Граничные условия

Зона	Вид граничного условия	Примечание
Вход в КС (выходное сечение имитатора спрямляющего аппарата)	Pressure inlet	—
Выходное сечение	Mass-flow-outlet	—
Боковые грани сектора	Periodic	—

В качестве топлива задавался жидкий керосин из стандартной библиотеки материалов ПО ANSYS. Для расчета величин турбулентных пульсаций использовалась модель k-omega, для учета радиационного теплообмена использовалась модель дискретных ординат (DO).

Использовалась модель горения Non-premixed combustion. DPM-частицы подавались на каждой итерации расчета. С целью учета взаимодействия топлива со стенкой подключалась функция нестационарного отслеживания частиц «Unsteady Particle Tracking». Подача топлива осуществлялась в течении всего расчетного времени, при этом задавался шаг по времени для подачи топлива в начале шага по времени непрерывной фазы (воздуха).

Источники топлива (имитаторы топливных форсунок) задавались в виде пустотельных конусов с углом распыла 45 градусов. Положение исходной точки подачи топлива соответствовало реальному положению торца щелевой форсунки, предназначенной для подачи топлива на внутренние стенки испарительного элемента. Стенка испарительного элемента задана как не гладкая со средней высотой локальных вершин 0,1 мм. Для учета теплообмена частиц DPM со стенкой испарительного элемента подключалась настройка «Particle-Wall Heat Exchange». Задан материал стенки из стандартной библиотеки материалов ПО ANSYS-жаропрочная сталь.

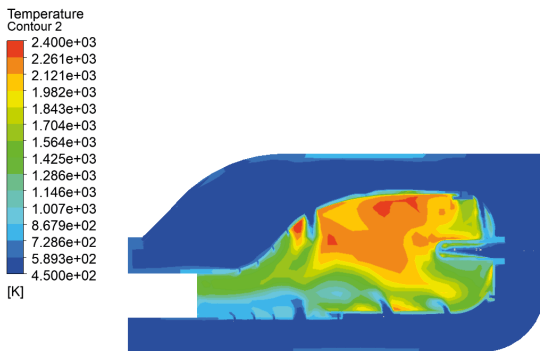
Оценивалось соответствие средней температуры в выходном сечении расчетной средней температуре, полученной при термодинамическом расчете двигателя. В качестве косвенных критериев «адекватности» расчета выступал анализ картины течения внутри жаровой трубы и расположение зон горения топлива, отсутствие горения внутри испарительного элемента (в связи с высокими скоростями потока в нем), а также соответствие величины потерь полного давления, полученных при 3D-расчете, величине потерь полного давления, полученной при проектировочном «1D-расчете» камеры сгорания.

Оценка степени соответствия некоторых результатов 3D- расчета результатам 1D-расчета приведена в таблице 3. Повышенные значения потерь полного давления связаны с неоптимизированной конструкцией испарительных элементов (с их повышенным сопротивлением). Основные результаты 3D- расчета приведены на рисунках 5–10.

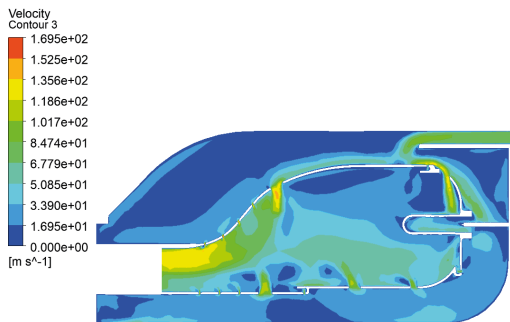
Т а б л и ц а 3

**Оценка степени соответствия некоторых результатов 3D-расчета результатам 1D-расчета**

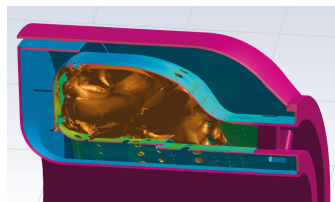
Параметр	Значение, полученное при проектировочном 1D-расчете	Значение, полученное при 3D расчете	Величина несоответствия
Температура на выходе из КС	1050К	1059К	<1 %
Потери полного давления в КС	5,0 %	8,0 %	2 %



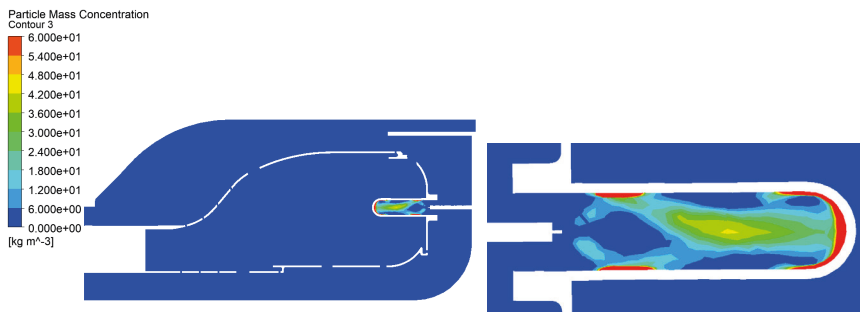
**Рисунок 5.** Поля температур в сечении форсунки



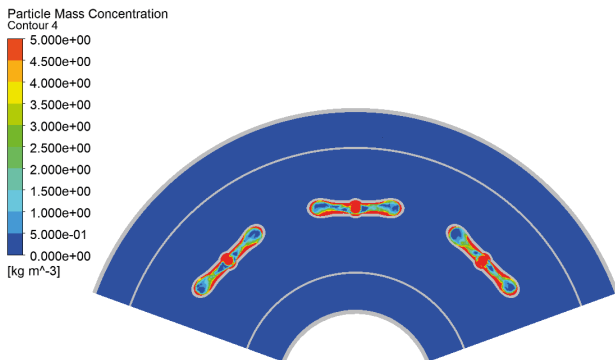
**Рисунок 6.** Поля скоростей в сечении форсунки



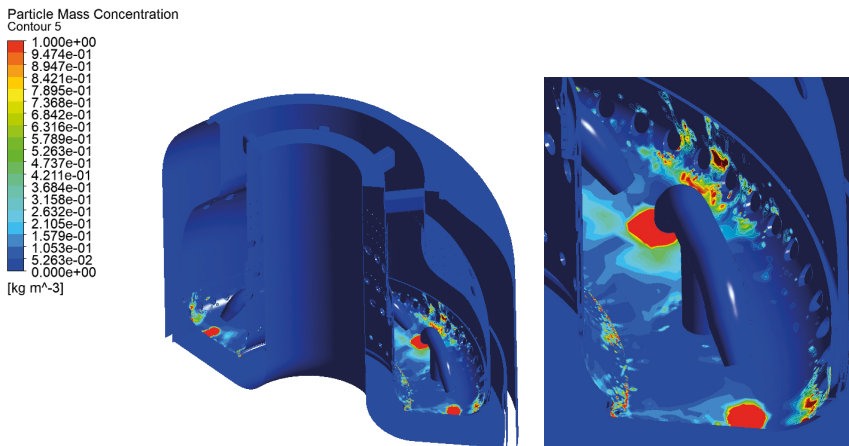
**Рисунок 7.** Изоповерхность по 2000К (границы зоны горения)



**Рисунок 8.** Концентрация частиц DPM в продольном сечении испарительного элемента



**Рисунок 9.** Концентрация частиц DPM в поперечном сечении испарительных элементов



**Рисунок 10.** Частицы DPM в поперечном сечении испарительных элементов (верхняя граница шкалы массовой концентрации ограничена вручную и не соответствует максимальной)

Полученная картина распределения массовой концентрации DPM-частиц соответствует ожидаемой и хорошо совпадает с результатами расчета в нестационарной постановке. Топливо, попадая на нагретые стенки испарительного элемента, образует пленку, которая движется вдоль стенки испарительного элемента, при этом часть топлива в ходе движения по испарительной трубке вскипает и испаряется, а другая проходит через весь испарительный элемент, охлаждая его стенки, попадает на фронтальную стенку жаровой трубы, движется вдоль нее, нагревается и испаряется.

С целью валидации расчетной модели ведется подготовка для проведения эксперимента — автономного испытания сектора камеры сгорания.

## Выводы

При расчете камеры сгорания испарительного типа численными методами должно быть уделено внимание настройке расчетной модели в части взаимодействия топлива со стенкой испарительного элемента, что может быть достигнуто с помощью предложенной расчетной методики.

Размеры испарительного элемента должны быть предварительно рассчитаны по эмпирической методике [2] для обеспечения испарения заданной массовой доли топлива. Полное испарение топлива в испарительном элементе недопустимо, так как это приведет к росту температуры стенки испарительного элемента выше допустимых для длительной работы материала.

## Заключение

Камеры сгорания испарительного типа находят свое применение в двигателях малой и средней размерности. Такие системы хорошо komponуются с центробежным компрессором; за счет большего времени пребывания топливовоздушной смеси в камере сгорания при одинаковых габаритных размерах в камере сгорания с испарительной системой топливоподачи, по сравнению с камерой сгорания с центробежными топливными форсунками, можно получить существенно лучше характеристики температурных неравномерностей, что позволяет увеличить ресурс двигателя и повысить его КПД (за счет уменьшения потребного количества воздуха, отбираемого на охлаждение деталей турбины). Однако, применение подобных камер сгорания в двигателях отечественной разработки на настоящий момент остается ограниченным. Причиной является отсутствие валидированной методики расчета.

Предложена методика расчета камеры сгорания испарительного типа. С целью валидации расчетной модели ведется подготовка для проведения эксперимента — автономного испытания сектора камеры сгорания.

## Литература

1. *Китанин Э. Л., Ошеров М. Ю., Добровольский А. С.* Тепломассообмен в пленочно-испарительных системах смесеобразования камер сгорания ГТУ // *Теплоэнергетика*. 1993. № 3. С. 12–15.
2. *Каровецкий А. А.* Испарительная камера сгорания // *Климовские чтения — 2022: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции*. СПб.: Скифия-принт, 2022. С. 269–278.

*Д. Е. Хазов, Н. А. Корбанова, Е. А. Балдина*

ООО «Технологии и Моторы», Москва

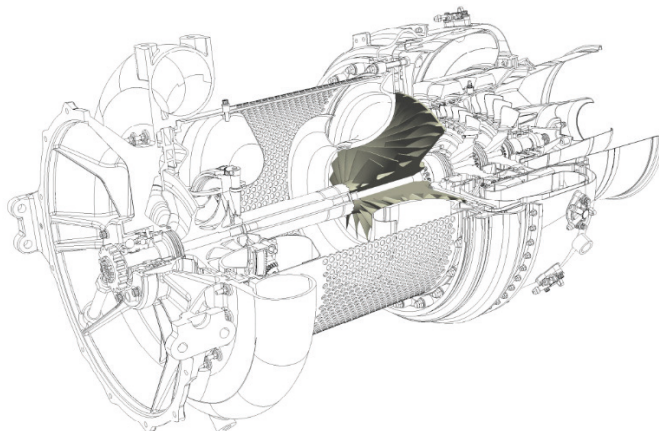
## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ**

**Аннотация.** Рассмотрено течение в задней полости рабочего колеса центробежного компрессора газогенератора вспомогательной силовой установки. Построены 1D и 3D модели течения в полости. Из результатов 3D моделирования показано, что течение в полости носит существенно трехмерный характер. Определены тепловые граничные условия. Показано влияние расхода в задней полости рабочего колеса на тепловое состояние рабочего колеса.

Процесс обратного проектирования (реверс-инжиниринг) подразумевает получение максимально точной копии объекта прототипа. Помимо воспроизведения геометрии объекта необходимо также воспроизвести условия работы компонента, в частности, определить его тепловое состояние.

Рабочее колесо (РК) центробежного компрессора (ЦБК) относится к критически важным компонентам, так как в процессе эксплуатации подвергается воздействию высокой центробежной нагрузки и работает в условиях высоких перепадов давления. В связи с этим к данному компоненту применяются высокие требования к предсказанию надежности и оценке термического и прочностного нагружения.

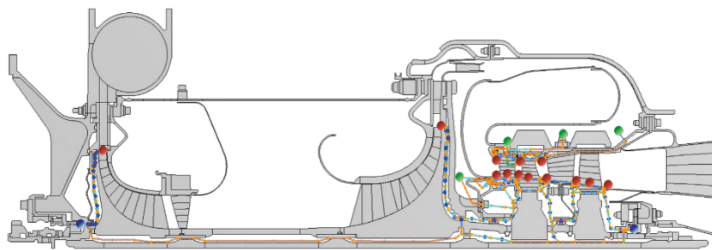
В работе рассмотрен процесс определения теплового состояния РК ЦБК газогенератора вспомогательной силовой установки (см. рис. 1).



**Рисунок 1.** Вспомогательная силовая установка и РК ЦБК газогенератора (закрашено)

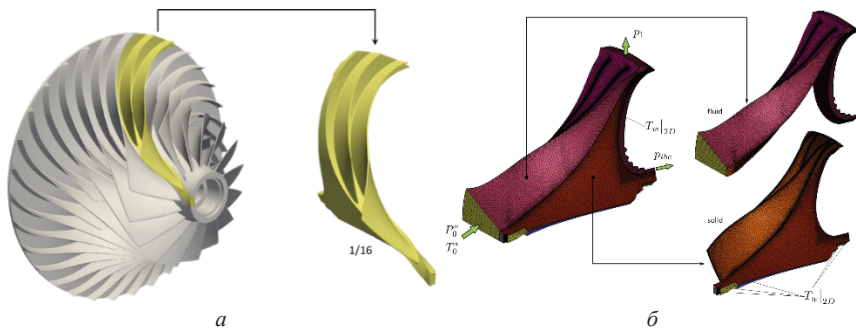
Вспомогательная силовая установка (ВСУ) (рис. 1) — автономный вспомогательный газотурбинный двигатель, предназначенный для работы на воздушном судне во время стоянки и в полете в качестве источника питания систем самолета. ВСУ генерирует электричество и сжатый воздух для запуска основных двигателей, обеспечивает работу систем кондиционирования воздуха в салоне, а также освещения и бортового оборудования. Компрессор газогенератора — ЦБК подающий сжатый воздух в камеру сгорания. В состав компрессора входит колесо, состоящее из 16 основных лопаток и 16 разделительных лопаток (splitter).

Поскольку РК ЦБК входит в состав установки, рассматривать его изолированно было бы некорректно. В связи с этим на начальном этапе была построена сопряженная тепло-гидравлическая модель всего двигателя (Thermal Whole Engine Model) (см. рис. 2). Это позволило определить тепловые граничные условия на границах сопряжения с другими деталями.



**Рисунок 2.** Общий вид сопряженной тепло-гидравлической модели всего двигателя (Thermal Whole Engine Model)

Для моделирования теплового состояния непосредственно РК ЦБК из полной модели ( $360^\circ$ ) вырезался сектор  $1/16$  (по числу лопаток) с углом  $22.5^\circ$  (см. рис. 3а). Моделирование проводилось в сопряженной постановке при помощи ANSYS Fluent (см. рис. 3б).

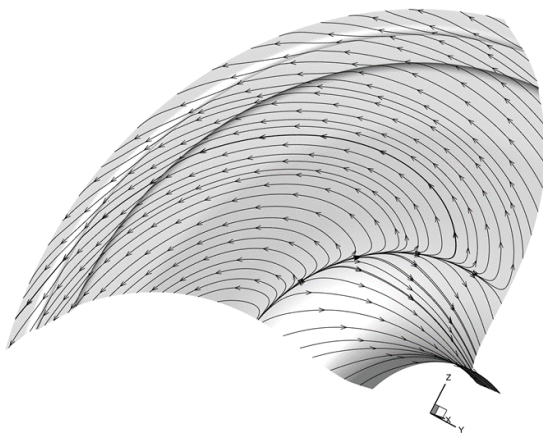


**Рисунок 3.** Рабочее колесо ЦБК: *а* — твердотельная модель сектора; *б* — расчетная сетка для сопряженного CFD анализа

В качестве граничных условий задавались на входе давление и температура торможения, на выходах — статические давления. Для задней полости задавалось статическое давление из TWEM. Кроме того, на свободных поверхностях модели твердого тела (solid) задавались температуры из двумерной задачи (см. рис. 3б).

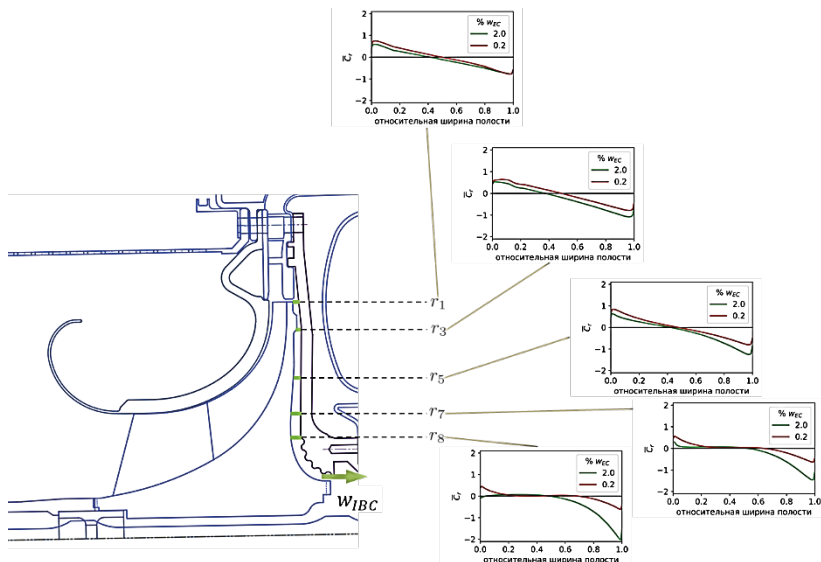
В результате проведенных исследований показано, что тепловое состояние РК определяется течением в задней полости: между стенкой колеса и статорной стенкой. В зависимости от значения массового расхода в задней полости могут реализовываться различные виды течений [1]: центробежное, центростремительное, смешанное. По данным из открытых источников [2] значения массового расхода лежат в диапазоне 1–5 % от расхода в проточной части компрессора. Поскольку в данной работе рассматривается процесс обратного проектирования, то значение расхода неизвестно.

При принятых допущениях из расчета по одномерной гидравлической модели расход воздуха в задней полости РК (IBC — impeller back cavity) составил  $w_{IBC} = 2 \% w_{EC}$  (направление течения — центростремительное), где  $w_{EC}$  — расход компрессора газогенератора. Используя это значение как граничное условие для 3D CFD расчета (см. рис. 3б) была получена картина течения в полости. На рис. 4 показаны пристеночные линии тока на роторной стенке задней полости колеса ЦБК. Как видно из рисунка, несмотря на то что полость запитывается на верхнем радиусе, течение в пристеночной области имеет центробежный характер при  $r > r_8$  (см. рис. рис. 5). При рассмотрении распределения радиальной составляющей скорости (см. рис. 5, зеленые кривые), видно, что вдоль статорной стенки реализуется центростремительное течение ( $C_r < 0$ ). Тогда как, примерно на середине щели, реализуется центробежное течение ( $C_r > 0$ ), индуцированное вращением диска.



**Рисунок 4.** Пристеночные линии тока на роторной стенке задней полости колеса ЦБК при  $w_{IBC} = 2 \% w_{EC}$





**Рисунок 5.** Распределение относительной радиальной компоненты скорости  $\bar{C}_r$  в задней полости колеса ЦБК на различных радиусах и при различных массовых расходах

Представленные результаты демонстрируют, что из одномерной гидравлической модели вторичной системы ВСУ также проблематично получить реальную картину течения, так как она носит существенно трехмерный характер. Для определения структуры течения, а также получения количественных характеристик течения была построена трехмерная модель течения во вторичной системе ВСУ. Расчетная область показана на рис. 6. Для проточной части компрессора граничные условия задавались так же, как и для сопряженного расчета, описанного выше. Для проточной части турбины на входах (в осевые зазоры) задавались радиальные распределения давления и температуры торможения (из газодинамического расчета турбины), на выходах — радиальные распределения статического давления.

В результате расчета был определен расход через заднюю полость  $w_{IBC} = 0.2\% w_{EC}$ , и определена структура течения (см. рис. 7). Как видно, в этом случае вдоль всей роторной стенки наблюдается центробежное течение, тогда как вдоль статорной — центростремительное. Распределение относительной радиальной составляющей скорости приведено на рис. 5 (красные кривые).

Кроме того, были определены тепловые граничные условия третьего рода: коэффициент теплоотдачи и температура воздуха (см. рис. 8). После этого все граничные условия (из 3D CFD расчета и из 2D TWEM) были приложены к 3D твердотельной модели и определено тепловое состояние рабочего колеса (см. рис. 9, поля приведены в равных диапазонах изменения температур).

Как видно из представленных данных, изменение расхода в задней полости РК существенно влияет на температурное состояние РК (см. рис. 10). Максимальная разница температур наблюдается в районе радиуса  $r_8$  (см. рис. 8а), где и происходит смена направления течения, что видно из сравнения рис. 4 и рис. 7а.

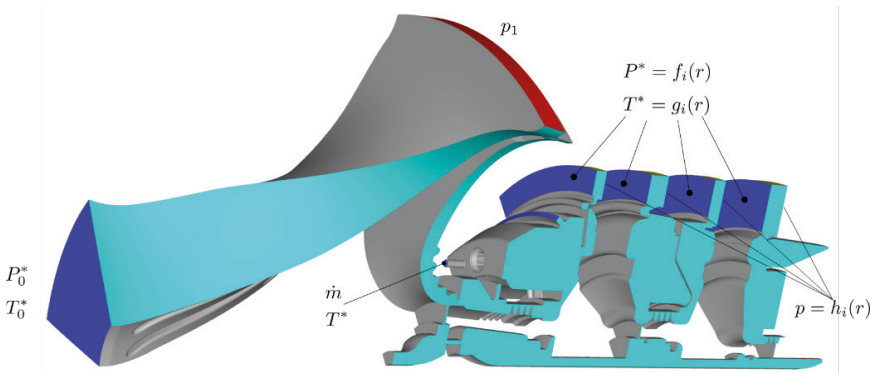


Рисунок 6. Расчетная область 3D модели вторичной системы ВСУ. Сектор  $\varphi = 45^\circ$

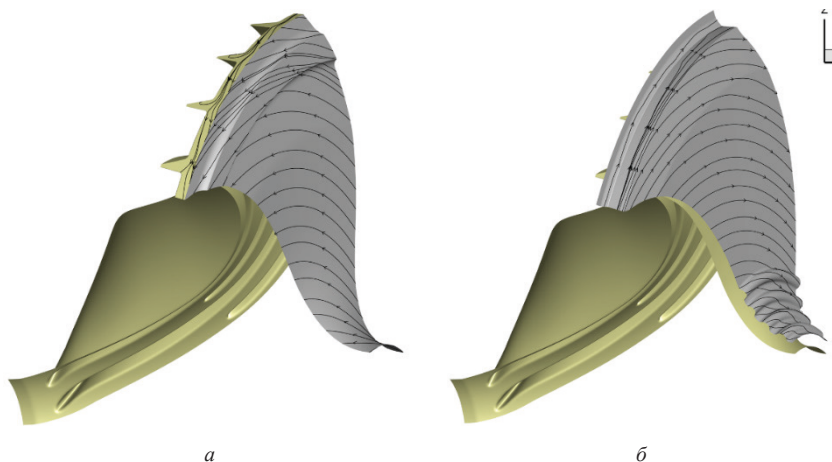
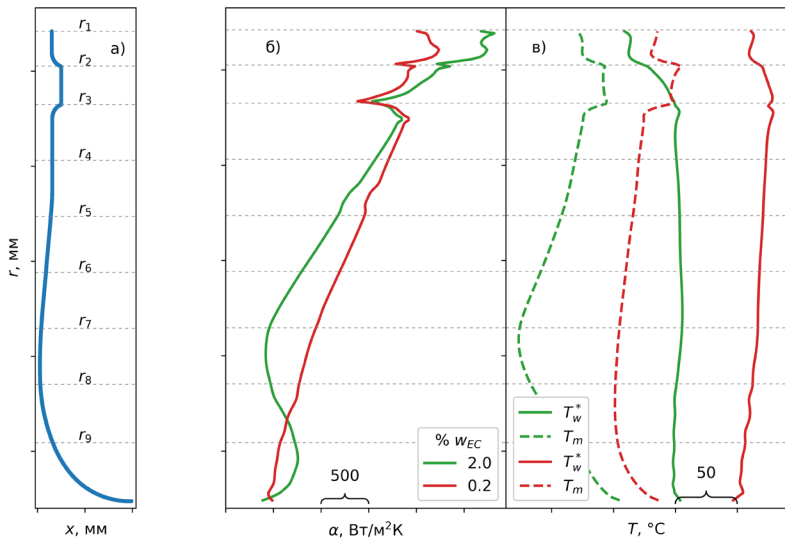
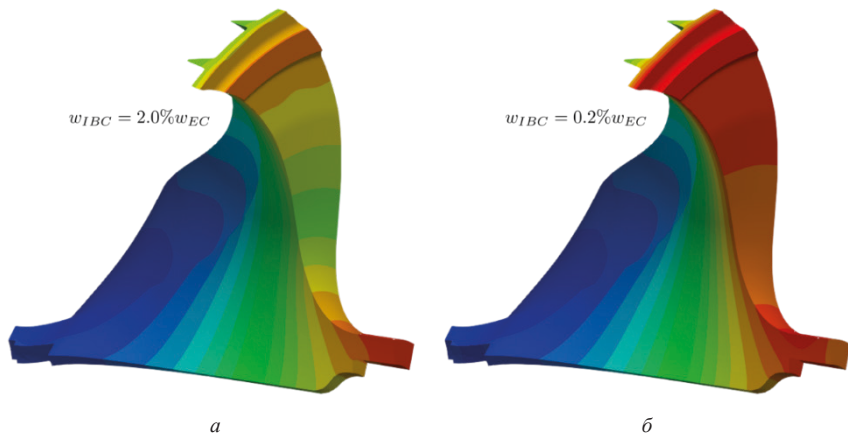


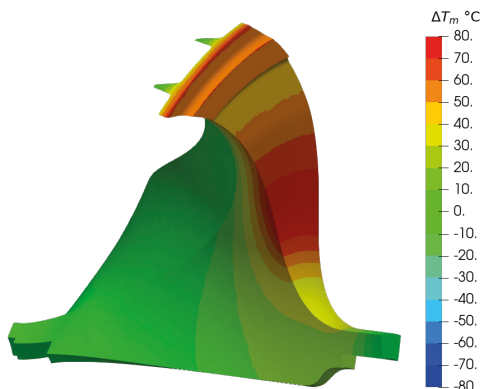
Рисунок 7. Пристеночные линии тока на роторной стенке задней полости колеса ЦБК при  $w_{IBC} = 0.2\% w_{EC}$ : а — роторная стенка; б — статорная стенка



**Рисунок 8.** Распределение параметров по радиусу: *a* — геометрия боковой поверхности роторной стенки; *б* — коэффициент теплоотдачи; *в* — температуры воздуха ( $T_w^*$ ) и металла ( $T_m$ )



**Рисунок 9.** Тепловое состояние РК ЦБК при различных расходах:  
*a* —  $w_{IBC} = 2.0\% w_{EC}$ ; *б* —  $w_{IBC} = 0.2\% w_{EC}$



**Рисунок 10.** Разница температур металла между случаями  
 $w_{IBC} = 0.2 \% w_{EC}$  и  $w_{IBC} = 2.0 \% w_{EC}$

Таким образом, рассмотрено течение в задней полости рабочего колеса центробежного компрессора газогенератора ВСУ. Показано, что течение в полости носит существенно трехмерный характер. Расход в задней полости РК существенно влияет на тепловое состояние РК. При трехмерном моделировании расход в задней полости РК составил  $w_{IBC} = 0.2 \% w_{EC}$ .

### Литература

1. Childs P. Rotating Flow. Elsevier Science, 2010.
2. Harmand S., Pelle J., Poncet S., Shevchuk I. V. Review of fluid flow and convective heat transfer within rotating disk cavities with impinging jet // International Journal of Thermal Sciences. 2013. Vol. 67. P. 1–30.
3. Sun Z., Tan C., Zhang D. Flow Field Structures of the Impeller Backside Cavity and Its Influences on the Centrifugal Compressor. Vol. 7: Turbomachinery, Parts A and B. 06 2009. P. 1349–1360.
4. Lin Z., Zuo Z., Sun J., Zhou X., Zhang D., Chen H. Flow characteristics of impeller backside cavity and its effects on the centrifugal compressor for compressed air energy storage // Journal of Energy Storage. 2022. Vol. 49. P. 104024.



Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Прочность, надежность и ресурс авиационных газотурбинных двигателей



*М. А. Артамонов, Д. С. Старшинов, Н. А. Пахомов*

Филиал ПАО «ОДК-УМПО», Опыттно-конструкторское бюро им. А. Льюльки, Москва  
maxartamonov@gmail.com, nikolaphoton@gmail.com

## **ДИНАМИЧЕСКИЙ И ФРАКТОГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИЧИНЫ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД**

*Аннотация.* На исследования поступила рабочая лопатка турбины низкого давления газотурбинного двигателя, которая была разрушена усталостным способом во время полета самолета. Необходимо было установить причину разрушения данной лопатки. Проведенный фрактографический анализ позволил установить очаг зарождения усталостной трещины и динамику роста усталостной трещины. Зарождение трещины произошло под поверхностью хвостовика. Также проведен анализ динамического нагружения лопатки, который вместе с фрактографическим анализом позволил установить причину образования трещины в лопатке. Выяснилось, что вначале произошло разрушение верхней части лопатки вместе с ее бандажной полкой. Это привело к повышенным колебаниям лопатки и последующему усталостному разрушению. Была определена частота нагружения лопатки и время развития усталостной трещины до ее разрушения.

### **Введение**

При заходе на посадку самолета и работе двигателей в режиме малого газа (МГ) прошла команда «Сбрось обороты, вибрация правого» из-за резкого скачка вибрации. Ручка управления двигателя (РУД) при этом была на режиме МГ. После 2 секунд действия команда снялась, полет был закончен штатно. При осмотре были выявлены прогары сопловых аппаратов (СА) турбины высокого давления (ТВД) и турбины низкого давления (ТНД) и обнаружено разрушение нескольких рабочих лопаток (РЛ) ТНД в верхней части лопатки и для одной лопатки разрушение произошло рядом с хвостовиком. Было установлено, что для этой лопатки разрушение усталостное. Лопатки ТНД изготовлены из никелевого поликристаллического литейного сплава ЖС6УВИ [1]. Хвостовик лопатки упрочняют дробеструйным способом. Необходимо определить причину разрушения лопатки с усталостной трещиной.

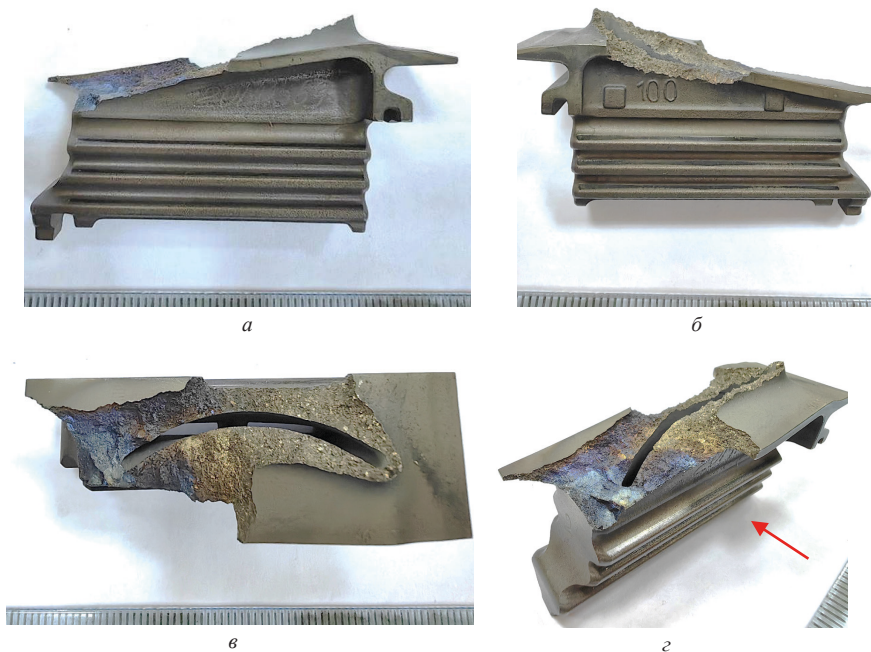
Для исследования применялся растровый электронный микроскоп (РЭМ) JSM-IT300LV фирмы JEOL и оптический микроскоп (ОМ) фирмы NICON. Математическое моделирование и расчеты проводились в программном комплексе ANSYS Workbench в модуле Modal. Совместное исследование — численное моделирование и фрактографический анализ излома разрушенной детали дополняют друг друга и в случае, когда предложенная гипотеза, объясняющая причину усталостного разрушения лопатки, не противоречит информации, полученной двумя разными методами, тогда можно с высокой вероятностью утверждать, что данная версия является правдивой.



## Результаты проведенного фрактографического исследования

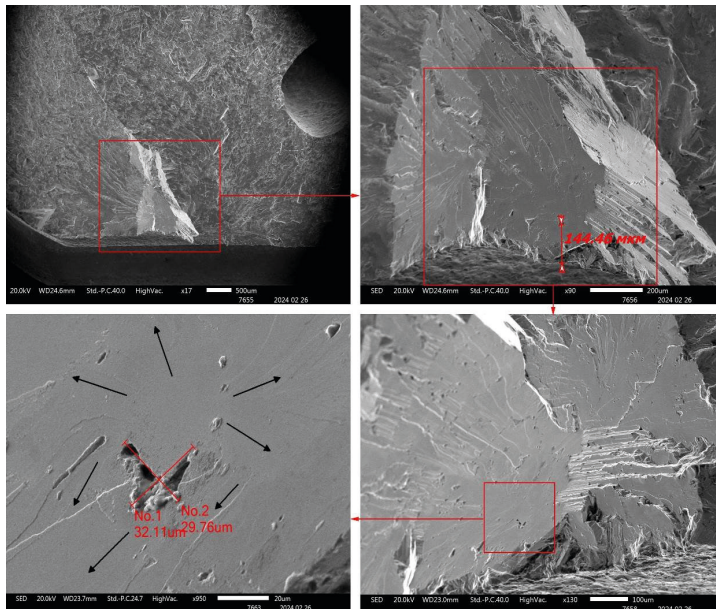
Общий вид разрушенных лопаток показан на рисунке 1. Видно, что разрушение усталостное, зарождение трещины произошло в хвостовике под полкой. Очаг представляет собой фасетку, развернутую относительно плоскости трещины (рис. 1, 2). При дальнейшем росте трещина выходит в перо лопатки.

Фокус очага находится на расстоянии 144 мкм от поверхности лопатки (в зоне хвостовика) (рис. 2). Зарождение произошло от поры, имеющей размеры —  $32 \times 29$  мкм (рис. 2). После выхода трещины из фасетки плоскость трещины разворачивается перпендикулярно оси лопатки, рельеф при этом соответствует квазифасеточному типу, что соответствует механизму разрушения многоциклового усталости (МнЦУ) [2].



**Рисунок 1.** Вид на лопатку со стороны корыта (*а*), спинки (*б*), сверху (*в*), с изометрической проекции (*з*). Расположение очага показано стрелкой

Начало второй стадии роста трещины, при котором в изломе наблюдается формирование усталостных бороздок, произошло на расстоянии  $\approx 3$  мм (рис. 3). Переход к ускоренному росту трещины (третья стадия усталостного роста [3]) произошел на расстоянии  $\approx 6$  мм от очага при шаге усталостных бороздок 0,5, 0,6 мкм (рис. 3).



**Рисунок 2.** Вид очага лопатки полученный РЭМ. Направление роста трещины показано черными стрелками

Развитие трещины происходило за 17000 циклов нагружения (рис. 3). В действительности циклов было больше, так как скорость роста трещины при квазифасеточном типе рельефе была меньше чем при формировании усталостных бороздок [3, 4].

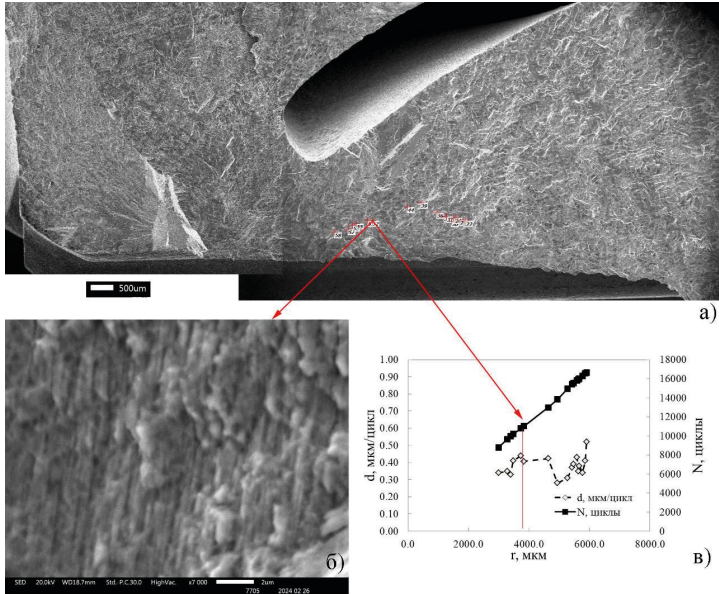
### Результаты проведенного динамического анализа

Математическое моделирование и расчет РЛ ТНД проводились в программном комплексе ANSYS методом Block Lanczos [5]. Для дискретизации моделей были использованы восьмиузловые конечные элементы типа SOLID 185 и десятиузловые конечные элементы типа SOLID 187.

Моделирование выполнялось в два этапа: предварительное статическое нагружение, расчет собственных форм колебаний.

Граничные условия и тепловое состояние для расчета динамических характеристик рабочей лопатки ТНД (режим  $n1 = 100\%$ ) представлен на рисунке 4.

Моделирование проводилось как для лопатки с работающей бандажной полкой, так и для лопатки у которой отсутствует натяг в бандажных полках.



**Рисунок 3.** Расположение локальных участков излома с усталостными бороздками (а) и участок с усталостными бороздками имеющими размер  $\approx 0,4$  мкм (б). На рисунке (в) показана соответствующая динамика роста трещины (d) и длительность развития разрушения (N)

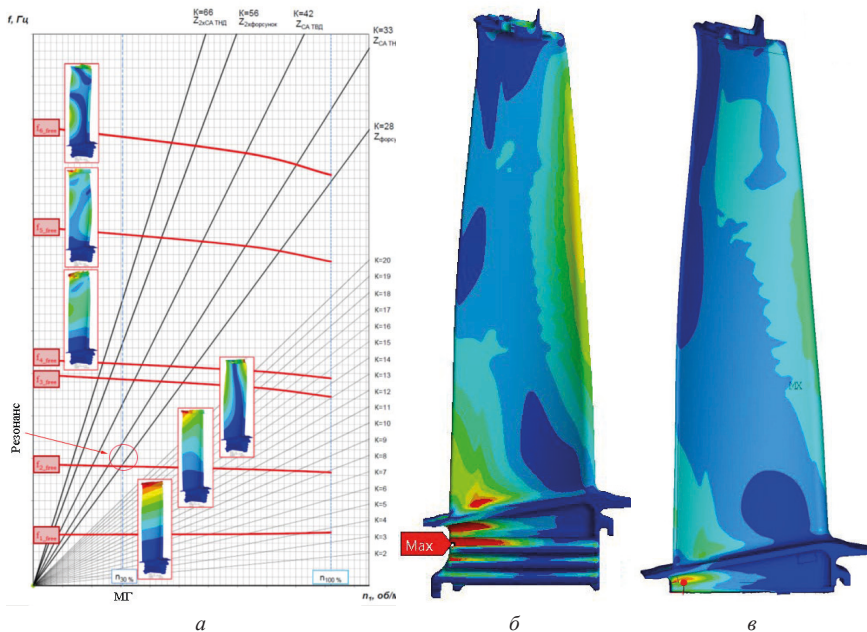


**Рисунок 4.** Граничные условия для проведения численного моделирования в случае отсутствия связи в бандажных полках

На рисунке 5 приведена диаграмма Кэмпбелла с расчетными формами и значениями собственных частот колебаний РЛ ТНД при отсутствии натяга по бандажным полкам. Анализ диаграммы показал, что на режиме МГ возможен резонанс по второй виброактивной форме  $f_2$ . Основными источниками возбуждения могут являться гармоники окружной неравномерности  $k = 28$  от числа форсунок и  $k = 33$  от числа лопаток впереди стоящего соплового аппарата ТНД.

При работающей бандажной полке на режиме МГ возможен резонанс по первой форме колебаний  $f_1$ . При этом наблюдаются несколько максимумов напряжений, один из которых находится в месте зарождения усталостной трещины, другой находится в пере лопатки (рисунок 5б). Проведенное тензометрирование лопатки показало, что данная форма не виброактивна.

Если бандажная полка не работала, то в этом случае резонанс возможен по второй форме. В этом случае наблюдается только один максимум и находится он в месте зарождения усталостной трещины (рисунок 5в)



**Рисунок 5.** Диаграмма Кэмпбелла РЛ ТНД при отсутствии натяга по бандажным полкам (а). Относительные динамические напряжения для формы колебаний  $f_1$  для РЛ ТНД с рабочей антивибрационной связью (б) и  $f_2$  при ее отсутствии (в)

## Обсуждение результатов исследования и выводы

Зарождение усталостной трещины для лопатки произошло в области хвостовика, находящейся у выходной кромки пера со стороны корыта. Очагом является развернутая фасетка, что характерно для зарождения усталостной трещины у никелевых сплавов. Фокус очага находится под поверхностью на глубине 144 мкм. Переход зарождения усталостной трещины под поверхность в данной области связан с тем, что хвостовик лопатки дробеструйно упрочняют, что приводит к возникновению у поверхности лопатки остаточных сжимающих напряжений. Глубина сжимающих напряжений для дробеструйного упрочнения достигает 100–150 мкм [6], поэтому зарождение трещины произошло в области, где отсутствуют сжимающие напряжения. Зарождение произошло от литейной поры, имеющей столь малые размеры, что это не позволяет считать данную пору металлургическим дефектом. По техническому условию для данного сплава литейные поры размерами менее 300 мкм не учитываются.

Анализ динамического напряжения лопаток ТНД с не работающими и работающими бандажными полками показал следующее. Существует только одна форма колебаний, при которой есть максимум в хвостовике, в месте, где зародилась усталостная трещина в лопатке, и при этом отсутствуют локальные максимумы в пере лопатки — это вторая форма колебаний при отсутствии связи в бандажной полке (рис. 5).

Во всех остальных случаях, с учетом наличия остаточных напряжений в хвостовике, зарождение усталостной трещины произошло бы в пере лопатки, где нет сжимающих напряжений от дробеструйного упрочнения. Анализ диаграммы Кэмпбелла показывает, что на режиме МГ при котором произошло разрушение лопатки существует только один активный максимум, соответствующий также второй форме колебаний при отсутствии работы бандажной полки (рис. 5). В случае работы бандажной полки для режима МГ таких активных резонансных частот нет, поэтому можно утверждать, что разрушение лопатки произошло по второй активной форме в условиях отсутствия работы бандажной полки и данное разрушение является вторичным.

Проведенное исследование показало, что вначале произошла потеря работы бандажной полки лопатки, по-видимому из-за прогара (прогары наблюдаются и у сопловых лопаток ТНД и ТВД). Затем произошла раскачка лопатки на частоте резонанса второй формы  $f_2$  и вторичное усталостное разрушение.

## Литература

1. Терентьев В. Ф., Коралева С. А. Усталость металлов. М.: Наука, 2015. 484 с.
2. Фрактография и атлас фрактограмм. Справочник / под ред. Дж. А. Феллоуза. Металлургия, 1982. 489 с.
3. Bates R. C., Clark W. G. Fractography and fracture mechanics // Trans. ASM. 1969. Vol. 62. No 2. P. 380.

4. *Троценко В. Г.* Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. Киев: Наук. думка, 1981. 344 с.
5. Решение задач динамики ANSYS, геометрия моделей, разбиение моделей на конечные элементы. Краткое руководство пользователя: пер. с англ. / под ред. В. Е. Прохоренко, Г. Н. Евсеева. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2002. 379 с.
6. *Абраимов Н. В., Елисеев Ю. С., Крымов В. В.* Авиационное материаловедение и технология обработки металлов. М.: Высшая школа, 1998. 444 с.



*А. Е. Гинзбург, А. Н. Шубин, А. Ю. Васянин*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
akada2@klimov.ru

## **ВЛИЯНИЕ ДИНАМИКИ ВИНТА НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ АВИАЦИОННОГО РЕДУКТОРА**

*Аннотация.* Рассмотрено влияние динамики винта на величину коэффициента внешней динамической нагрузки при оценке прочности зубчатых передач авиационного редуктора. Показано, что даже при значительной величине динамической составляющей нагрузки до 30 % от номинального значения, полученной путем тензометрирования вала винта, величина коэффициента внешней динамической нагрузки находится на уровне нижних значений, рекомендуемых нормативными материалами при расчете усталостной прочности зубьев.

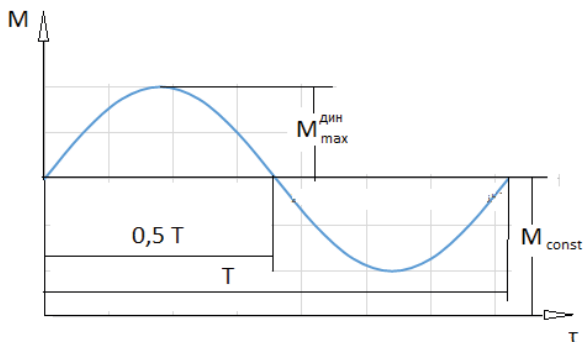
### **Введение**

При проведении тензометрирования вала винта в процессе стендовых и летных испытаний двигателя были обнаружены значительные по значению колебания напряжений в галтели у фланца вала винта. Динамическая составляющая этих напряжений достигала 30 % от номинального значения касательных напряжений, что вызвано наличием переменного крутящего момента, действующего на вал со стороны винта на некоторых эксплуатационных режимах. По результатам тензометрирования необходимо выполнить оценку коэффициента внешней динамической нагрузки при расчете прочности зубчатых зацеплений редуктора. При отсутствии данных непосредственных измерений усилий в зацеплении, результатов динамических расчетов или отраслевых рекомендаций по определению расчетных нагрузок коэффициента внешней динамической нагрузки при расчетах зубьев на усталостную прочность ГОСТ 21354 предлагает воспользоваться ориентировочными данными, приведенными в Приложении 4 к этому стандарту. Применительно к условиям работы редуктора двигателя значение этого коэффициента находится в пределах от 1,1 до 1,35 [1, 2]. В нормах прочности Гражданской авиации [3] предлагается принимать значение этого коэффициента от 1,05 до 1,3 с опорой на данные прототипов.

### **Методика определения коэффициента внешней динамической нагрузки**

При наличии данных по режимам работы передачи может быть построена циклограмма, в которой отражены уровни действующих нагрузок и их продолжительность в пределах заданного ресурса. При построении циклограммы предусматривается, что на каждом режиме нагрузка постоянна. По результатам же проведенного тензометрирования видно, что нагрузка не постоянна, а изменяется в зависимости от времени пуска по гармоническому закону относительно некоего среднего значения,

как это показано на рис. 1, и максимум измеренных напряжений достигается в ограниченные промежутки времени.



**Рисунок 1.** Изменение суммарной нагрузки в процессе измерения напряжений на режиме максимальной мощности

Ниже рассмотрена методика оценки коэффициента внешней динамической нагрузки при расчете зубчатых передач в случае изменения крутящего момента на валу редуктора, изменяющегося по гармоническому закону.

Рассмотрим положительную часть полуволны синусоиды на рис. 1. Она описывается уравнением (1).

$$M = M_{\max}^{\text{дин}} \sin x, \quad (1)$$

где  $M_{\max}^{\text{дин}}$  — замеренная в процессе тензометрирования максимальная динамическая составляющая крутящего момента;

Полуволна  $\sin x$  показана на рис. 2. Функция симметрична относительно прямой  $x = \pi/2$ . Поэтому рассмотрим участок этой функции на отрезке  $0 < x < \pi/2$ . Разобьем рассматриваемый отрезок на  $n$  равных частей точками  $x_k = \pi k/2n$ , ( $k = 1, 2, \dots, n$ ). Очевидно, что вертикальные линии  $x = x_k$  разбивают фигуру на  $n$  (неравных) частей. Можно полагать, что каждая из частей представляет собой трапецию. Заменим трапеции равновеликими по площади прямоугольниками. Тогда высота каждого  $k$ -того прямоугольника равна:

$$h_k = 0.5 \left( \sin \frac{\pi}{2n} (k-1) + \sin \frac{\pi}{2n} k \right) \quad (2)$$

Переходя к нагрузкам, получим, что на каждом полученном аналогичным образом участке разбиения гармонической функции динамической составляющей крутящего момента средняя величина этой динамической составляющей равна

$$M_{\text{ср } k} = +0.5 M_{\max}^{\text{дин}} \left( \sin \frac{\pi}{2n} (k-1) + \sin \frac{\pi}{2n} k \right). \quad (3)$$



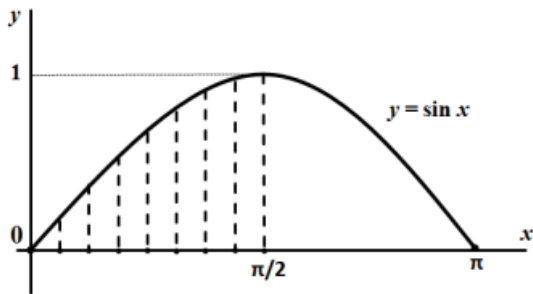


Рисунок 2. Разбиение площади под графиком функции на участки

С учетом сказанного можно построить циклограмму нагрузок с динамическими составляющими крутящего момента, расположенными в положительной полуволне синусоиды. На этой циклограмме в силу симметрии синуса относительно середины полуволны будет  $n$  нагрузок с удвоенной длительностью, каждая из которых состоит из статической составляющей крутящего момента и динамической составляющей  $M_{cp k}$ .

$$M_{k \text{ пол.}} = M_{const} + M_{cp k} = M_{const} + 0.5M_{\max}^{\text{дин}} \left( \sin \frac{\pi}{2n} (k-1) + \sin \frac{\pi}{2n} k \right) \quad (4)$$

По аналогии может быть построена циклограмма нагрузок с динамическими составляющими крутящего момента, расположенными в отрицательной полуволне синусоиды. При этом нагрузка на каждой из ступеней циклограммы будет равна

$$M_{k \text{ отр.}} = M_{const} - M_{cp k} = M_{const} - 0.5M_{\max}^{\text{дин}} \left( \sin \frac{\pi}{2n} (k-1) + \sin \frac{\pi}{2n} k \right) \quad (5)$$

При наличии заданной циклограммы нагрузок эквивалентный момент для расчета прочности зубчатой передачи по методу эквивалентных моментов в соответствии с ГОСТ 21354-87 равен

$$M_{\text{ЭКВ}} = M_{\max} \sqrt[q \left( \sum_1^n \left( \frac{M_{k \text{ пол.}}}{M_{\max}} \right)^q + \sum_1^n \left( \frac{M_{k \text{ отр.}}}{M_{\max}} \right)^q \right) \frac{N_k}{N}}, \quad (6)$$

где  $M_{\max} = M_{k \text{ пол}}$  при  $k = n$  — максимальный момент в циклограмме нагрузок;  
 $M_{const}$  — статическая составляющая крутящего момента на расчетном режиме;  
 $M_{cp n} = M_{cp k}$  при  $k = n$   
 $n$  — число ступеней нагрузки в циклограмме нагрузок в полуволне синусоиды;  
 $q$  — показатель степени кривой усталости (для расчета контактной прочности равен 3, для расчета изгибной прочности — 9);  
 $N_k$  — число циклов нагружения на каждой ступени циклограммы;  
 $N$  — общее число циклов на расчетном режиме.

Поскольку длительность всех ступеней циклограммы принята одинаковой

$$\frac{N_k}{N} = 1/2n.$$

Введем следующие обозначения:

$K_{\text{дин}} = M_{\text{эв}} / M_{\text{const}}$  - коэффициент внешней динамической нагрузки;

$\vartheta = M_{\text{макс}}^{\text{дин}} / M_{\text{const}}$  — полученное по результатам тензометрирования отношение динамической составляющей крутящего момента к его статической составляющей.

$$f_k = 0.5 \left( \sin \frac{\pi}{2n} (k - 1) + \sin \frac{\pi}{2n} k \right)$$

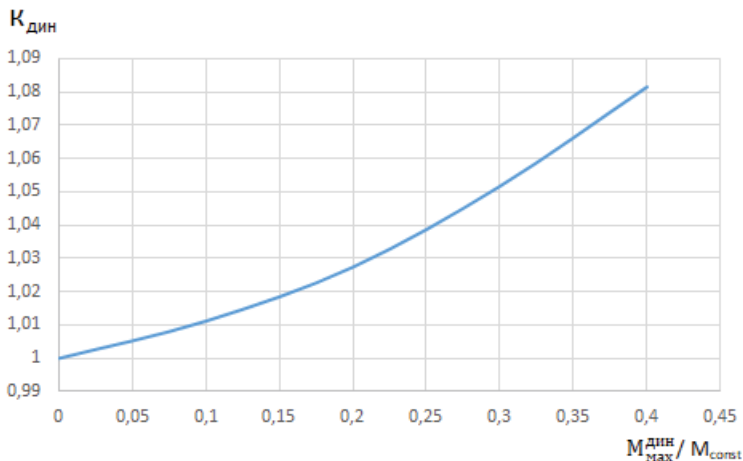
$$f_n = f_k \text{ при } k = n$$

Тогда для заданной циклограммы нагружения зависимость для коэффициента внешней динамической нагрузки примет вид:

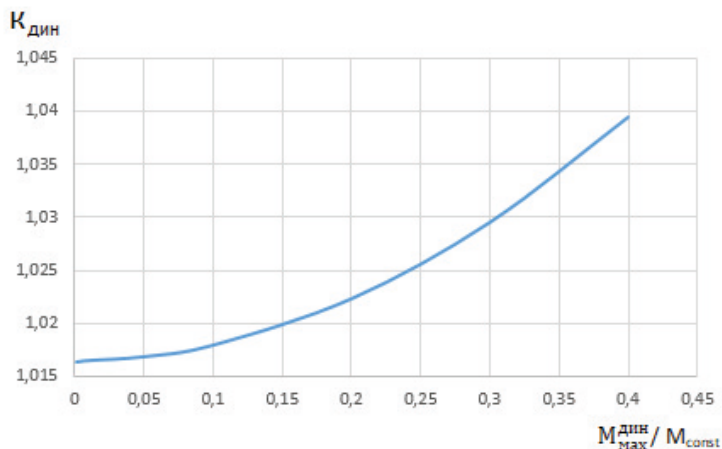
$$K_{\text{дин}} = (1 + \vartheta f_n)^q \sqrt{\sum_1^n \left( \frac{1 + \vartheta f_k}{1 + \vartheta f_n} \right)^q} + \sum_1^n \left( \frac{1 - \vartheta f_k}{1 + \vartheta f_n} \right)^q \frac{1}{2n} \quad (7)$$

### Результаты проведенного исследования

Значения коэффициента внешней динамической нагрузки для расчета изгибной и контактной прочности зубьев в зависимости от  $\vartheta = M_{\text{макс}}^{\text{дин}} / M_{\text{const}}$  приведены на рис. 3 и 4.



**Рисунок 3.** Коэффициент внешней динамической нагрузки для расчета изгибной прочности зубьев



**Рисунок 4.** Коэффициент внешней динамической нагрузки для расчета контактной прочности зубьев

## Выводы

1. Разработанная методика позволяет оценивать величину коэффициента внешней динамической нагрузки по результатам экспериментального определения динамической составляющей нагрузки на входе в редуктор.

2. Показано, что даже при достаточно высоких значениях динамической составляющей нагрузки на входе в редуктор ее влияние на величину коэффициента внешней динамической нагрузки невелико, а значения этого коэффициента находятся на нижнем уровне значений, рекомендуемых нормативными материалами при расчетах прочности зубчатых передач авиационного редуктора.

## Литература

1. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: государственный стандарт союза ССР: дата введения 1989-01-01 / Государственный комитет СССР по стандартам. Изд. официальное. М.: Изд-во стандартов, 1989.
2. ISO 6336-1:2019 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Geneva: TC 60/SC 2, 2019. 144 с. (дата введения 2019-11-27).
3. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. 6-е изд. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.

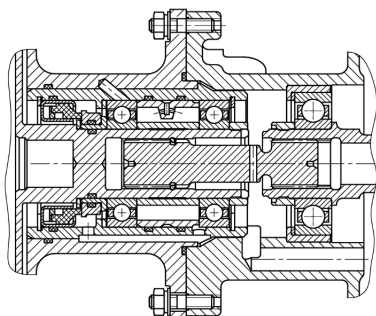
*А. Е. Гинзбург, А. Н. Шубин, А. Ю. Васянин*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
akada2@klimov.ru

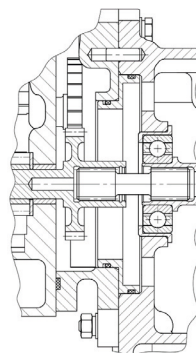
## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗРУШАЮЩИХ НАГРУЗОК СЛАБЫХ ЗВЕНЬЕВ АВИАЦИОННЫХ ТРАНСМИССИЙ

**Аннотация.** В статье рассмотрено применения деформационного критерия Новожилова для оценки разрушающего крутящего момента рессор, используемых в качестве слабых звеньев авиационных трансмиссий.

Технические принципы обеспечения безопасности оборудования основаны на использовании физических законов с применением технических средств. К числу таких принципов относится реализуемый в конструкциях авиационных двигателей, трансмиссиях авиационных агрегатов и энергетических установок принцип слабого звена, заключающийся в запланированном разрушении одного из звеньев механизма в случае его перегрузки. В принципе слабым звеном является элемент, имеющий из всех элементов трансмиссии наименьший приведенный к ротору двигателя разрушающий крутящий момент. Однако, чаще всего в качестве слабого звена трансмиссии используют срезные болты и штифты, а также рессоры, имеющие или не имеющие специальное ослабленное сечение, разрушающееся при воздействии увеличенной по сравнению с эксплуатационной нагрузкой. В соответствии с Авиационными правилами двигателей воздушных судов каждый установленный на двигатель агрегат (узел присоединения агрегата или его привод) должен иметь «слабое звено» или устройство для защиты двигателя от перегрузки при отказе агрегата. Ниже на рис. 1 и рис. 2 приведены примеры применения шлицевой рессоры в качестве слабого звена в коробках приводов авиационных агрегатов.



**Рисунок 1.** Присоединение тормоза стояночного к коробке приводов



**Рисунок 2.** Присоединение маслоагрегата к коробке приводов

Для оценки разрушающего крутящего момента рессоры в настоящее время используется рекомендуемая Нормами прочности Гражданской авиации при определении разрушающего крутящего момента вала зависимость

$$M_{\text{кр разр}} = 0.47 \cdot W_k \cdot \sigma_B (1.35\psi + \kappa),$$

где  $W_k$  — момент сопротивления кручению сечения вала;

$\sigma_B$  — предел прочности материала вала;

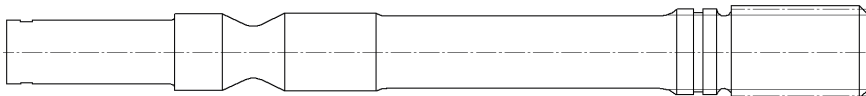
$\psi$  — коэффициент сужения поперечного сечения при разрушении;

$\kappa = 4(1-\alpha^3)/3(1-\alpha^4)$ ;  $\alpha = d/D$ ;

$d$  — внутренний диаметр вала;

$D$  — наружный диаметр вала.

Приведенная зависимость при определении разрушающего крутящего момента рессоры, используемой в качестве слабого звена, дает заниженный результат. Подтверждением этого являются результаты эксперимента по разрушению показанной на рис. 3 рессоры авиационного агрегата.



**Рисунок 3.** Общий вид рессоры авиационного агрегата

Рессора выполнена из материала, имеющего предел прочности  $\sigma_B = 1029,7$  МПа и коэффициент сужения  $\psi = 0,5$ . Разрушающий крутящий момент рессоры, рассчитанный по приведенной зависимости равен  $M_{\text{кр разр}} = 27,22$  Н\*м. Значение разрушающего крутящего момента, полученное экспериментально, равно  $M_{\text{разр экс}} = 36,0$  Н\*м. Отличие составляет более 20 %. Таким образом, рессора, геометрия которой будет определена с использованием упомянутой зависимости при заданном проектировщиком разрушающем моменте, будет разрушаться при большем значении момента и может не выполнить функцию слабого звена. Обычно предполагается, что разрушение такого слабого звена, как рессора, осуществляется под действием повышенного по сравнению с эксплуатационным крутящего момента под действием касательных напряжений в зоне с уменьшенным диаметром поперечного сечения в цилиндрической части рессоры. Однако, фактически в зоне разрушения имеет место объемное напряженное состояние, усугубленное наличием в конструкциях рядом с этой зоной шлицов и поперечных отверстий. Поэтому для поиска разрушающего крутящего момента рессоры при больших деформациях в условиях объемного напряженного состояния требуется использование различных критериев разрушения.

В их числе:

Критерий максимальных главных напряжений

$$\sigma_{1,\text{max}} = \sigma_B / (1 - \psi), \quad (2)$$

где  $\psi$  — относительное сужение образца при разрыве;

Критерий максимальных главных деформаций

$$\varepsilon_{1,\max} = \ln(1 + \delta + \sigma_B/E/(1 - \psi)), \quad (3)$$

где  $\delta$  — относительное удлинение образца при разрыве.

Деформационный критерий, выполнение которого приводит к разрушению детали

$$\varepsilon_{ipl} = \varepsilon_{limit}, \quad (4)$$

где  $\varepsilon_{limit} = \ln\{1/(1 - \psi)\} * [1 - \sigma(1 - \psi)/\sigma_B]^2$  — предельная упруго-пластическая деформация;

$\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$  — напряжение гидростатического давления;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  — главные напряжения.

Расчеты разрушающих нагрузок турбинных дисков по теории упругопластического течения с изотропным упрочнением для больших деформаций показали, что наибольшую точность до 1% дает применение деформационного критерия Новожилова [1–3] и основанная на его использовании методика ЦИАМ [4] определения разрушающих нагрузок турбинных дисков.

Ниже рассмотрено применение деформационного критерия при расчете разрушающих нагрузок слабых звеньев трансмиссий в виде рессор. Трехмерные расчеты напряженно-деформированного состояния таких слабых звеньев выполнялись с использованием МКЭ. Необходимая для оценки упругопластического напряженно-деформированного состояния кривая деформирования материала слабого звена принималась в билинейном виде, как это показано на рис. 4. Координаты последней точки на билинейной кривой деформирования материала принимают [1, 2] равными истинному пределу прочности

$$\sigma_n = \sigma_B / (1 - \psi)$$

и истинной деформации в шейке образца в момент разрушения

$$\varepsilon_{in} = \ln[1/(1 - \psi)].$$

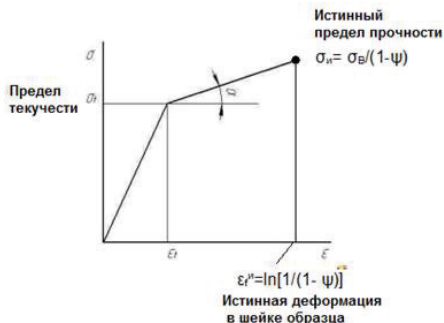


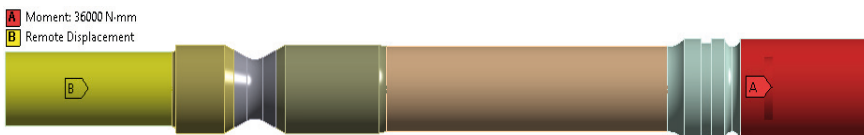
Рисунок 4. Билинейная кривая деформирования материала слабого звена

Для упомянутой выше рессоры, расчетная схема которой показана на рис. 5, определение разрушающего крутящего момента с использованием деформационного критерия производилось по следующему алгоритму:

1. Один из торцов рессоры фиксировался от поворота относительно оси вращения. Второму торцу пошагово задавалось угловое перемещение  $\phi = \Delta\phi \cdot n$ , где  $n$  — число шагов.

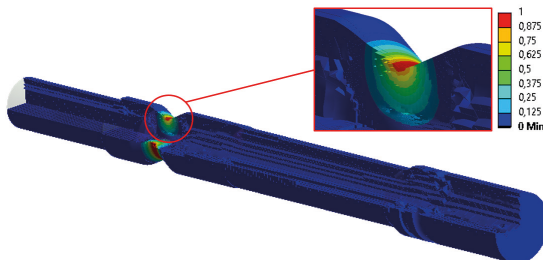
2. На каждом шаге рассчитывалось упругопластическое напряженно-деформированное состояние рессоры с заданными физическими и механическими характеристиками материала, в каждом узле конечно-элементной сетки в зоне разрушения определялась упругопластическая  $\varepsilon_{ipl}$  и предельная деформация  $\varepsilon_{limit}$ , определялось отношение этих деформаций  $i = \varepsilon_{ipl}/\varepsilon_{limit}$ , фиксировалось значение отношения  $i$  наиболее близкого к единице, а в зоне закрепления неподвижного торца определялся крутящий момент.

3. На основании полученных данных для совокупности шагов строилась зависимость зафиксированного в п. 2 отношения упругопластической и предельной деформации от крутящего момента на зафиксированном торце и определялось значение крутящего момента, соответствующего  $i = 1$ .



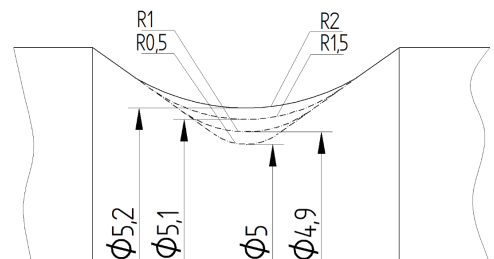
**Рисунок 5.** Расчетная схема для определения разрушающего крутящего момента рессоры

Расчетное значение разрушающего крутящего момента рессоры с использованием деформационного критерия равно  $M_{разр.лк} = 35,264 \text{ Н*м}$ . Отличие от экспериментально полученного момента разрушения составляет 2,04 %. Расчетная зона разрушения торсиона показана на рис. 6. Красным цвет на рисунке показано место начала разрушения, в котором отношение упругопластической деформации к ее предельному значению равно  $i = \varepsilon_{ipl}/\varepsilon_{limit} = 1$ .

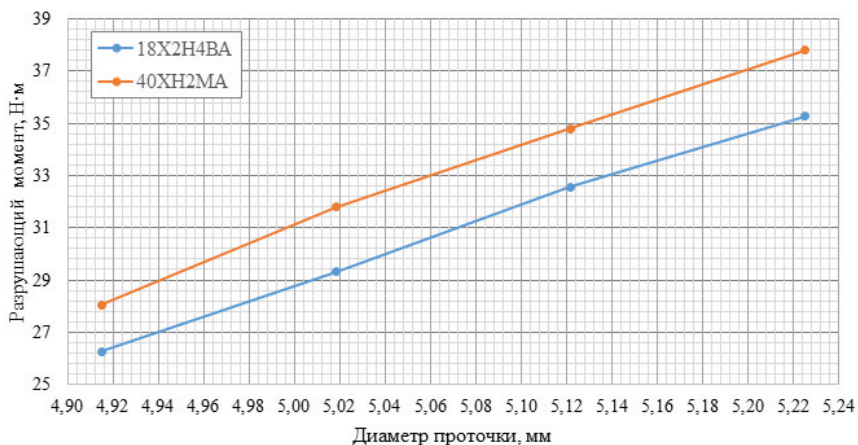


**Рисунок 6.** Расчетная зона разрушения торсиона

Наличие расчетного средства для определения разрушающих нагрузок может быть использовано для проекторвочного расчета рессоры, заключающегося в выборе геометрии рессоры при заданной разрушающей нагрузке. Данные, полученные при выполнении п.п. 1–3 алгоритма для множества внутренних диаметров кольцевой проточки в разрушаемой зоне рессоры, сформированных, как это показано на рис. 7, за счет изменения радиуса закругления в корне проточки, могут быть использованы при построении показанных на рис. 8 зависимостей разрушающего момента от диаметра кольцевой проточки в разрушаемой зоне рессоры. Каждой из зависимостей на рис. 8 соответствует материал рессоры со своим значением предела прочности. Таким образом, по приведенным графикам можно определить диаметр проточки рессоры при заданном разрушающем моменте.



**Рисунок 7.** Способ формирования диаметра кольцевой проточки в расчетной модели рессоры



**Рисунок 8.** Зависимость разрушающего момента рессоры от диаметра кольцевой проточки и прочности материала



Выполненный анализ позволяет сделать вывод о целесообразности применения деформационного критерия Новожилова для оценки разрушающего момента рессор, используемых в качестве слабых звеньев авиационных трансмиссий. Удовлетворительное совпадение определенных по критерию Новожилова и экспериментально полученных разрушающих крутящих моментов позволяет рассмотреть возможность применения представленной методики в качестве основной при выполнении проективных расчетов торсионов.

### **Литература**

1. *Новожилов В. В., Рыбакина О. Г.* Перспективы построения критерия прочности при сложном нагружении // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1966. № 5. С. 103–105.
2. *Гецов Л. Б.* Материалы и прочность деталей газовых турбин. Кн. 2. Рыбинск: Издат. дом «Газотурбинные технологии», 2010. С. 496.
3. *Грушко М. Ю., Галкин О. В., Михайлов А. Л.* Развитие критериев несущей способности дисков ротора турбины ГТД при расчете НДС на трехмерных моделях // ЦИАМ им. П. И. Баранова. Новые технологические процессы и надежность ГТД. Научно-технический сборник. Вып. 5. Прочность, Газодинамика, Сборка. М., 2003. С. 103–112.
4. Методика оценки разрушающей частоты вращения дисков турбомашин с использованием деформационного критерия. М.: ФГУП ЦИАМ, 2003. С. 17.

**И. Н. Жарков, А. В. Панин**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
Panin.a@klimov.ru

## **СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТА КОЛИЧЕСТВА ЦИКЛОВ ДО РАЗРУШЕНИЯ ПО ФОРМУЛЕ МЭНСОНА С КОЛИЧЕСТВОМ ЦИКЛОВ ДО РАЗРУШЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЁННЫХ ПО КРИВЫМ ДЕФОРМИРОВАНИЯ**

**Аннотация.** В данной работе выполнено сравнение результатов расчета балки с отверстием по определению количества циклов до разрушения по формуле Мэнсона и по экспериментальным кривым малоциклового усталости (МЦУ). Расчеты выполнены в упругопластической постановке для области пластических деформаций 0,4–1,0 %. Расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) проводились для билинейной и мультилинейной кривых деформирования в программном комплексе ANSYS. На основании результатов численного моделирования и определения количества циклов до разрушения по формуле Мэнсона, проведена оценка отклонений расчетного количества циклов разрушения от значений, полученных по кривым МЦУ при испытании образцов.

### **Введение**

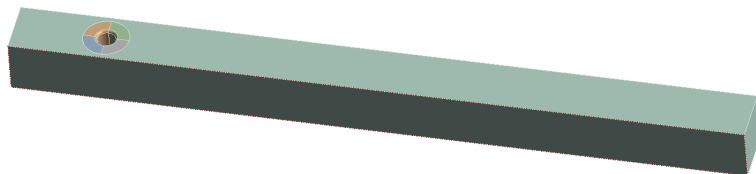
Для авиационных двигателей ряд деталей имеет назначенный ресурс, который определяется на основе данных по МЦУ. В соответствии с требованиями авиационных правил (АП), для определения количества циклов до разрушения основных деталей двигателя необходимо иметь данные по спецквалификации материалов, в которых приведены кривые МЦУ на основе испытаний образцов из деталей или заготовок. На этапе проектирования, таких данных еще не существует.

Поэтому, на этапе проектирования для оценки циклической долговечности по МЦУ применяется формула Мэнсона. Представляет интерес возможное отклонение между расчетными данными, полученными по разным типам кривых деформирования, и экспериментальными данными. В данной работе проведено сравнение между расчетным и экспериментальными значениями количества циклов до разрушения балки с концентратором в виде отверстия при изготовлении балки из материалов *ЭП741*, *ЭП718* и *ВТ25У*.

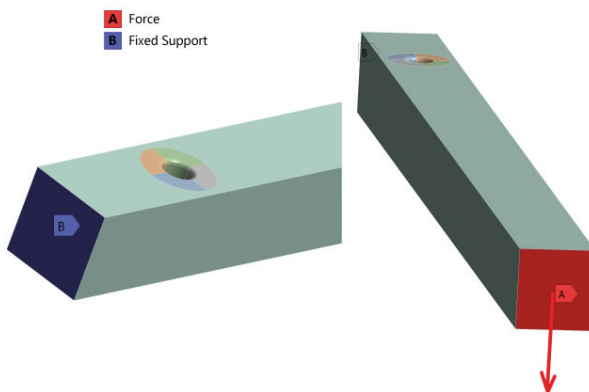
### **Расчет**

Моделирование нагружения балки проводилось в 3D постановке методом конечных элементов в Ansys Mechanical. Все расчеты выполнены в упругопластической постановке. Нагрузки подбирались таким образом, чтобы получить пластические деформации 0,4–1,0 %. На рисунке 1 показана модель исследуемой конструкции: балка с размерами 6×6×80 мм с концентратором в виде отверстия диаметром

2 мм, расположенного на 1/8 длины балки, от места жесткого закрепления. На другом конце балки прикладывалась поперечная сила (граничные условия показаны на рисунке 2).

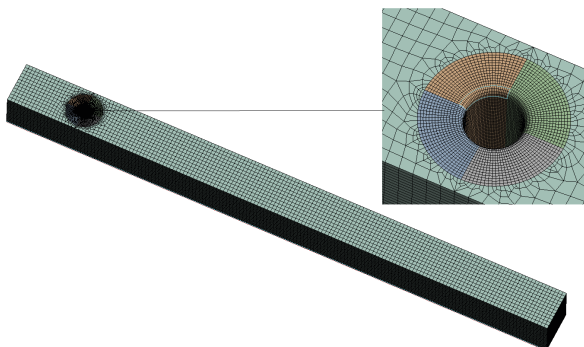


**Рисунок 1.** Модель исследуемой конструкции



**Рисунок 2.** Граничные условия балки

На рисунке 3 показана конечно-элементная модель балки. Размер сетки на отверстии 0,1 мм.



**Рисунок 3.** Конечно-элементная модель балки

Свойства для каждого из материалов заданы по экспериментальным данным. Для каждого материала проводился расчет по билинейной и мультилинейной кривым деформирования, которые показаны на рисунках 4–6.

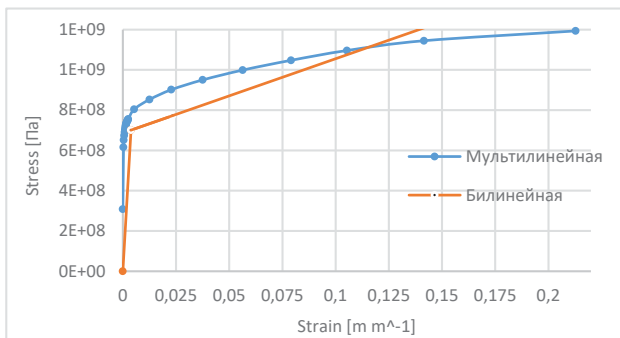


Рисунок 4. Кривые деформирования для ЭП718 для 20 °C

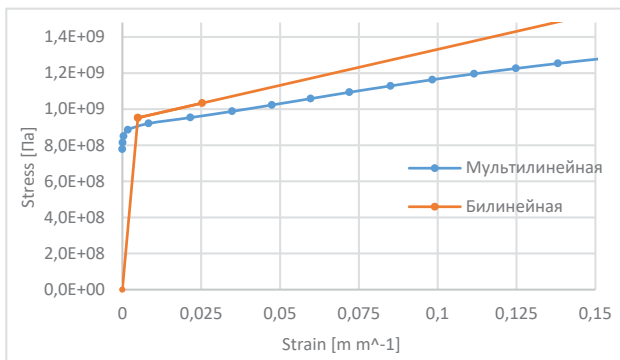


Рисунок 5. Кривые деформирования для ЭП741 для 20 °C

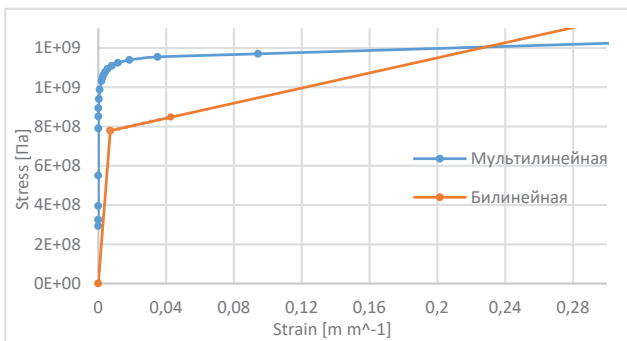


Рисунок 6. Кривые деформирования для ВТ25У для 250 °C

Для расчета МЦУ были выбраны точки локального максимума напряжений и деформаций. Расчет проводился по формуле Мэнсона [1]:

$$\Delta \varepsilon = \left[ \ln \frac{1}{1 - \Psi(t, T)} \right]^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5[\sigma_{дл}(t, T) - \sigma_m]}{E(T)} N^{-0,12}, \quad (1)$$

где  $N$  — число циклов до разрушения;  $\Delta \varepsilon$  — интенсивность размахов деформаций в опасной точке детали;  $\sigma_m$  — среднее напряжение цикла;  $E(T)$  — модуль упругости при максимальной температуре цикла в рассчитываемой точке детали;  $\sigma_{дл}(t, T)$  — предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчетного режима;  $\Psi(t, T)$  — коэффициент поперечного сужения материала, соответствующий максимальной температуре и зависящий от длительности нагружения  $t$  и максимальной температуры цикла  $T$ .

Результаты сравнения числа циклов до разрушения по формуле Мэнсона ( $N$ ) и числа циклов до разрушения по графикам МЦУ (Нисп) для каждого материала представлены в таблицах 1–3.

Таблица 1

**Результаты сравнения для материала ЭП718**

Тип кривой	Нагрузка, Н	R*	$\Delta \varepsilon$ , %	N	Нисп	Отклонение, %	Среднее отклонение, %
Мультилинейная	300	-0,39	0,8	2545	9436	73,03	55,73
	250	-0,31	0,6	8901	24060	63,00	
	200	-0,21	0,5	23000	33407	31,15	
Билинейная	300	-0,45	0,8	2211	9450	76,60	67,73
	250	-0,35	0,6	6550	22976	71,49	
	200	-0,23	0,5	15270	34014	55,11	

\*R — асимметрия цикла по деформации.

Отклонение посчитано по формуле:

$$\frac{|N - N_{исп}|}{N_{исп}} * 100 \%. \quad (2)$$

Анализ данных, представленных в таблице 1, показывает, что при использовании разных кривых деформирования при одном и том же уровне нагружения получается одинаковый расчетный размах деформаций, но разный коэффициент асимметрии (по деформациям). Этим и вызвано некоторое различие в количестве циклов до разрушения Нисп, которое определено по экспериментальным кривым МЦУ.

Для материала ЭП718 количество циклов до разрушения, полученных по формуле Мэнсона для двух типов кривых деформирования, меньше количества циклов, полученных по экспериментальным кривым МЦУ.

При расчете по мультилинейной кривой отклонение от экспериментальных данных меньше (см. таблицу 1). Необходимо отметить, что при малых размахах деформации результат расчета меньше расходится с экспериментальными данными как при расчете по мультилинейной кривой, так и по билинейной кривой.

Результаты, полученные по билинейной кривой, являются более консервативными.

Таблица 2

**Результаты сравнения для материала ЭП741**

Тип кривой	Нагрузка, Н	R	$\Delta\epsilon$ , %	N	Нисп	Отклонение	Среднее отклонение, %
Мультилинейная	450	-0,59	1,19	1460	5122	71,50	72,46
	400	-0,46	1,05	2475	9556	74,10	
	300	-0,32	0,7	11759	41686	71,79	
Билинейная	450	-0,5	1,28	1225	3479	64,79	70,12
	400	-0,44	1,08	1930	8199	76,46	
	300	-0,29	0,8	8213	26593	69,12	

Анализ данных, представленных в таблице 2, показывает, что при использовании разных кривых деформирования при одном и том же уровне нагружения расчетный размах деформаций и коэффициент асимметрии несколько отличаются. Это приводит к существенной разнице, примерно в 1,5 раза, в количестве циклов до разрушения Нисп, которое определено по экспериментальным кривым МЦУ.

Для материала ЭП741 количество циклов, полученных по формуле Мэнсона для обоих типов кривых деформирования, меньше количества циклов, полученных по экспериментальным кривым МЦУ.

По результатам расчета видно, что по билинейной кривой результат получился более консервативным (см. таблицу 2).

Таблица 3

**Результаты сравнения для материала ВТ25У**

Тип кривой	Нагрузка, Н	R	$\Delta\epsilon$ , %	N	Нисп	Отклонение	Среднее отклонение, %
Мультилинейная	275	-0,28	1,3	3051	932	227,36	231,81
	250	-0,24	1,17	5312	1718	209,20	
	225	-0,18	1,05	10375	2891	258,87	
Билинейная	275	-0,32	1,3	2775	936	196,47	206,28
	250	-0,27	1,17	4858	1702	185,43	
	225	-0,21	1,05	9660	2867	236,94	

Анализ данных, представленных в таблице 3, показывает, что при использовании разных кривых деформирования при одном и том же уровне нагружения получается одинаковый расчетный размах деформаций, но несколько разный коэффициент асимметрии (по деформациям). Этим и вызвано некоторое различие в количестве циклов до разрушения  $N_{исп}$ , которое определено по экспериментальным кривым МЦУ.

Для материала ВТ25У количество циклов до разрушения, полученных по формуле Мэнсона, для обоих типов кривых деформирования больше количества циклов до разрушения (примерно в 3 раза), полученных по экспериментальным кривым.

По результатам расчета видно, что по билинейной кривой результат получился более точным (см. таблицу 3). Результаты, полученные по билинейной кривой, ближе к экспериментальным значениям, но превышают их в 2–3 раза.

### **Заключение**

На примере нагруженной балки с отверстием проведено сравнение количества циклов до разрушения, определенных по формуле Мэнсона, с количеством циклов до разрушения, определенных по кривым МЦУ.

Анализ результатов показал, что в зависимости от материала балки расчетное значение количества циклов до разрушения может быть больше или меньше, количества циклов, определенных по кривой МЦУ. Для балки из материалов ЭП718 и ЭП741 расчетная циклическая долговечность меньше, а для балки из материала ВТ25У — больше, чем экспериментальные значения. Расхождение и в большую и в меньшую стороны составило около 67%.

Отклонение результата расчетов от экспериментальных данных зависит от выбора типа кривой деформирования.

Для материалов ЭП718 и ЭП741 по билинейной кривой деформирования получается более консервативная оценка.

Для материала ВТ25У по билинейной кривой расчетная циклическая долговечность получилась больше экспериментальной, но несколько ближе к экспериментальным данным (3%), чем по мультлинейной кривой.

На рассмотренном примере показано, что для оценки циклической долговечности деталей из материалов ЭП718 и ЭП741 предпочтительно использовать мультлинейную кривую деформирования, при которой расчетное количество циклов до разрушения получается меньше экспериментальных, но ближе к ним.

Для деталей из материала ВТ25У предпочтительно использовать билинейную кривую деформирования, но при этом расчетное значение уменьшать в 3 раза, чтобы получить оценку близкую к экспериментальным данным.

### **Литература**

1. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. 6-е изд. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.

2. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М.* Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.
3. *Романов А. Н.* Проблемы материаловедения в механике деформирования и разрушения на стадии образования трещин: Часть 9. Малоцикловая усталость конструкционных металлических материалов // Вестник научно-технического развития. 2015. № 12. С. 42–62.
4. *Вахромеев А. М.* Определение циклической долговечности материалов и конструкций транспортных средств. М.: МАДИ, 2015. 64 с.
5. *Антипов В. В., Луценко А. Н., Николаев Е. В., Ходинев И. А., Шейн Е. А.* Физико-механические испытания, прочность и надежность современных конструкционных и функциональных материалов // Материалы XIV Всероссийской конференции по испытаниям и исследованиям свойств материалов «ТестМат». ВИАМ, 2022. 540 с.
6. *Работнов Ю. Н.* Введение в механику разрушения. М.: Наука, 1987. 80 с.
7. *Власов А. В.* Основы теории напряженного и деформированного состояний. М., 2006. 83 с.



**М. К. Канакин**

ВШЭМ, Институт Энергетики,  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ),  
Санкт-Петербург  
kanakinmihail@gmail.com

## **МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА УДАРНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОПАДАНИИ ПОСТОРОННЕГО ПРЕДМЕТА**

*Аннотация.* Авиационный газотурбинный двигатель (АГТД) является наиболее подверженным попаданию посторонних предметов элементом летательного аппарата. В процессе эксплуатации двигателя попадание посторонних предметов может привести к его частичному или полному разрушению, которое может привести к авиакатастрофе. В ходе проведения исследования сравнивались два профиля лопатки вентилятора авиационного газотурбинного двигателя (нового и старого поколения), применяемых в гражданской авиации. Были выбраны профили одинаковой высоты, с одинаковой хордой в корне, но с разной геометрией по высоте с целью разработки методики анализа влияния попадания посторонних предметов в проточную часть. Был выбран материал и форма предмета, который по своим массовым и плотностным свойствам схож с птицей, с большой степенью достоверности моделирует возможные влияния на двигатель при столкновении. В представленной работе также было смоделировано столкновение постороннего предмета с профилями обоих типов. Были получены напряженно деформированные состояния лопаток при попадании предмета на разных высотах лопатки. Был сделан вывод о преимуществе использования лопатки сложного профиля исходя из результатов моделирования.

*Ключевые слова:* двухконтурный двигатель, турбореактивный двигатель, защита от попадания, посторонние предметы, попадание птиц.

### **1. Введение**

#### **1.1. Основные проблемы, связанные с ППП**

Попадание посторонних предметов (ППП) в авиационный двигатель — это большая проблема в авиационной индустрии, которая значительно повышает уровень опасности эксплуатации летательного средства. ППП может вызвать значительные повреждения воздушному судну, такие как выход из строя двигателей, а также потеря жизни людей. В настоящее время, зафиксировано множество случаев ППП по разным причинам, и эта ситуация привела к усиленному изучению авиационной безопасности по данной проблеме. Согласно исследованиям Федерального авиационного управления (FAA), ППП является наиболее распространенной причиной, вызывающей авиационные инциденты и катастрофы [1]. Посторонние предметы (ПП) находят всюду: в терминалах, грузовых стоянках, рулежных дорожках, взлетных

полосах и т. д. Они способны повредить самолет в следствии прямого контакта с фюзеляжем, стойками шасси и непосредственно двигателем. Опираясь на статистические данные, предоставленные FAA, авиационные двигатели наиболее подвержены повреждению от ППП. Доля столкновения ПП с двигателем составляет 44 %, с крыльями — 31 %, с лобовым стеклом — 13%, с носовым обтекателем — 8 %, с фюзеляжем — 4 %. Повреждение конструкции проточной части и входного устройства авиационной газотурбинной установки является актуальной проблемой в процессе проектирования двигателя с точки зрения обеспечения надежности установки.

## 1.2. Официальные стандарты безопасности

Федеральным авиационным управлением установлены следующие стандарты для производителей авиадвигателей [2]:

Силовая установка должна быть спроектирована таким образом, чтобы обеспечить возможность продолжения безопасного полета и посадки (для категории А) или безопасной посадки (для категории В) после столкновения с птицей весом около одного килограмма, когда скорость летательного аппарата (относительно птицы вдоль траектории полета летательного аппарата) равна  $V_{NE}$  или  $V_H$  (в зависимости от того, что меньше) на высотах до 2500 метров (где  $V_{NE}$  или «never exceed velocity» — это скорость, которую самолет не должен превышать из-за риска разрушения конструкции, а  $V_H$  — это максимальная скорость летательного аппарата, находящегося на режиме максимальной тяги при нормальных атмосферных условиях).

Для опор двигателей, пилонов и прилегающих несущих конструкций планера самолета необходимо учитывать предельное состояние нагружения, которое сочетает в себе полетные нагрузки величиной в  $1g$  с наиболее критическими переходными динамическими нагрузками и вибрациями, определяемыми динамическим анализом, возникающими в результате разрушения лопасти, вала, подшипника или опоры подшипника, или столкновения с птицей. Любая остаточная деформация, вызванная этими предельными нагрузками, не должна препятствовать дальнейшему безопасному полету и посадке.

## 2. Литературный обзор

Один из первых натуральных опытов в мировой авиации провел американский ученый Джон Барбер в 1975 году [3]. В своем исследовании он моделировал попадание птицы на жесткую пластину, и исходя из полученных результатов доказал, что максимальное давление пропорционально квадрату приложенной скорости. Со временем методы исследования модернизировались, и ППП стало моделироваться при помощи компьютерных моделей предметов, одним из первых это сделал Бин Райан [4]. С помощью метода конечных элементов ему удалось получить модель косоугольного удара ПП по лопатке вентилятора. В России проводятся специальные натурные испытания двигателей на «стенде-пушке», из которой производится выстрел птицей. В зависимости от размеров двигателей выбирают размеры птицы, чем больше двигатель, тем

больше должна быть масса птицы, которую двигатель должен выдержать [5]. Согласно нормам, испытания с крупной птицей считаются успешными, если разрушения двигателя локализованы [6].

Из проведенного анализа отечественной литературы, находящейся в открытом доступе, был сделан вывод о том, что информация об этих исследованиях и методиках оценки ППП на авиационный двигатель методом конечных элементов отсутствует.

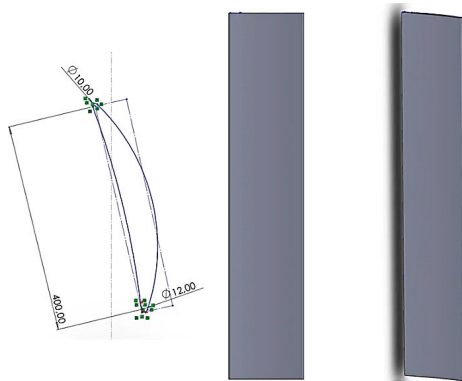
### 3. Исследование столкновения лопаток различных профилей с предметом

Объектом исследования является лопатка вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя гражданской авиации.

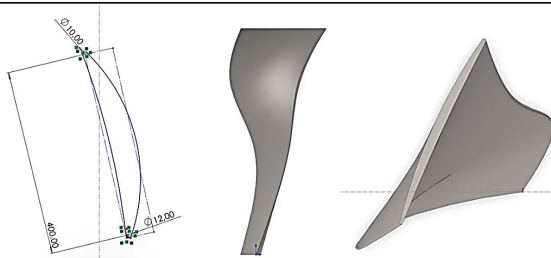
Цель исследования - сравнение геометрических профилей лопаток вентилятора авиационного газотурбинного двигателя нового поколения и старого по ударной прочности при столкновении на разной высоте лопатки: в периферийной части, средней и корневой. Обоснование эффективности современных профилей вентиляторных лопаток.

#### 3.1. Методика исследования

Метод основывается на общепринятых в мировой авиации моделях ПП, которые должны выдерживать лопатка. В исследовании используются два профиля лопаток. Для чистоты эксперимента взяты лопатки вентилятора авиационного двигателя гражданской авиации одинаковой высоты, с одинаковой хордой в корне, но с разным профилем по высоте. Лопатка старого поколения имеет прямой профиль, он представлен на рис. 1 за основу была взята модель лопатки вентилятора двигателя от самолета Boeing 737-200, а нового поколения имеет сложный профиль, за основу была взята модель лопатки вентилятора двигателя от самолета Boeing 737-8 max, представлено на рис. 2.



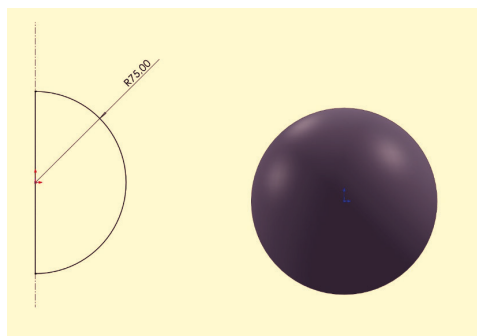
**Рисунок 1.** Профиль лопатки старого поколения, используемой на двигателе от Boeing 737–200



**Рисунок 2.** Профиль лопатки нового поколения, используемой на двигателе от Boeing 737–8 max

### 3.2. Постановка граничных условий

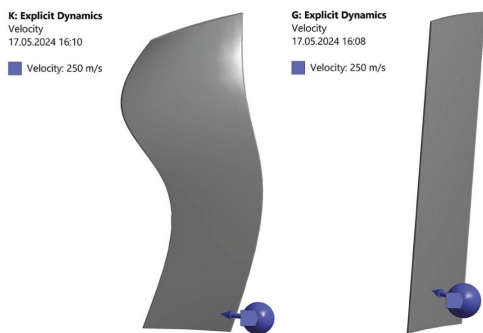
В качестве модели ПП была выбрана сфера радиусом 75 мм (является общепринятым размером [7]), чертеж модели представлен на рис. 3. Материал сферы — резина, т. к. она моделирует массовые и плотностные характеристики достаточно близкие к реальному объекту (птице). Масса полученной модели равна 1,76 кг. Моделируется три варианта столкновения лопаток и сферы, на трех разных высотах: в корневой части, средней и периферийной.



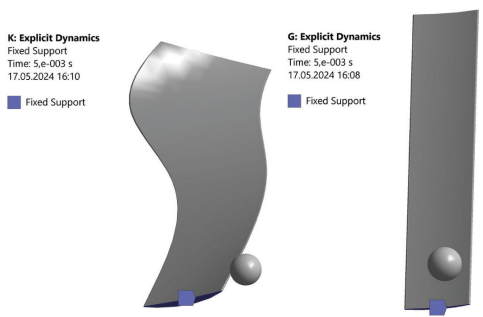
**Рисунок 3.** Модель ПП, используемая в проводимом исследовании и ее массово-объемные характеристики

Скорость столкновения сферы со статичной лопаткой равняется 250 м/с. Такая величина выбрана из векторной суммы средней скорости полета птицы и скорости V2 — безопасной скорости при взлете. Расчетные модели представлены на рис. 4.

В качестве материала лопаток из библиотеки материалов для обоих профилей выбран титановый сплав и способ закрепления в корневом сечении (рис. 5).



**Рисунок 4.** Расчетные модели столкновения для двух профилей лопаток



**Рисунок 5.** Закрепление лопаток различного профиля в корне

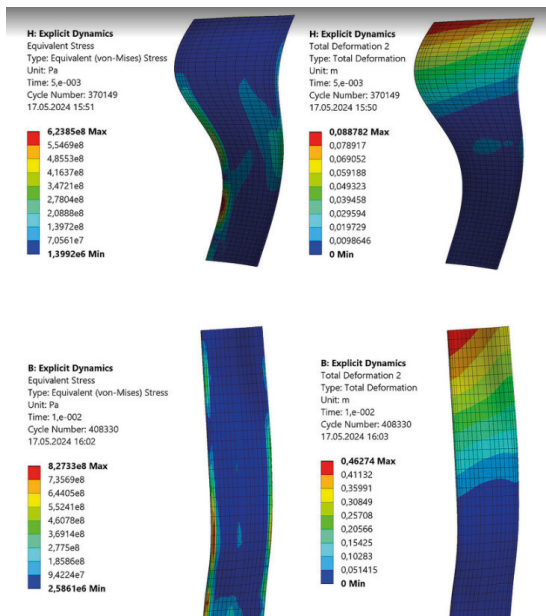
### 3.3. Результаты исследования

При столкновении резиновой сферы и статичной лопатки в периферийной части, сфера разлетается, создавая концентратор напряжения в момент столкновения, что соответствует реальному процессу столкновения ПП с лопаткой.

В лопатке сложного профиля наибольшее значение напряжения доходит до 623 МПа, а в лопатке прямого профиля наибольшее значение напряжения равно 827 МПа.

Перемещения в осевом направлении после столкновения лопатки сложного сечения и сферы составляют 89 мм, а в лопатке прямого профиля - перемещения составляют 463 мм, что практически в 5,3 раза больше, чем у сложного профиля (рис. 6).

При столкновении резиновой сферы и статичной лопатки в средней части, сфера разлетается, создавая концентратор напряжения в момент столкновения, что соответствует реальному процессу столкновения ПП с лопаткой.



**Рисунок 6.** Эпюры напряжения и деформации в лопатках различного профиля после столкновения со сферой в периферийной части

В лопатке сложного профиля наибольшее значение напряжения доходит до 859 МПа, а в лопатке прямого профиля наибольшее значение напряжения равно 915 МПа.

Перемещения в осевом направлении после столкновения лопатки сложного сечения и сферы составляют 40 мм, а в лопатке прямого профиля - перемещения составляют 165 мм, что практически в 3,5 раза больше, чем у сложного профиля (рис. 7).

При столкновении резиновой сферы и статичной лопатки в корневой части, сфера разлетается, создавая концентратор напряжения в момент столкновения, что соответствует реальному процессу столкновения ПП с лопаткой.

В лопатке сложного профиля наибольшее значение напряжения доходит до 646 МПа, а в лопатке прямого профиля наибольшее значение напряжения равно 911 МПа.

Перемещения в осевом направлении после столкновения лопатки сложного сечения и сферы составляют 10 мм, а в лопатке прямого профиля - перемещения составляют 105 мм, что практически в 3,5 раза больше, чем у сложного профиля (рис. 8).

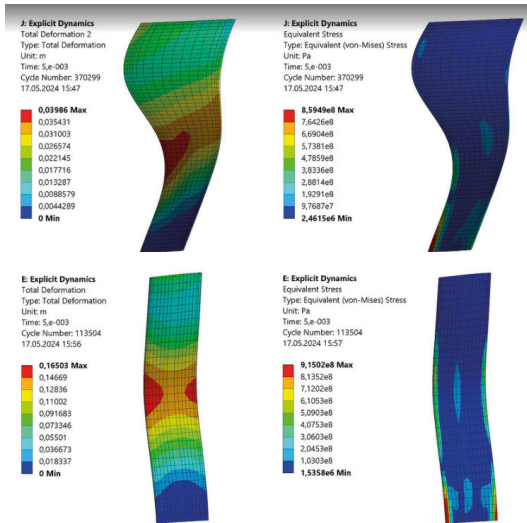


Рисунок 7. Эпюры напряжения и деформации в лопатках различного профиля после столкновения со сферой в средней части

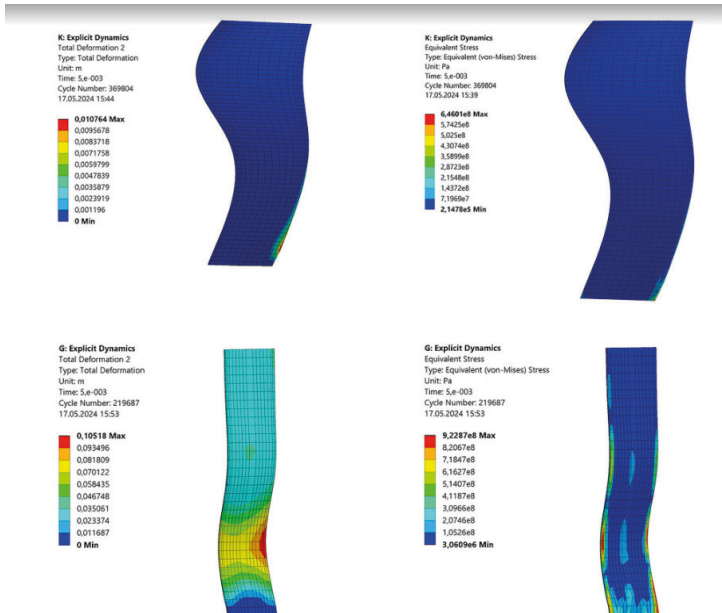


Рисунок 8. Эпюры напряжения и деформации в лопатках различного профиля после столкновения со сферой в корневой части

#### 4. Заключение

Проведенное исследование дает возможность создать методику моделирования попадания ПП в лопатку вентилятора турбореактивного двухконтурного двигателя. На его основе можно изменять граничные условия рассматривать различные профили лопаток и различные посторонние предметы разной формы и материала, а также выбирать различные места столкновения ПП и лопатки. А также было доказано, что использование лопаток нового типа значительно эффективнее и безопаснее на современных лайнерах гражданской авиации при столкновении по высоте лопатки.

#### Литература

1. (Kraus D C and Watson J 2001 Guidelines for the Prevention and Elimination of Foreign Object Damage/Debris (FOD) in the Aviation Maintenance Environment through Improved Human Performance (Federal Aviation Administration).
2. Официальный сайт Федерального управления гражданской авиации США. URL: <https://www.faa.gov/> (дата обращения 13.04.2024).
3. *Barber J. P., Taylor H. R., Wilbeck J. S.* Characterization of Bird Impacts on a Rigid Plate: Part 1; National Technical Information Service, U.S. Department of Commerce: Alexandria, VA, USA, 1975.
4. *Bin Rayhan S.* Finite element analysis of oblique bird strike on leading edge of aircraft wing // AIP Conf. Proc. 2018, 1980, 030009.
5. Нормы летной годности двигателей воздушных судов НЛГ 33 Издание 1 2022.
6. Официальный сайт РОСТЕХ. URL: <https://rostec.ru/news/led-ptitsy-i-pepel-kak-ispytyvayut-dvigateli-dlya-samoletov/> (дата обращения: 13.04.2024).
7. Bird-Strike Analysis on Hybrid Composite Fan Blade: Blade-Level Validation by Gruhalakshmi Yella, Prakash Jadhav 1,\* and Chhaya Lande 2.



*Л. А. Курпьянов, А. В. Панин*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
LKurprianov@klimov.ru, panin.a@klimov.ru

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПЫТАНИЯ НА ПТИЦЕСТОЙКОСТЬ ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВЕРТОЛЁТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* В данной работе приведены два примера расчета птицестойкости входной защитной сетки вертолетного газотурбинного двигателя при попадании в нее птицы малых размеров. В первом примере приведены результаты сравнительного расчета птицестойкости защитной сетки при различных траекториях соударения птицы и сетки вертолетного газотурбинного двигателя. Второй пример - сравнительный расчет птицестойкости входной защитной сетки в различных конструктивных исполнениях, с целью определения наилучшего варианта конструкции. Расчеты выполнялись в программном комплексе Ansys Workbench при помощи модуля LS-Dyna, который позволяет моделировать быстропротекающие процессы. Расчеты напряженно-деформируемого состояния (НДС) сетки входного устройства вертолетного газотурбинного двигателя проводились в упругопластической постановке, с заданием упругопластических свойств материала птицы и материала защитной сетки.

### **Введение**

В соответствии с требованиями авиационных правил АП-33 п. 33.76 [1], двигатели должны быть испытаны на птицестойкость (попадание птицы в переднюю часть двигателя). Результаты испытаний должны показывать, что последствия удара в переднюю часть двигателя не оказывают отрицательного влияния на двигатель (перечислены в АП п.п. 33.76(с).(6)) [1].

На этапе проектирования защитной сетки входного устройства, возникает потребность в проверке ее прочности при попадании птицы, однако проведение подобных испытаний зачастую связано с большой трудоемкостью.

Помимо этого, для входной сетки сложного конструктивного исполнения, при выполнении натурных испытаний на птицестойкость, необходимо определиться с наилучшей (с точки зрения прочности сетки) траекторией попадания птицы.

Для выполнения данных задач целесообразно провести расчетную оценку прочности сетки входного устройства. Сравнительная расчетная оценка прочности входной сетки выполнена в программном комплексе Ansys Workbench при помощи модуля LS-Dyna [2–4].

В данной работе приведены два примера расчета птицестойкости. В первом примере рассмотрены возможные траектории попадания птицы в защитную сетку входного устройства двигателя, а затем выбрана наилучшая из них. Во втором примере расчета проведена сравнительная оценка двух вариантов конструкции входной сетки и выбрана наилучшая.

## Первый пример расчета

Масса забрасываемой птицы принята равной 85 г. Скорость заброса птицы при испытаниях принята равной 80 км/ч. Защитная сетка выполнена из нержавеющей стали 12Х18Н10Т с характерными размерами ячейки 5×5 мм и характерным размером сетки 0,7 мм.

Были выполнены четыре варианта расчета для оценки соударения в четырех возможных зонах попадания птицы в сетку входного устройства. Траектории попадания птицы в сетку показаны стрелками 1–4 (рис. 1).

При оценке птицестойкости сетки, для тела птицы принята упругопластическая модель материала (которая задавалась в модуль LS-Dyna как билинейная кривая). Свойства, использованные в расчете, приняты согласно данным [5] и представлены в таблице 1. Расчетная модель птицы принята в виде сферы радиусом 27,75 мм (с учетом плотности и массы птицы).

Таблица 1

Свойства, принятые для расчетной модели птицы

$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	E, ГПа	$\mu$	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$E_T$ , МПа	$\epsilon_i$
950	1,8	0,458	0,99	1,2	0,57

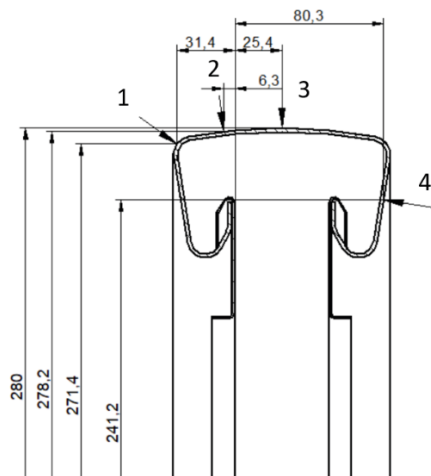
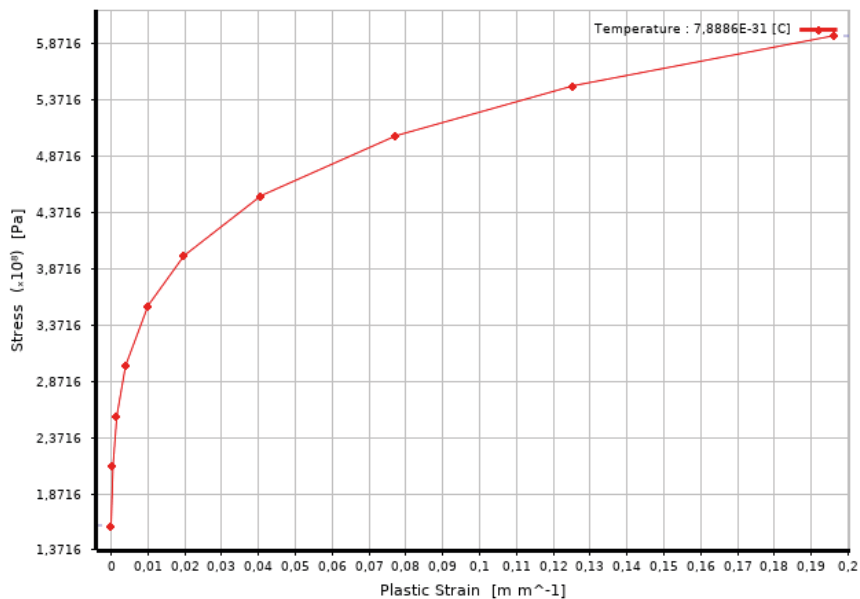


Рисунок 1. Рассматриваемые зоны попадания

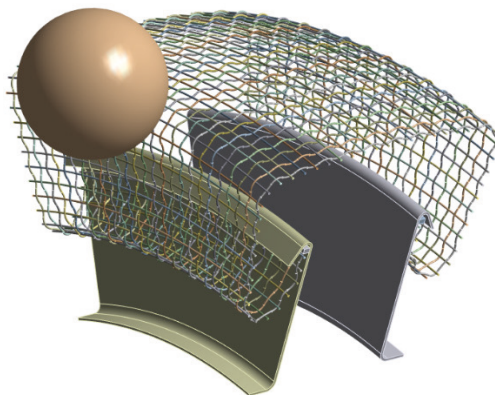
Упругопластические свойства материала входной сетки задавались при помощи мультлинейной кривой деформирования данной стали при 20 °С (рис. 2).

По причине отсутствия данных по разрушению материала сетки при быстро протекающих процессах, в качестве критерия разрушения принимались максимальные эквивалентные пластические деформации равные 0,19 (19 %).



**Рисунок 2.** Кривая деформирования для стали 12X18H10T

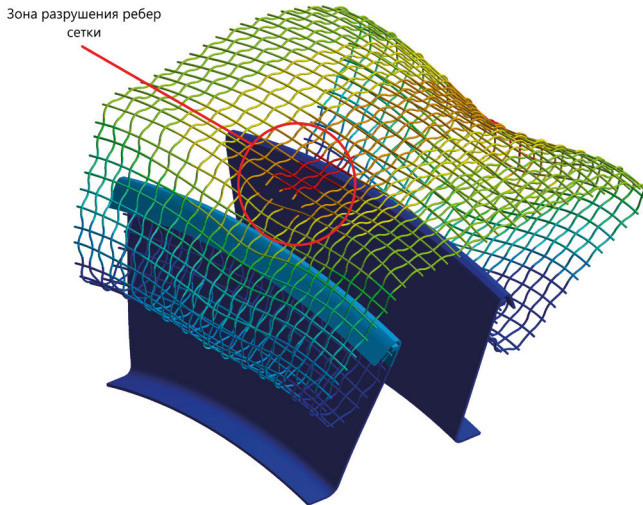
Расчет проводился на трехмерной модели сектора (рис. 3). По боковым граням расчетной модели наложено условие нулевых окружных перемещений. Закрепление модели принято, как жесткая заделка по месту соединения сетки со входным устройством. Расстояние между моделью птицы (сферой) и сеткой принято равным 0,3 мм, что соответствует моменту перед соударением двух тел.



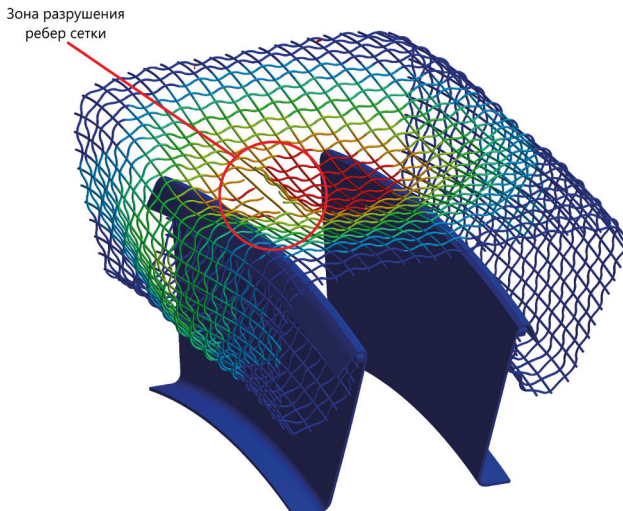
**Рисунок 3.** Трехмерная модели сетки и птицы

Расчетное время (0,02 с) выбрано таким образом, чтобы полностью отразить процесс удара сферы о сетку, а также последующее «отскакивание» сферы от сетки.

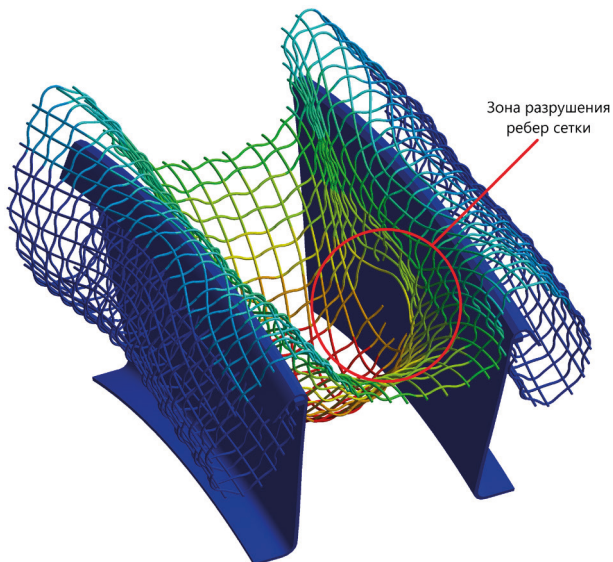
На рисунках 4–7 показано распределение полных перемещений сетки входного устройства после удара птицы и ее отскока.



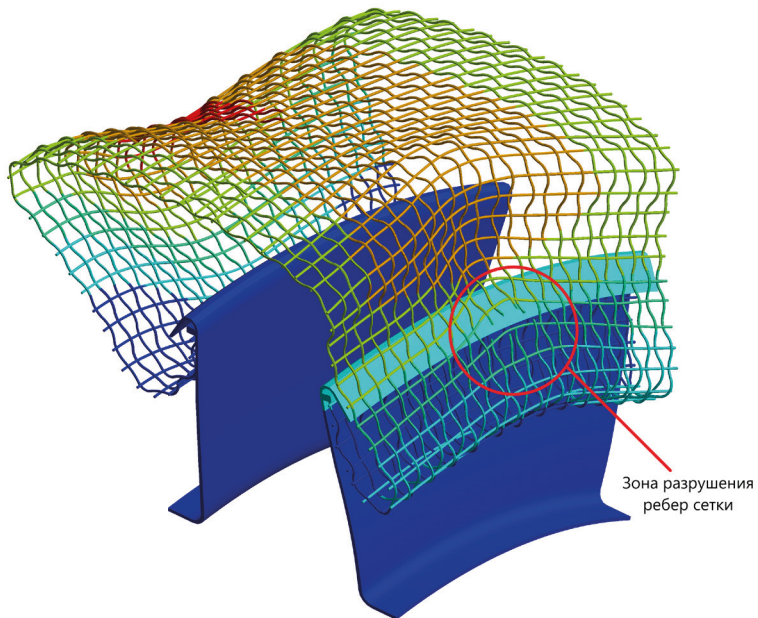
**Рисунок 4.** Последствия удара птицы о защитную сетку по 1-ой траектории



**Рисунок 5.** Последствия удара птицы о защитную сетку по 2-ой траектории



**Рисунок 6.** Последствия удара птицы о защитную сетку по 3-ей траектории



**Рисунок 7.** Последствия удара птицы о защитную сетку по 4-ой траектории

По результатам выполненных расчетов видно, что в случае удара птицы по третьей траектории возникают наибольшие деформации, а также наибольшее локальное разрушение ребер защитной сетки входного устройства.

Целесообразно проводить испытания на птицестойкость защитной сетки малогабаритного вертолетного газотурбинного двигателя с забросом птицы по третьей траектории.

### Второй пример расчета

Для второго расчета масса забрасываемой птицы принята равной 85 г, скорость заброса птицы при испытаниях принята равной 108 км/ч. Защитная сетка выполнена из материала 12X18Н10Т с характерными ячейками 5×5 мм и диаметром проволоки, равным 0,7 мм. Материал сетки, а также свойства, принятые для расчетной модели птицы, аналогичны тем, что указаны для первого расчета.

Оценка НДС сетки проводилась для двух вариантов изготовления защитной сетки при прямом попадании птицы в защитную сетку двигателя. Траектория попадания птицы показана на рисунке 8.

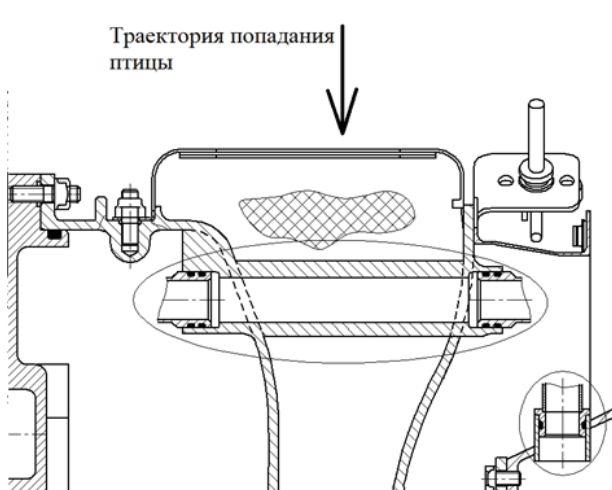
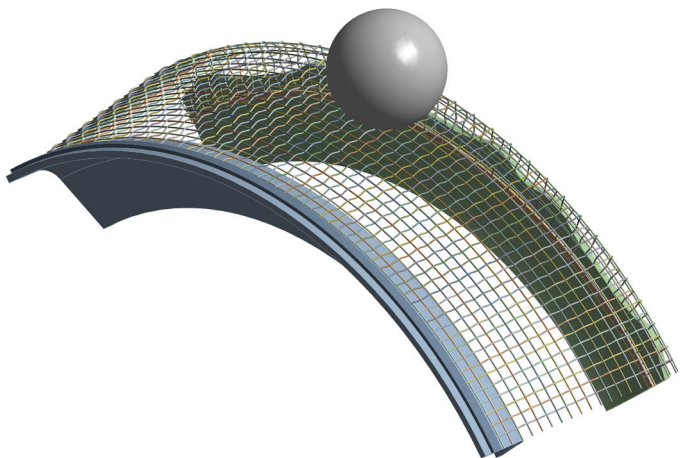


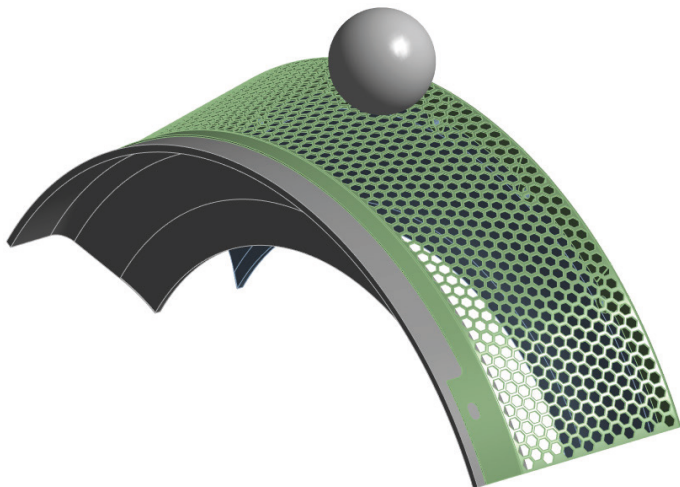
Рисунок 8. Траектория попадания птицы в сетку

Расчетная модель птицы принята в виде сферы радиусом 27,75 мм (с учетом плотности и массы птицы). Расчет проводился на трехмерных моделях сектора, одна модель с плетеной защитной сеткой, вторая со штампованной защитной сеткой (рис. 9–10), условия закрепления модели аналогичны условиям, заданным в первом расчете.

Расстояние между сферой и сеткой принято равным 0,3 мм, расчетное время протекающего процесса принято 0,02 с.



**Рисунок 9.** Трехмерная модель сектора с плетеной сеткой



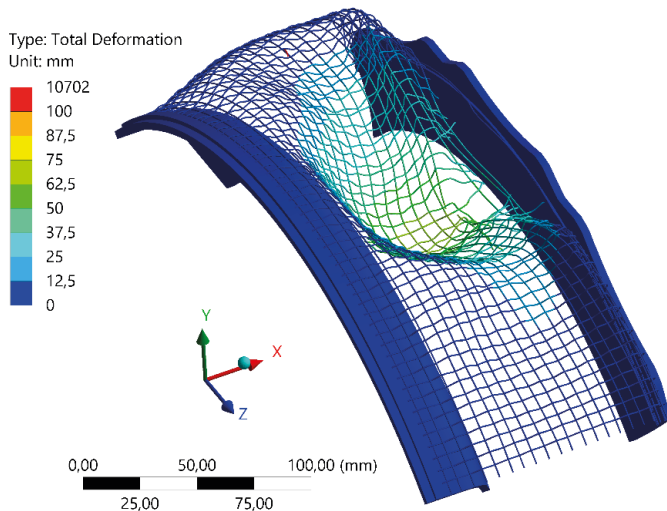
**Рисунок 10.** Трехмерная модель сектора с штампованной сеткой

На рисунке 11 показано деформированное состояние плетеной защитной сетки после соударения и дальнейшего «отскока» сферы.

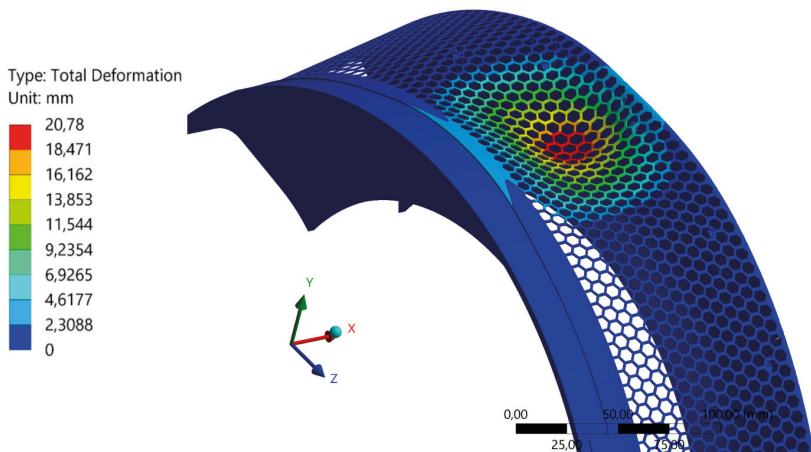
На рисунке 12 показано деформированное состояние штампованной защитной сетки после соударения и дальнейшего «отскока» сферы.

При соударении сферы с плетеной сеткой, в момент удара возникает локальное разрушение ребер сетки. После соударения происходит «отскок» сферы от сетки, дальнейшего разрушения сетки не происходит.





**Рисунок 11.** Деформированное состояние плетеной защитной сетки



**Рисунок 12.** Деформированное состояние штампованной защитной сетки

После соударения сферы со штампованной защитной сеткой, разрушения сетки не происходит.

По результатам расчета видно, что конструкция плетеной сетки не выдерживает прямое попадание сферы, в отличие от штампованной. В дальнейшей эксплуатации рекомендуется использовать штампованную защитную сетку.



## Заключение

На примере двух различных расчетов птицестойкости была проведена сравнительная оценка прочности конструкции защитной сетки входного устройства.

Анализ расчета первого примера показал, что наиболее опасным вариантом соударения птицы с защитной сеткой входного устройства происходит по третьей траектории, так как при соударении по данной траектории возникают наибольшие пластические деформации и локальное разрушение защитной сетки. Дальнейшие натурные испытания на птицестойкость обоснованно проводить с забросом птицы по данной траектории.

Во втором расчетном примере была выполнена сравнительная оценка двух вариантов конструкции защитной сетки. Результаты расчета показали, что в отличие от плетеной сетки, при столкновении птицы со штампованной защитной сеткой возникают только пластические деформации сетки, разрушения защитной сетки не происходит. Данный вариант конструкции является более предпочтительным с точки зрения прочности.

## Литература

1. Авиационные правила, часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов, 2012 г.
2. LS-DYNA User's Guide. ANSYS, Inc.
3. LS-DYNA Database Binary Output Files. Livermore Software Technology Corp.
4. *Goyal V. K., Huertas C. A., Vasko T. J.* Bird-Strike Modeling Based on the Lagrangian Formulation Using LS-DYNA // American Transactions on Engineering & Applied Sciences, 2013.
5. *Шорр Б. Ф., Серебряков Н. Н., Мельникова Г. В., Сиверский А. С., Никифоров В. С., Редькин Д. А.* Экспериментально-расчетное исследование процесса разрушения птицы при различных скоростях соударения с упругой преградой. 30.11.2019 г.

**Э. А. Никольская, А. А. Себелев, Д. В. Усов**

Передовая инженерная школа «Цифровой инжиниринг»,  
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург  
nikolskaya.e@compmechlab.ru

## **ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРОВ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Аннотация.* Целью данной работы является разработка виртуального испытательного стенда (ВИС) для определения напряженно-деформированного состояния и вибросостояния роторов малоразмерных газотурбинных двигателей (ГТД) на базе цифровой платформы CML-Bench<sup>®</sup>. Разработаны подходы к декомпозиции модели ротора, определены основные параметры, влияющие на вибросостояние ротора. Ценность данной работы заключается в разработке модульного ВИС для испытания роторов малоразмерных ГТД с различной геометрией, представляющего собой совокупность методик моделирования и параметризованных компьютерных моделей, интегрированных на базе единой цифровой платформы CML-Bench<sup>®</sup>.

### **Введение**

Виртуальные испытательные стенды и виртуальные испытательные полигоны (ВИП) в соответствии с ГОСТ Р 57700.37 [1] являются неотъемлемой составляющей технологии цифрового двойника и служат средством многофакторного анализа разрабатываемого изделия с целью удовлетворения требованиям соответствующих стандартов и прохождения сертификационных испытаний с первого раза. Наибольшая ценность данного подхода достигается в случае возможности быстрой адаптации ВИС и ВИП, прошедших процедуры верификации и валидации, для принципиально новых изделий. Для удовлетворения данного требования архитектура ВИС / ВИП должна обладать свойством модульности. В этой связи задачей настоящей работы является определение подхода к построению модульной архитектуры ВИС на примере задачи по определению напряженно-деформированного состояния (НДС) и вибросостояния ротора малоразмерного ГТД.

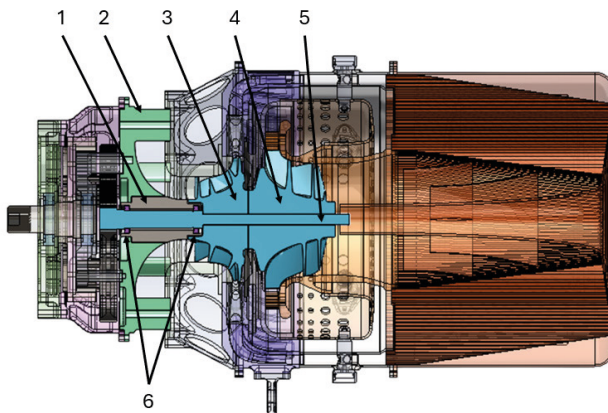
При высоких частотах вращения гибких роторов критические скорости попадают в рабочий диапазон двигателя, что сказывается на его надежности. На первое место выходят вопросы виброненадежности, связанные с определением жесткости и демпфирования опор, прогнозированием устойчивости прецессионного вращения ротора. Достоверная оценка уровня вибраций играет определяющую роль в процессе проектирования и оптимизации конструкции, включающем выбор соответствующих материалов, подшипников и системы смазки. Целевыми значениями в данном случае

являются предельные значения перемещений и виброскорости в опорах подшипников, установленные в нормативной документации [2, 3].

### Декомпозиция объекта исследования

Объектом исследования является ротор малоразмерного газотурбинного двигателя СМЛ180/240 (рис. 1). К основным факторам, влияющим на вибростояние и НДС двигателя, относятся:

- геометрические размеры подшипниковых опор и ротора;
- массово-инерционные характеристики ротора;
- свойства материалов;
- температурное состояние ротора;
- демпфирующие характеристики системы;
- частота вращения ротора;
- параметры жесткости и демпфирования подшипников;
- дисбалансная нагрузка.



**Рисунок 1.** CAD модель двигателя:

- 1 — картер; 2 — опора подшипников; 3 — колесо компрессора;  
4 — колесо турбины; 5 — вал; 6 — подшипники

Реальная физическая система состоит из множества компонентов, каждый из которых имеет нелинейное поведение и сложным способом взаимодействует с другими компонентами в составе системы. Поэтому важным этапом при построении компьютерных моделей является разделение комплексной системы на несколько подмоделей. Декомпозиция позволяет более эффективно валидировать и анализировать каждый элемент модели. При этом важно сохранить согласованность между разными уровнями моделей, чтобы обеспечить корректное моделирование всей системы в целом [4].

Использование иерархической структуры и декомпозиции в процессе работы с компьютерными моделями позволяет улучшить их качество, повысить точность результатов. Кроме того, такой подход способствует более эффективному управлению компьютерными моделями, особенно при работе с большими и сложными системами.

В данной работе при определении НДС и вибросостояния ротора малоразмерного ГТД можно выделить следующие этапы:

- 1) определение жесткости подшипниковых опор;
- 2) определение НДС ротора;
- 3) модальный анализ для определения критических частот вращения ротора;
- 4) гармонический анализ с целью определения уровня вибраций.

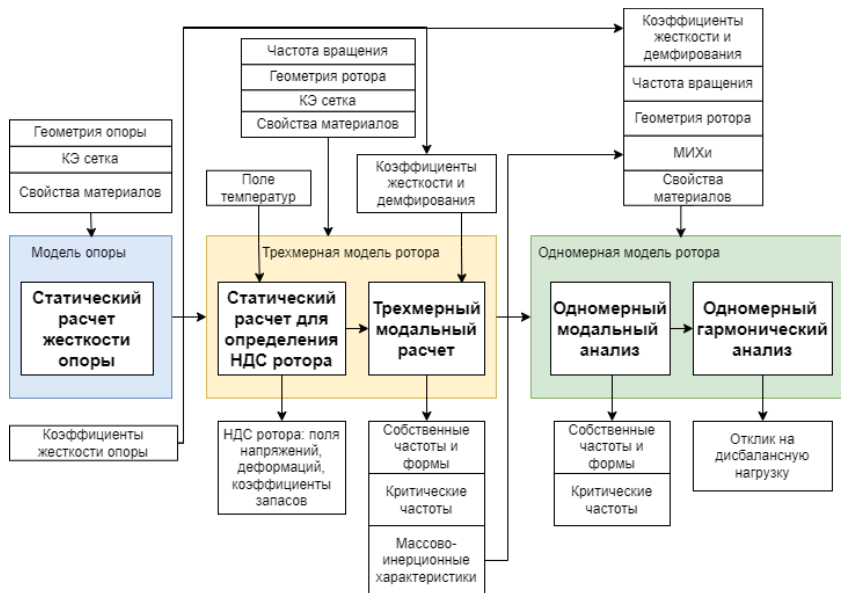


Рисунок 2. Расчетная схема передачи данных

Схема передачи данных для данной задачи приведена на рис. 2. На начальных этапах проектирования ГТД конструкция подвергается изменениям. В этом случае при создании ВИС необходимо разработать гибко изменяемую систему, которую можно было бы легко перестраивать в рамках определенных параметров. Для каждой модели предусмотрена возможность изменять параметры системы, такие как: геометрические размеры, характеристики конечно-элементной сетки, упругие свойства материалов, нагрузки. Также в рамках единого ВИС, реализованного на цифровой платформе CML-Bench®, отработана автоматическая передача данных между разными элементами внутри системы и обработка результатов. Геометрические

и конечно-элементные модели ротора и подшипниковой опоры параметризованы. Для проведения гармонического анализа разработана упрощенная одномерная модель ротора, состоящая из балочных конечных элементов. Рабочие колеса компрессора и турбины моделируются как точечные массы, для которых заданы массово-инерционные характеристики, полученные из трехмерной модели ротора.

### **Определение напряженно-деформированного состояния и вибросостояния ротора**

Проведен статический расчет жесткости опоры, результаты которого затем используется в качестве граничного условия при проведении модального и гармонического анализа. В месте расположения подшипников задается единичная сила в радиальном направлении, жесткость опоры определяется как соотношении силы к перемещениям в точке приложения силы. Полученные суммарные значения жесткости опор и подшипников составляют 98011 и 63780 Н/мм.

При определении вибросостояния и НДС важную роль играют характеристики подшипников. В ряде работ [5, 6, 7] исследовалось значение коэффициентов демпфирования подшипников в зависимости от частоты вращения, типа смазки, температур подшипников, значения преднатяга и других факторов. Для радиальных шарикоподшипников, а также для радиально-упорных шарикоподшипников установлено, что сухие подшипники без смазки обладают низкими коэффициентами демпфирования. Эквивалентные коэффициенты вязкого демпфирования находятся в диапазоне от 330 Нс/м до 550 Нс/м [5]. Даже незначительное количество масла внутри контактов качения резко увеличивает демпфирование подшипника. Например, коэффициенты вязкого демпфирования для невращающегося подшипника находятся в диапазоне от 1800 Нс/м до 2100 Нс/м [6, 7]. С увеличением частоты вращения ротора падает значение коэффициентов демпфирования. При частоте вращения более 1000 об/мин значения коэффициентов сходятся к нижним значениям демпфирования подшипника, не содержащего смазку. На основании проведенного анализа приняты коэффициенты демпфирования в подшипниках 500 Нс/мм.

Оценка НДС ротора проводилась с учетом теплового состояния ротора и частоты вращения. Статический расчет проводится, в том числе, для учета преднапряжения и влияния теплового состояния ротора на критические частоты вращения, так как при высоких температурах нельзя игнорировать влияние температуры на собственные частоты. Повышение температуры приводит к снижению модуля Юнга материала ротора и создает температурные напряжения, что может вызвать снижение собственных частот колебаний ротора.

Модальный анализ, то есть определение собственных частот и форм колебаний, а также критических частот проводился в нескольких постановках: в полной трехмерной с учетом и без учета теплового состояния, а также в одномерной постановке — в программном комплексе Ansys и Dynamics R4, предназначенном для решения задач роторной динамики. Диаграмма Кэмпбелла для трехмерной постановки

с учетом теплового состояния приведена на рис. 3, сравнение результатов разных постановок — в таблице 1.

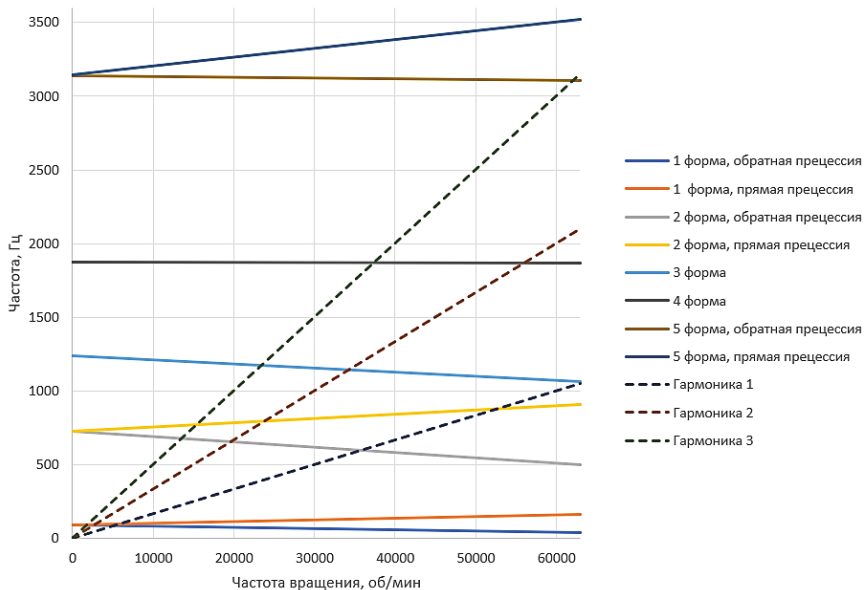


Рисунок 3. Диаграмма Кэмпбелла

Таблица 1

Сравнение критических частот вращения в различных постановках

№ критической частоты	Значение критической частоты колебаний, 1/мин			
	Ansys			Dynamics R4
	Одномерная модель	Трехмерная модель		
		С учетом теплового состояния	Без учета теплового состояния	
1	5501,8	5289	5299	5520,9
2	6229,7	5950	5955	6308,1
3	38042	35957	36291	35253,1
4	76164	52628	62561	76164

Необходимо отметить, что неучет преднапряженного состояния ротора приводит к существенной погрешности при определении критических частот вращения. Максимальное отличие при этом может достигать 22 %. Учет теплового состояния

ротора при проведении модального анализа позволил выявить четвертую критическую частоту, обусловленную прямой прецессией ротора, совпадающую с номинальным режимом (52500 об/мин) работы двигателя, что является недопустимым для обеспечения надежной работы двигателя.

Одномерный модальный расчет не позволяет оценить собственные частоты, вызванные колебаниями рабочих колес, а также учитывать тепловое и преднапряженное состояние ротора. Вследствие этого наблюдается погрешность до 3 % для первых трех собственных частот и более значительная разница для более высоких форм колебаний. Критические частоты, полученные в результате расчета в одномерной постановке в Ansys и Dynamics R4, совпадают с незначительной погрешностью, разница в первых трех критических частотах составляет менее 4 %.

В случае, если известно об удовлетворительной резонансной отстройке ротора, возможно использование обоих программных комплексов. Однако, если полученные в Dynamics критические частоты попадают в диапазон  $\pm 30$  % от номинальной частоты вращения ротора, рекомендуется использовать трехмерную постановку в Ansys, так как одномерные модели не позволяют в полной мере учитывать тепловое состояние ротора и оценивать собственные частоты, обусловленные колебаниями рабочих лопаток.

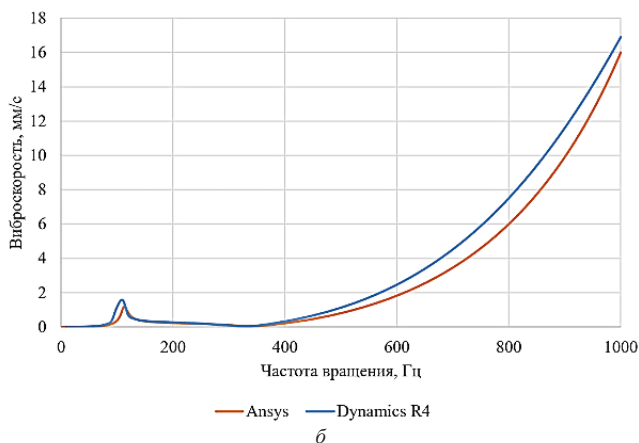
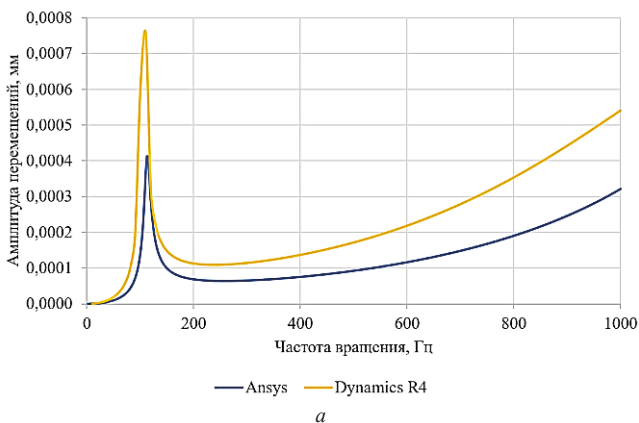
### Гармонический анализ

Гармонический анализ позволяет определить амплитуды перемещений и виброскорости при наличии дисбаланса ротора. Так как гармонический анализ требует значительных вычислительных ресурсов, то он проводится только в одномерной постановке. Расчет выполнен в двух программных комплексах, Ansys и Dynamics R4, с учетом жесткости подшипниковых опор, параметров демпфирования подшипников и конструкции, а также дисбалансной нагрузки. Полученные графики перемещений и виброскорости, а также их максимальные значения приведены на рис. 4 и в таблице 2.

Т а б л и ц а 2

Сравнение виброотклика для Ansys и Dynamics R4

Результат	Номер опоры	Ansys	Dynamics R4	Допустимые значения [2]
Перемещения на резонансной частоте 114 Гц, мм	1	$0,412 \cdot 10^{-3}$	$0,753 \cdot 10^{-3}$	$37,8 \cdot 10^{-3}$
	2	$1,658 \cdot 10^{-3}$	$2,263 \cdot 10^{-3}$	$37,8 \cdot 10^{-3}$
Перемещения на частоте 60000 об/мин, мм	1	$0,32 \cdot 10^{-3}$	$0,54 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$
	2	$2,54 \cdot 10^{-3}$	$2,69 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$
Виброскорость на резонансной частоте 114 Гц, мм	1	0,294	0,522	27
	2	1,178	1,567	27
Виброскорость на частоте 60000 об/мин, мм	1	2,019	3,39	17
	2	15,995	16,89	17



**Рисунок 4.** Виброотклик в плоскости передней подшипниковой опоры:  
*a* — перемещения, *б* — виброскорость

Результаты, полученные в разных программных комплексах, хорошо совпадают, полученные максимальные значения перемещений и виброскорости на резонансной частоте и на частоте вращения 1000 Гц одного порядка, разница составляет от 5 до 45 %, графики показывают схожее поведение.

На резонансной частоте 114 Гц наблюдается резкое увеличение амплитуды колебаний, при этом значения перемещения и виброскорости одного порядка при разных постановках.

Проведение гармонического анализа позволяет предсказать поведение ротора при прохождении критической частоты, оценить уровень вибрации и эффективность демпфирования.



## Заключение

Разработанный ВИС для определения НДС и вибросостояния ротора малоразмерного газотурбинного двигателя, представляющий собой совокупность методик моделирования, интегрированных в единую цифровую платформу CML-Bench®, может быть использован в качестве шаблона для проведения стандартизированных виртуальных испытаний ротора с целью определения соответствия конструктивным требованиям. Модульная структура разрабатываемой модели, а также ее параметризация позволяют быстро изменять характеристики системы, автоматизировать передачу данных между компьютерными моделями в единой системе. В дальнейшем данную систему можно расширять и дополнять другими блоками, такими как анализом переходных процессов, определения теплового состояния, НДС других узлов ГТД.

## Литература

1. ГОСТ Р 57700.37-2021 «Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения».
2. ГОСТ 10816-1-97 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования».
3. *Ножицкий Ю. А., Дульнев Р. А., Куевда В. К.* Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.
4. *Сальников А. В., Французов М. С., Виноградов К. А., Пятунин К. Р., Никулин А. С.* Верификация и валидация компьютерных моделей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 9. С. 100–115.
5. *Zeillinger R.* Damping in a Rolling Bearing Arrangement // SKF Evolution. URL: <https://evolution.skf.com/damping-in-a-rolling-bearing-arrangement/> (дата публикации: 10.02.2021).
6. *Wensing J. A.* On the dynamics of ball bearings // Enschede: University of Twente, 1998. 182 с. ISBN 90-36512298.
7. *Dietl P.* Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings Theory and Experiment. Thesis of Doktors der technischen Wissenschaften. Wien, 1997. 170 p.

**В. Г. Павлов, А. Е. Штырлов, В. А. Зотов**

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева, Самара  
Nomkov34@yandex.ru

## **АДАПТАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ СПЛАВОВ Д16 И Л63**

*Аннотация.* В представленной статье демонстрируется работа по постановке натурального и численного экспериментов, посвященных процессу фрезерования сплавов Д16 и Л63. Результатами натуральных экспериментов стали зависимости, связывающие параметры шероховатости с параметрами режима фрезерования применительно для сплавов Д16 и Л63. Данные зависимости могут быть использованы при оптимизации технологических процессов, когда требуется назначить такие режимы обработки, которые обеспечат заданную конструктором шероховатость поверхности. Кроме этого, данные зависимости были использованы авторами для модернизации формул по определению эффективного коэффициента концентрации напряжений, что имеет практическую пользу на этапах конструкторско-технологической подготовки производства. Результатом численного эксперимента стали зависимости, позволяющие определять максимальные эквивалентные напряжения, возникающие по режущему участку фрез в процессе обработки исследуемых в данной работе сплавов. Комплексное применение результатов настоящего исследования способно оказать положительный эффект на производстве как при достижении максимального качества продукции, так и при обеспечении экономического развития предприятия, подбирая щадящие обрабатывающий инструмент режимы обработки.

В настоящее время на производственных предприятиях значительное внимание уделяется качеству поверхностного слоя изделий. Главной причиной которому служит величина той меры оказываемого влияния со стороны параметров качества на ресурс и прочность изделий. Сложность современных узлов и агрегатов объясняет существование подавляющей доли деталей, испытывающих переменное нагружение [1–2].

Как известно, эксплуатационный ресурс деталей оказывается ниже в условиях переменного нагружения в сравнении со статическим. Причиной этому служат постепенно нарастающее число микроскопических пластических деформаций и трещин в поверхностном слое изделий [3]. Исходя из этого, объяснимо, что с увеличением шероховатости поверхности процесс образования деформаций и трещин в поверхностном слое при переменном нагружении интенсифицируются. Таким образом, возникает потребность в разработке таких методик, которые позволяют подбирать наиболее выгодные режимы обработки, при которых будет достигаться максимальный ресурс изделий при соблюдении всех требований к параметрам качества поверхност-

ного слоя, при этом учитывая технологические возможности инструмента в плане его стойкости и долговечности [4–7].

В данной работе представлен результат проведенного испытания, посвященного исследованию влияния режимов механической обработки при фрезеровании сплавов Д16 и Л63 на шероховатость поверхности изделия. Кроме того, предложен набор зависимостей, которые в комплексе могут быть уместны на конструкторско-технологических этапах производства [1–2, 4–8].

Рассмотрим часто используемую формулу при анализе напряженно-деформируемого состояния деталей, а именно зависимость для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений:

$$K = \frac{\frac{K_{\sigma(\tau)} + K_F - 1}{\varepsilon_{\sigma(\tau)}}}{K_V}, \quad (1)$$

где  $K_{\sigma(\tau)}$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений при нормальных (касательных) напряжениях,  $K_F$  — коэффициент влияния шероховатости поверхности,  $K_V$  — коэффициент влияния упрочнения поверхностного слоя,  $\varepsilon_{\sigma(\tau)}$  — коэффициент влияния абсолютных размеров при нормальных (касательных) напряжениях.

При этом для определения коэффициента влияния шероховатости поверхности часто используется следующая эмпирическая зависимость [9]:

$$K_F = 1 / \left[ 1 - 0,22 \cdot \log R_z \cdot \left( \log \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \right], \quad (2)$$

где  $R_z$  — высота неровностей по 10 точкам, мкм;  $\sigma_B$  — предел прочности материала, МПа.

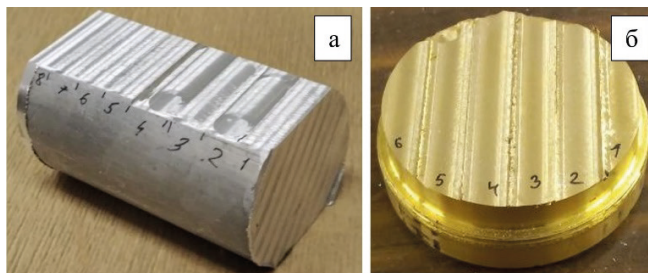
Представленная математическая зависимость позволяет определять коэффициент влияния шероховатости исходя из значений параметра шероховатости  $R_z$  и предела прочности материала  $\sigma_B$ . В данных параметрах состоит ее потенциал к модифицированию, за счет замены параметра шероховатости  $R_z$  на параметры режима фрезерования. Данная мера позволяет связывать зависимости (1) и (2) с режимами фрезерования, назначаемыми на этапах разработки технологического процесса производства, что является практически полезным на любом этапе конструктивно-технологической подготовки производства.

Для реализации этой цели был произведен натурный полный факторный эксперимент, который позволяет получать степенные зависимости следующего вида:

$$R_z = C S_z^m \sigma_B^n B^p,$$

где  $C$  — постоянный коэффициент;  $m$ ,  $n$  и  $p$  — показатели степеней;  $S_z$  — подача на зуб при фрезеровании, мм/зуб;  $\vartheta$  — скорость резания, м/мин;  $B$  — ширина фрезерования, мм.

Для обработки результатов эксперимента использовался метод планирования многофакторного эксперимента. С видом выбранных для эксперимента заготовок из сплавов Д16 и Л63 возможно ознакомиться из рис. 1.



**Рисунок 1.** Общий вид обработанных в ходе эксперимента заготовок, выполненных из сплавов Д16 (а) и Л63 (б)

Обработку было принято решение производить в тисках на фрезерном станке OPTIMUM BF20 Vario с модулем числового программного управления. Управление происходило с помощью блока управления Reiner CNC57 и программного пакета PUMOTIX. В качестве варьируемых в процессе эксперимента величин параметров режима фрезерования были выбраны: скорость резания  $\vartheta$ , глубина фрезерования  $t$ , и подача на зуб  $S_z$ .

Таким образом из составленной матрицы полного факторного эксперимента было получено 9 различных комбинаций режимов фрезерования. С учетом двух исследуемых материалов общее число исследуемых режимов составило 18, а с диапазоном режимов фрезерования можно ознакомиться из табл. 1.

Таблица 1

### Диапазон параметров режимов фрезерования

Материал	Д-16			Л-63		
	Ширина фрезерования $B$ , мм	Скорость резания $\vartheta$ , м/мин	Подача на зуб $S_z$ , мм/зуб	Ширина фрезерования $B$ , мм	Скорость резания $\vartheta$ , м/мин	Подача на зуб $S_z$ , мм/зуб
max	2	94,25	0,05	1	113,14	0,01
min	1	31,42	0,02	0,3	22,62	0,007
Инструмент	Фреза концевая, диаметр $d = 10$ мм			Фреза концевая, диаметр $d = 12$ мм,		

Для проведения эксперимента были выбраны две фрезы, выполненные из быстрорежущей, стали, с износостойким покрытием из нитрида титана. Фреза, которая использовалась при обработке сплава Д16 имеет 4 зуба, передний угол  $\gamma = 10^\circ$ , задний угол  $\alpha = 14^\circ$ , угол наклона зубьев  $\omega = 30^\circ$ . Другая фреза, использованная при обработке сплава Л63 имеет 5 зубьев, передний угол  $\gamma = 12^\circ$ , задний угол  $\alpha = 15^\circ$ , угол наклона зубьев  $\omega = 30^\circ$ .

С целью достижения равномерного припуска и четкого соблюдения заданных величин параметров режима фрезерования перед сериями экспериментальных проходов, на черновом режиме подготавливалась технологическая база. После каждой серии экспериментальных проходов заготовка вынималась из тисков и устанавливалась на профилометр БВ-7669, где проводились соответствующие замеры параметров шероховатости. Для каждой поверхности, сформированной в результате прохода на исследуемом режиме, было выполнено по 3 замера таких величин, как среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ , высота микронеровностей по 10 точкам  $R_z$  и средний шаг неровностей  $S_m$ . Результаты измерений записаны в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

**Величины параметров шероховатости,  
полученные в результате проведения эксперимента**

Материал	Д-16			Л-63		
	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	$S_m$ , мкм	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	$S_m$ , мкм
1	5,08	31,3	234	2,62	18,3	130
2	5,02	26,2	274	1,58	18,1	67,1
3	2,98	17,4	148	1,72	14,6	102
4	3,4	21,7	163	2,09	21,4	122
5	5,17	36,3	280	2,6	16,5	125
6	4,45	29,3	225	1,66	12,2	80,77
7	6,44	37,6	386	2,36	16,9	86,3
8	4,42	27,4	198	1,98	18	100
9	3,17	19,1	214	2,21	16,4	96,7

В результате обработки данных экспериментов методом планирования многофакторного эксперимента были получены степенные зависимости, представленные в табл. 3.

**Степенные зависимости для определения параметров шероховатости,  
полученные в результате проведения натурального эксперимента**

Д16	Л63
$R_z = 23,678 \frac{9^{0,184} S_z^{0,133}}{B^{0,456}}$	$R_z = 14,889 \frac{B^{0,109}}{9^{0,083} S_z^{0,0551}}$
$R_a = 3,689 \frac{9^{0,162} S_z^{0,111}}{B^{0,335}}$	$R_a = 28,678 \frac{9^{0,0096} S_z^{0,584}}{B^{0,063}}$
$S_m = 218,842 \frac{9^{0,172} S_z^{0,178}}{B^{0,41}}$	$S_m = 1056,042 \frac{B^{0,046} S_z^{0,482}}{9^{0,0308}}$

Таким образом, зависимость для определения эффективного коэффициента концентрации напряжений возможно представить в виде:

$$K_F^{Д16} = 1 / [1 - 0,22 \cdot \log(23,678 \frac{9^{0,184} S_z^{0,133}}{B^{0,456}}) \cdot (\log \frac{\sigma_B}{20} - 1)],$$

$$K_F^{Л63} = 1 / [1 - 0,22 \cdot \log(14,889 \frac{B^{0,109}}{9^{0,083} S_z^{0,0551}}) \cdot (\log \frac{\sigma_B}{20} - 1)],$$

где зависимость  $K_F^{Д16}$  применима для сплава Д16, а  $K_F^{Л63}$  для латуни Л63.

### **Вывод**

Таким образом в результате проведения экспериментов и обработки полученных в их результате данных были получены эмпирические зависимости ряда параметров, отображающих качество поверхностного слоя и его влияния на долговечность детали, а именно: среднее арифметическое отклонение профиля, высота микронеровностей по 10 точкам, средний шаг неровностей и коэффициент для расчета коэффициента запаса по выносливости материала, учитывающий шероховатость поверхности.

### **Литература**

1. *Акимов В. М.* Основы надежности газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 207 с.
2. *Братухин А. Г., Язов Г. К., Карасёв Б. Е., Елисеев Ю. С., Крымов В. В., Нежурин И. П.* Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1997. 416 с.

3. Куркин С. А. Модели развития разрушения от дефектов типа несплошностей при циклическом нагружении, основанные на методах механики разрушения // Контроль. Диагностика. 1998. № 2. С. 17–20.
4. Сулима А. М., Шулов В. А., Ягодкин Ю. Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
5. Alajmi M. S., Almeshal A. M. Prediction and Optimization of Surface Roughness in A Turning Process Using the ANFIS-QPSO Method // Materials. 2020. Vol. 13, no. 13. P. 1.
6. Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Ч. 2 // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 57–65.
7. Evdokimov D. V., Skuratov D. L., Bukatyj A. S. Development of a Finite Element Models and Method for Determining Residual Stresses in the Workpiece after the End Milling Operation // International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). 2022. P. 1–7.
8. Евдокимов Д. В., Скуратов Д. Л., Букатый А. С. Расчетное прогнозирование технологических остаточных деформаций лопаток ГТД на этапе конечного фрезерования // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2022. Т. 24, № 1. С. 11–19.
9. ГОСТ 25.504 — 82. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. М.: Стандартиформ. 1983. 55 с.

*В. А. Судаков, Д. С. Самсонов, В. Л. Зильберберг*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

Sudakovva@klimov.ru

## **АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ПО ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ПО ОБОБЩЕННОЙ КРИВОЙ ЛАРСОНА—МИЛЛЕРА**

**Аннотация.** В статье представлена методика определения повреждаемости по длительной прочности. Используя методику в программном комплексе ANSYS разработан и верифицирован ANSYS ACT (Ansys Application Customization Toolkit) модуль для автоматизации расчета повреждаемости по длительной прочности по обобщенной кривой Ларсона-Миллера. Модуль представляет собой кнопку в ANSYS Mechanical, позволяющую без сложных дополнительных действий быстро получать оценку долговечности по длительной прочности, используя параметр Ларсона-Миллера, а также отображать распределение долговечности по длительной прочности, параметра ЛМ и повреждаемости.

### **Введение**

В соответствии с Нормами прочности авиационных ГТД ГА [1] расчет на прочность включает расчет на длительную прочность. В отраслевом стандарте [2] указывается, что долговечность до разрушения, соответствующая напряжению и температуре, определяется по обобщенным эмпирическим зависимостям длительной прочности. Определение долговечности до разрушения осуществляется по обобщенной кривой, построенной по параметру Ларсона-Миллерам (ЛМ).

Целью данной работы является автоматизация расчета повреждаемости по длительной прочности по обобщенной кривой ЛМ при составлении эквивалентно-циклических программ испытаний в соответствии с требованиями [3]. В качестве программного комплекса выбран широко распространенный в решении задач расчета прочности ANSYS. Расчет осуществляется в программе ANSYS Mechanical 2020R2. Автоматизация позволит использовать модуль достаточно легко без сложных дополнительных настроек.

### **Основная часть**

Методика определения повреждаемости по длительной прочности  
Используется следующая формула [2, 4]:

$$\lg \sigma = a_1 + a_2 P + a_3 P^2 + a_4 P^3, \quad (1)$$

где  $P$  — параметр ЛМ;

$a_1, a_2, a_3, a_4$  — постоянные коэффициенты уравнения;

$\sigma$  — эквивалентные напряжения  $\left(\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}\right)$ .



Долговечность по длительной прочности  $t_p$  находится через параметр ЛМ по формуле:

$$P = T(\lg t_p + a_5) \rightarrow t_p = 10^{\left(\frac{P}{T} - a_5\right)}, \quad (2)$$

где  $t_p$  — время до разрушения (ч);

$T$  — температура (К);

$a_5$  — постоянный коэффициент, значение которого составляет 20.

В случае линейного или квадратного уравнений решение тривиально. Корни кубического уравнения находятся по формуле Кардано с использованием тригонометрии. Любое кубическое уравнение общего вида при помощи замены переменной  $x = y - \frac{b}{3a}$  приводится к каноническому виду кубического уравнения:

$$ax^3 + bx^2 + cx + d = 0 \rightarrow y^3 + py + q = 0, \quad a \neq 0, \quad (3)$$

где

$$p = \frac{3ac - b^2}{3a^2}; \quad q = \frac{2b^3 - 9abc + 27a^2d}{27a^3}, \quad (4)$$

Решения уравнения находятся по следующей формуле, выбирая из  $\alpha$  и  $\beta$  те значения, при которых  $\alpha \cdot \beta = -\frac{p}{3}$ :

$$y = \alpha + \beta - \frac{b}{3a}, \quad (5)$$

где

$$\alpha = \left( A; A \cdot \left( -\frac{1 - \sqrt{3}i}{2} \right); A \cdot \left( -\frac{1 + \sqrt{3}i}{2} \right) \right), \quad (6)$$

$$\beta = \left( B; B \cdot \left( -\frac{1 - \sqrt{3}i}{2} \right); B \cdot \left( -\frac{1 + \sqrt{3}i}{2} \right) \right), \quad (7)$$

где

$$A = \left( -\frac{q}{2} + \sqrt{Q} \right)^{1/3}; \quad B = \left( -\frac{q}{2} - \sqrt{Q} \right)^{1/3}, \quad (8)$$

где

$$Q = \left( \frac{p}{3} \right)^3 + \left( \frac{q}{2} \right)^2, \quad (9)$$

При  $Q \geq 0$  находится решение по формуле Кардано.

При  $Q < 0$  используется тригонометрическое решение:

$$y_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}; \quad y_{2,3} = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left( \frac{\alpha}{3} \pm \frac{\pi}{3} \right), \quad (10)$$

где

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}}, \quad (11)$$

Величина повреждаемости по длительной прочности находится по формуле:

$$\Pi = \frac{1}{t_p}, \quad (12)$$

## АСТ модуль

Для автоматизации расчета повреждаемости по длительной прочности по обобщенной кривой ЛМ разработан ANSYS ACT (Ansys Application Customization Toolkit) модуль на основе вышеописанной методики. Модуль один раз импортируется в ANSYS Workbench, после чего его можно многократно использовать одним нажатием кнопки в ANSYS Mechanical.

Расчет с использованием модуля проводится в упругой постановке. Перед использованием модуля необходимо подготовить файл (рис. 1), в котором указывается рассматриваемый шаг в программе ANSYS, коэффициенты из уравнения (1), ограничения для параметра ЛМ и шаг для интерполяции диапазона значений параметра ЛМ.

```
1 Введите на следующей строчке рассматриваемый шаг
2 1.0
3 Введите через пробел коэффициенты уравнения  $\lg(\sigma) = a1+a2*P+a3*P^2+a4*P^3$ . Если коэффициент 0, необходимо написать 0.
4 a1 a2 a3 a4
5 -8.0993 1.1531e-3 -4.1259e-8 4.3559e-13
6 Введите через пробел на следующей строчке диапазон значений P
7 21e3 32e3
8 Шаг значений для интерполяции диапазона значений P
9 500
```

Рисунок 1. Файл input для настройки работы модуля

Для работы модуля необходимо нажать на соответствующую АСТ кнопку (рис. 2) в ANSYS Mechanical, после чего начнется расчет.

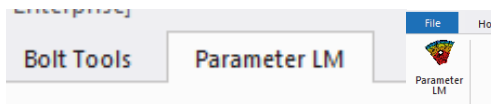


Рисунок 2. Кнопка для запуска модуля

В результате работы программы выводится распределение параметра ЛМ (рис. 3), долговечности по длительной прочности (рис. 4) и повреждаемости (рис. 5). Программа позволяет ограничивать параметр ЛМ. На рис. 1 параметр ЛМ от 20000 до 33000.

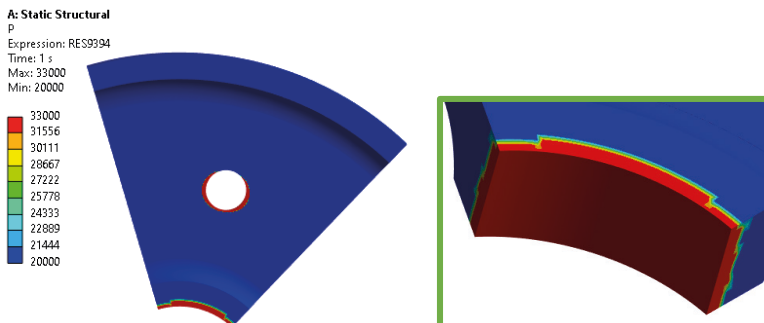
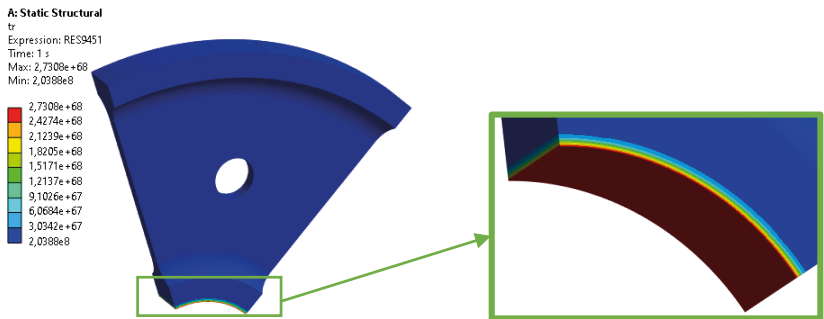
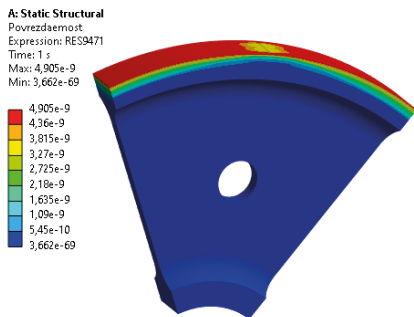


Рисунок 3. Параметр ЛМ



**Рисунок 4.** Долговечность по длительной прочности

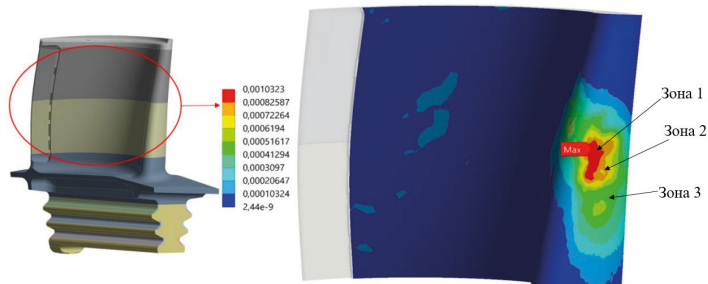


**Рисунок 5.** Повреждаемость

### Верификация

Верификация выполнялась методом сверки полученных значений параметра ЛМ и долговечности по длительной прочности с аналитическими расчетами в различных зонах.

Кривая Ларсона—Миллера, как правило, описывается кубическим или квадратным уравнениями. Верификация проводилась для обоих типов кривых.



**Рисунок 6.** Распределение повреждаемости пера лопатки, 1/час

На рис. 6 представлено распределение повреждаемости на пере лопатки, полученное с использованием модуля. В таблице 1 представлено сравнение значений повреждаемости в различных зонах, полученных с использованием модуля и по аналитическим расчетам.

Т а б л и ц а 1

**Сравнение повреждаемости**

Номер зоны	Повреждаемость с использованием модуля, 1/час	Повреждаемость по аналитическим расчетам, 1/час
1	0,0010323	0,0010323
2	0,000796	0,000796
3	0,0004597	0,0004597

Для представленной лопатки разница между расчетами составила 0%, так как при аналитических методах расчета используются такие же подходы для решения уравнений.

Для верификации использовались различные виды кривых Ларсона-Миллера для материалов ЖС-32ВИ и ЖС-26ВИ. Разница в расчетах также составила 0%.

**Заключение**

Разработанный и прошедший верификацию АСТ модуль позволяет достаточно быстро получать оценку долговечности по длительной прочности в программе ANSYS Mechanical, используя параметр Ларсона-Миллера, а также отображать распределение долговечности по длительной прочности, параметра ЛМ и повреждаемости.

Модуль легок в использовании для любого пользователя, так как не предполагает дополнительных сложных настроек и написания программного кода.

**Литература**

1. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации / под ред. Ю. А. Ножницкого. 6-е изд. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.
2. ОСТ 1 02568–85. Средства контроля наработки авиационных двигателей. Общие требования. Отраслевой стандарт. 1985. 9 с.
3. Положение «Об установлении и увеличении ресурсов и сроков службы газотурбинных двигателей военной авиации, их агрегатов и комплектующих изделий». М.: ЦИАМ, 2005. 80 с.

**С. Ф. Уваев, С. П. Юрин**

Государственный научно-исследовательский институт гражданской авиации,  
Москва

## **КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕМЕЙСТВА АИ-24 С УВЕЛИЧЕННЫМИ РЕСУРСНЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ**

**Аннотация.** Рассмотрены особенности процесса поддержания летной годности турбовинтовых двигателей (ТВД) АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП) (далее — АИ-24), обусловленные последовательным введением в действие актуализированных версий ресурсных Бюллетеней № АИ-24-ГД001-БЭ-Г, № АИ-24-ГД002-БЭ-Г и № 1Б3.24.4.9-24/159. Оценено изменение показателей надежности и безотказности ТВД АИ-24, достигнутых в 2018-2023 годах. Показано улучшение показателей надежности и безотказности, достигнутое благодаря совершенствованию методики оценки технического состояния ТВД АИ-24, являющейся основой упомянутых выше Бюллетеней. Показано влияние трендов изменений параметров работы ТВД АИ-24 на возможность упреждающего выявления приближения к отказным состояниям. Отражена важнейшая роль постоянного мониторинга трендов изменений параметров работы ТВД АИ-24 с увеличенными межремонтными ресурсами и сроками службы в обеспечении надлежащего уровня показателей надежности и безотказности. Предложен метод комплексного анализа параметров работы надежности ТВД с использованием теории подобия. Проиллюстрирована необходимость создания базы данных, содержащей изменения приведенных к САУ параметров работы ТВД АИ-24, эксплуатируемых в авиакомпаниях Российской Федерации.

### **Введение**

Турбовинтовые двигатели (ТВД) семейства АИ-24, серийный выпуск которых осуществлялся с 1961 по 1988 годы, до сих пор являются важнейшим элементом конструкции самолетов Ан-24, Ан-26 и Ан-30, выполняющих значительную часть как региональных грузовых и пассажирских авиаперевозок, так и аэрофотосъемочных работ на территории Российской Федерации. Научно-техническое сопровождение эксплуатации ТВД АИ-24 2 серии, АИ-24Т (ВТ, ВТП) в течение длительного времени осуществлялось в тесной кооперации с Разработчиком двигателя, которым является Запорожское машиностроительное конструкторское бюро (ЗМКБ) «Прогресс». За время сотрудничества ФГУП ГосНИИ ГА, как совместно с ЗМКБ «Прогресс» (ныне — ГП «Ивченко-Прогресс»), так и самостоятельно, выполнил большой объем научно-исследовательских, летно-испытательных и прикладных исследований, охватывающий полный спектр летной и технической эксплуатации как самолетов Ан-24, Ан-26 и Ан-30, так и ТВД АИ-24 всех модификаций. В результате ФГУП ГосНИИ ГА накопил необходимый опыт и подготовил квалифицированных специалистов, способных решать задачи любой сложности в области исследования проблем летной и технической эксплуатации данных воздушных судов и их компонентов.

В связи с полным прекращением взаимодействия с ГП «Ивченко-Прогресс» перед ФГУП ГосНИИ ГА поставлены сложные задачи, связанные с реорганизацией научно-технического сопровождения межремонтных этапов жизненного цикла ТВД АИ-24ВТ (ВТП) и АИ-24 2 серии.

ФГУП ГосНИИ ГА является головной организацией, координирующей процесс поддержания летной годности ТВД АИ-24ВТ (ВТП) и АИ-24 2 серии в Российской Федерации, а с 2023 года и в Республике Беларусь. Важным инструментом при решении поставленных перед институтом задач является научно-методическое сопровождение процесса оптимизации межремонтных ресурсных показателей указанных авиадвигателей. Одним из ключевых слагаемых при решении вопроса обеспечения безопасной эксплуатации ТВД АИ-24 всех модификаций является стабилизация показателей безотказности исследуемых объектов на заданном руководящей документацией [1, 2] уровне.

### **Количественная оценка влияния изменений в организации процесса поддержания летной годности ТВД АИ-24ВТ (ВТП) и АИ-24 2 серии**

Количественно оценить влияние изменения процесса поддержания летной годности ТВД АИ-24ВТ (ВТП) и АИ-24 2 серии на уровень их безотказности позволяют нормируемые межведомственными «Положением о порядке оценки безотказности авиационных двигателей гражданской авиации» [1] и «Методикой количественной оценки безотказности авиационных двигателей по результатам эксплуатации» [2] показатели безотказности авиадвигателей, к которым относятся следующие:

$N_1$  — количество двигателей, досрочно снятых с эксплуатации, по конструктивно-производственным недостаткам;

$N_2$  — количество двигателей, досрочно снятых с эксплуатации, по причине попадания в его газоздушный тракт посторонних предметов;

$N_3$  — количество отказов двигателей в полете и на земле;

$N_4$  — количество отказов в полете без выключения двигателя;

$N_5$  — количество отказов в полете с выключением двигателя.

Объединив отдельные показатели безотказности в однородные группы, получим:

$$N_{\text{дсд}} = N_1 + N_2, \quad (1)$$

где  $N_{\text{дсд}}$  — суммарное количество досрочно снятых с эксплуатации двигателей, и

$$N_{\text{оп}} = N_3 + N_4 + N_5, \quad (2)$$

где  $N_{\text{оп}}$  — суммарное количество отказов двигателей в полете.

Учитывая, что

$$T_{\text{дсд}} = \frac{T_{\Sigma}}{N_{\text{дсд}}}, \quad (3)$$

где  $T_{дсд}$  — суммарная наработка парка, приходящаяся на один досрочный съём двигателя с эксплуатации;

$T_{\Sigma}$  — суммарная наработка парка за рассматриваемый период времени,

а также принимая во внимание, что

$$T_{оп} = \frac{T_{\Sigma}}{N_{оп}} \quad (4)$$

получим значения  $T_{дсд}$  и  $T_{оп}$  за период с 2018 по настоящее время.

По состоянию на 01.04.2023 предприятиями гражданской авиации эксплуатируется 43 двигателя АИ-24ВТ и 21 двигатель АИ-24 2 серии, являющихся объектами исследования НЦ ПЛГВС ГосНИИ ГА, что составляет 21,62 % парка, эксплуатируемого авиакомпаниями Российской Федерации. Суммарная наработка двигателей АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП), исследованных ФГУП ГосНИИ ГА за период с 2018 по 2023 г. включительно составляет 48601 час.

Сравнение показателей безотказности, имевших место до 2018 года, с аналогичными данными, соответствующими реорганизованному процессу поддержания летной годности в новых условиях (с 2018 года по настоящее время) позволяет оценить степень влияния происшедших изменений на уровень безопасности полетов в части, касающейся парка ТВД АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП).

Как видно из тождеств (3) и (4),  $T_{дсд}$  и  $T_{оп}$  учитывают как количество отказавших двигателей, так и их суммарную наработку на отказ. Следовательно,  $T_{дсд}$  и  $T_{оп}$  объективно характеризуют актуальный уровень безотказности двигателей АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП) за тот или иной период времени.

Анализ данных Таблицы 1 показывает, что реорганизация процесса поддержания летной годности двигателей АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП), обусловленная введением в действие в Бюллетеней № АИ-24-ГД001-БЭ-Г и АИ-24-ГД002-БЭ-Г, не вызвала снижения, а в большинстве случаев привела к улучшению показателей безотказности парка ТВД АИ-24. Случаев досрочного снятия подконтрольных НЦ ПЛГВС ГосНИИ ГА двигателей с эксплуатации не зафиксировано.

Т а б л и ц а 1

**Показатели безотказности  $T_{дсд}$  и  $T_{оп}$  ТВД АИ-24, являющихся объектами исследований НЦ ПЛГВС ГосНИИ ГА**

Год	$T_{дсд} = \frac{T_{\Sigma}}{N_{дсд}}$	Нормируемая величина $T_{дсд}$ , час	$T_{оп} = \frac{T_{\Sigma}}{N_{оп}}$ , час	Нормируемая величина $T_{оп}$ , час
2014	65655	Не менее 6000	179240	Не менее 26000
2015	42418		84835	
2016	34550		172767	
2018–2020*	48601/0		48601/0	

\* по данным НЦ ПЛГВС ГосНИИ ГА и АМРИПП.

## Мониторинг трендов изменений параметров работы двигателей АИ-24 с увеличенными межремонтными ресурсами и сроками службы

Наиважнейшая роль в обеспечении надлежащего уровня показателей надежности и безотказности в алгоритме процессов поддержания летной годности принадлежит постоянному мониторингу трендов изменений параметров работы двигателей АИ-24 с увеличенными межремонтными ресурсами и сроками службы. Комплексный анализ данных, получаемых в результате мониторинга, приобретает наибольшее значение для двигателей с увеличенными межремонтными ресурсами и сроками службы. Постоянный анализ изменений, как параметров работы двигателя в целом, так и параметров работы отдельных его агрегатов в частности, в большинстве случаев позволяют предотвратить появление отказов в полете.

Цель, преследуемая мониторингом параметров работы двигателя, заключается в отслеживании тенденций их изменений и своевременном принятии мер по исключению авиационных инцидентов.

Амплитуды допустимых изменений параметров работы двигателей АИ-24, являющиеся исходными данными для проведения мониторинга двигателей АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП), представлены в таблице 2.

Т а б л и ц а 2

### Амплитуды допустимых изменений параметров работы двигателей АИ-24

№ п/п	Контролируемый параметр	Бортовой индикатор	Допустимые значения
1.	Угол поворота рычага управления АДТ $\alpha_{руд}$ , °	УПРТ-2	0÷100°
2.	Частота вращения ротора турбокомпрессора птк, %	ИТЭ-2	91÷107
3.	Температура газов за турбиной t <sub>б</sub> ,	ТГ-2А	0÷750°C
4.	Температура масла на входе в двигатель T <sub>м</sub> , °C	ЭМИ-ЗРТИ	40÷100
5.	Часовой расход топлива G <sub>т</sub> , кг/час	РТМС-0,85-Б1	*
6.	Давление масла в измерителе крутящего момента Рикм, кгс/см <sup>2</sup>	ДИМ-100 или МИ-100	2 серия 87±90 ВТ (ВТП) 91÷94

\* данные таблицы 2 определяются:

— для двигателя АИ-24 2 серии в соответствии с Приложением 1 к «Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24 2 серии. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию» [3];

— для двигателя АИ-24 ВТ в соответствии с главой XI «Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24ВТ. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию» [4].

В предлагаемом методе эмпирическими критериями, позволяющими оценить техническое состояние экземпляра двигателя, соответствующее его наработке и условиям эксплуатации после последнего ремонта (ППР), являются данные регуляр-



ного контроля параметров работы двигателя, приведенные к стандартным атмосферным условиям (САУ) по ГОСТ 4401-81 (ИСО 2533-75). Приведение параметров работы двигателя к САУ при проведении анализа является обязательным условием, так как это позволяет исключить влияние на конечный результат большинства влияющих факторов [5].

В качестве характерного примера рассмотрим изменения  $t_6$ , Рикм и  $G_T$  двигателя АИ-24 2 серии № Н47532060 в интервале его наработки ППР от 4000 до 5000 часов. Данному экземпляру двигателя после ремонта был установлен межремонтный ресурс 4000 часов, который на основании положительных результатов исследований его технического состояния поэтапно увеличивался до 5000 часов в рамках бюллетеня № АИ-24-ГД002-БЭ-Г.

Поскольку измерения параметров работы двигателя производятся при различных атмосферных условиях, то для получения объективной картины полученные данные необходимо привести к САУ ( $T_{нв} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P_{нв} = 760 \text{ мм. рт. ст.}$ ).

Задача приведения результатов наземного опробования к САУ решается на основе использования теории подобия. Цель метода состоит в том, чтобы по данным, полученным при выполнении регламентных работ в конкретных атмосферных условиях, получить значения параметров его работы на том же режиме при стандартных атмосферных условиях. Сопоставление параметров работы двигателя, приведенных к САУ, с летно-техническими характеристиками самолета [9] позволяет оценить техническое состояние двигателя, соответствующие его наработке ППР ( $K_{ппр}$ ). Кроме того, результаты исследований позволяют выработать мероприятия по оптимизации параметров работы двигателя [6, 7].

В действующей эксплуатационно-технической документации фигурируют значения параметров работы двигателей без учета влияния на них каких-либо внешних воздействий. Предлагаемый метод позволяет при выполнении технического обслуживания объективно оценивать параметры работы двигателя и исключает погрешность, вызванную изменением атмосферных факторов, на конечные результаты их анализа.

Диапазоны нормальных значений параметров работы двигателя для конкретных атмосферных условий определяются исходя из условий подобия режимов его работы в САУ. Так, например, выдерживая при выполнении опробования, рекомендуемые эксплуатационной документацией режимы ( $\alpha_{руль}$ , птк, Р, и др.), экспериментальным путем можно определить параметры работы двигателя, соответствующие условиям выполнения регламентных работ при САУ. Сравнение замеренных значений параметров с их значениями, приведенными к САУ, позволит объективно оценить течение рабочего процесса в двигателе, и как следствие, его техническое состояние.

Используя уравнения

$$\text{птк}^* = \text{птк} \sqrt{\frac{288}{T_{нв}}} \quad (5)$$

и

$$t^*6 = t6 \frac{288}{T_{нв}}, \quad (6)$$

где  $t^*6$  — приведенная к САУ частота вращения турбокомпрессора;

$t^*6$  — приведенная к САУ температура газов за турбиной.

Полученные значения параметров для САУ графически отображены на рис. 1. и рис. 2.

С целью получения более полной информации в рамках работ по оценке технического состояния двигателя АИ-24 2 серии № Н47532060 проведены исследования влияния изменений температуры наружного воздуха  $T_{нв}$  на приведенную к САУ температуру газов за турбиной  $t^*6$ . На рис. 1 показана зависимость  $t^*6$  от температуры наружного воздуха  $T_{нв}$  в интервале наработки  $K_{ппр} = 4400–5000$  часов. Данный интервал выбран в связи с тем, что он является завершающим этапом эксплуатации двигателя в очередном межремонтном периоде. Фактор зависимости  $t^*6$  от  $T_{нв}$  следует учитывать при анализе параметров работы двигателя с увеличенным межремонтным ресурсом, так как он является ключевым при определении степени влияния наработки  $K_{ппр}$  на параметры работы двигателя (таблица 2).

Поддерживать нормальные параметры работы двигателя в значительной мере позволяют штатные регулировки топливорегулирующей аппаратуры двигателя, выполняемые в соответствии с Инструкцией по эксплуатации и техническому обслуживанию с учетом описанных факторов.

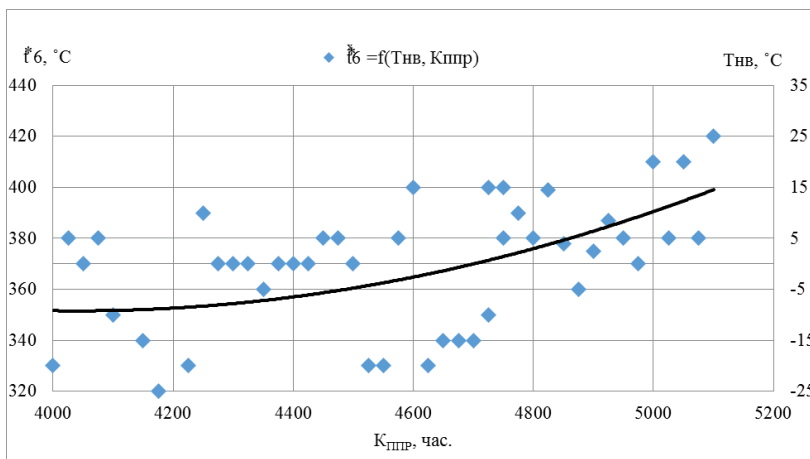
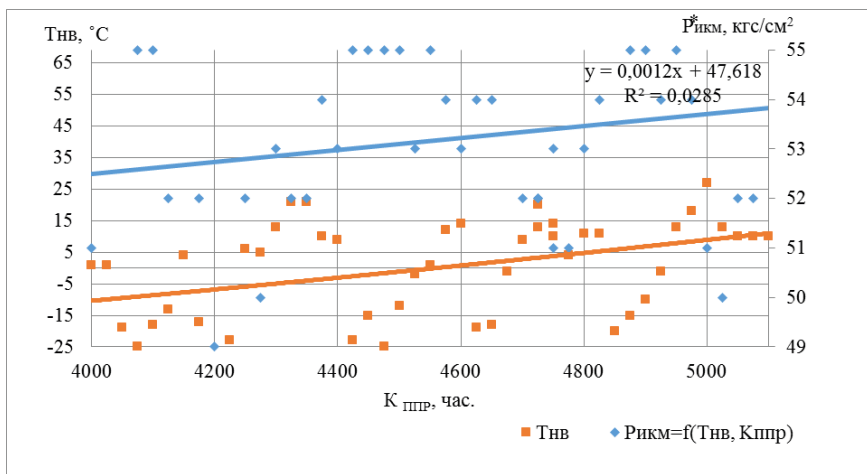


Рисунок 1. Изменение  $t^*6$  двигателя АИ-24 2 серии № Н47532060 при САУ

В рамках данной работы не представляется возможным представить подробный анализ всех факторов, оказывающих влияние на изменение параметров работы двигателей с ростом их наработки. Обработанные в соответствии с описанным методом

статистические данные параметров работы каждого экземпляра двигателей типа АИ-24 необходимо использовать для определения момента приближения двигателя к отказному состоянию.

Необходимо отметить, что приведение к САУ по уравнениям (5) и (6) выполняется по температуре и давлению на входе в двигатель. Поэтому приведенные параметры равны физическим параметрам в процессе проведения опробования двигателя, если на входе в двигатель температура и давление равны их стандартным значениям. Однако, на практике при проведении контроля параметров работы двигателя в эксплуатации следует учитывать тот факт, что на подобных с точки зрения газодинамики режимах приведенные параметры сохраняются постоянными, а их физические значения изменяются пропорционально соответственно давлению  $P_{нв}$  и температуре  $T_{нв}$  воздушного потока на входе в двигатель [8].



**Рисунок 2.** Изменение  $P^*_{икм}$  двигателя АИ-24 2 серии № Н47532060 при САУ

На рис. 2 показан характер изменения  $P^*_{икм}$  как функция от высоты полета  $H$  и температуры наружного воздуха  $T_{нв}$  на фоне линейного роста  $K_{ппр}$ . Диапазон колебаний  $P^*_{икм}$  и  $H$  в рассматриваемых условиях ( $H = 4900 - 5500$  м;  $P^*_{икм} = 48 - 57$  кгс/см<sup>2</sup>) позволяет проиллюстрировать изменение этих параметров с использованием одной оси. Соответственно, верхняя линия соответствует изменению  $P^*_{икм}$  в интервале наработки  $K_{ппр} = 4000 - 5000$  часов с учетом влияния высоты полета  $H$  и температуры наружного воздуха  $T_{нв}$ . Нижняя линия (рис. 2) в качестве характерного примера показывает изменение  $P^*_{икм}$  в полете в диапазоне высот 4800–5150 м при  $T_{нв}$  от  $-12$  до  $+7$  °С с ростом  $K_{ппр}$  от 4000 до 5000 часов [9].

На рис. 1 и рис. 2 показано изменение параметров работы двигателя, которое для большинства экземпляров двигателей АИ-24 является характерным. Однако,

практика показывает, что характер изменений  $t^*6$  и  $P^*_{икм}$  в зависимости от  $K_{ппр}$  и  $T_{нв}$  может отличаться от представленного на рис. 1 и рис. 2.

Анализ данных мониторинга позволяет выявлять критические особенности изменения рассматриваемых параметров. В качестве примера рассмотрим данные по двигателю АИ-24ВТ № Н474ВТ017 в интервале наработки 3000–3750 часов. На основании положительных результатов работ по оценке технического состояния двигателя был увеличен межремонтный ресурс с 3000 до 3750 часов. На рис. 3 представлено скачкообразное изменение  $t^*6$ , наблюдаемое на фоне линейного роста  $K_{ппр}$  в интервале наработки 3500–3700 часов ППР. В данном конкретном случае наблюдается очевидное отсутствие влияния  $T_{нв}$  на заметный рост  $t^*6$ . Наличие подобных трендов у двигателя с увеличенными межремонтными ресурсными показателями является основанием для усиления контроля за изменениями приведенных к САУ параметров работы двигателя.

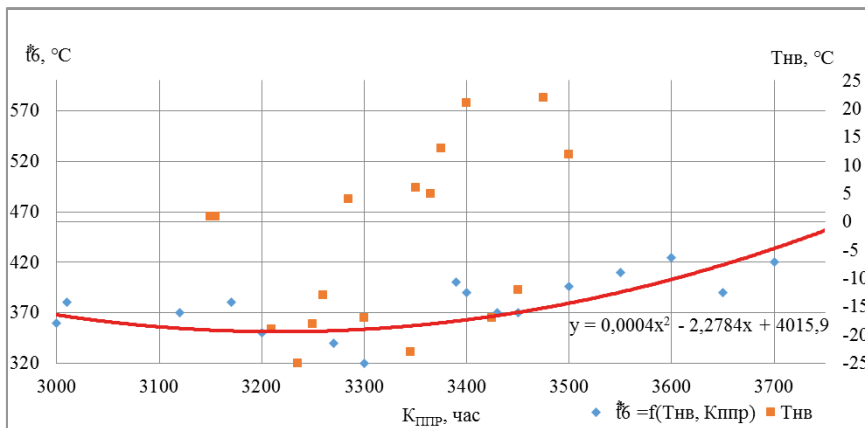


Рисунок 3. Изменение  $t^*6$  двигателя АИ-24 2 серии № Н47532060 при САУ

## Выводы

1. Реорганизация процесса исследований технического состояния парка двигателей АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП), обусловленная введением в действие в Бюллетеней № АИ-24-ГД001-БЭ-Г и № АИ-24-ГД002-БЭ-Г, не вызвала снижения, а во многих случаях привела к улучшению показателей безотказности парка ТВД АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП) [10].
2. Ключевую роль в обеспечении регламентированного уровня безотказности играет объективный мониторинг параметров работы двигателя.
3. Анализ данных мониторинга позволяет выявлять особенности изменения параметров и позволяет предотвращать проявление отказов.

4. В целях создания объективной картины, характеризующей техническое состояние экземпляров ТВД АИ-24 2 серии и АИ-24ВТ (ВТП), эксплуатирующихся в Российской Федерации, необходимо создание соответствующей базы данных, и регулярная ее актуализация.

### Литература

1. Положение о порядке оценки безотказности авиационных двигателей гражданской авиации.
2. Методика количественной оценки безотказности авиационных двигателей по результатам эксплуатации.
3. Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24 2 серии. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию.
4. Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24ВТ. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию.
5. *Шляхтенко С. М.* Теория воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1975. 568 с.
6. *Аксельрод С. Е.* Автоматика и основы регулирования авиадвигателей. Уфа: УАИ, 1982. 94 с.
7. Авиационные турбовинтовые двигатели АИ-24 2-серии, АИ-24Т и АИ-24ВТ. Иллюстрированный каталог деталей и узлов, замена которых разрешается в эксплуатации. Ростов-на-Дону, 2006. 98 с.
8. *Скубачевский Г. С.* Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М.: Машиностроение, 1974. 520 с.
9. *Масленникова Г. Е., Дмитриева С. В.* Результаты мониторинга летных характеристик самолетов Ан-24 и Ан-26 в процессе эксплуатации // Научный вестник ГосНИИ ГА. 2019. № 28. С. 9–16.
10. Отчет по обобщению опыта ремонта и эксплуатации двигателей АИ-24 (2 серии) и АИ-24ВТ, отремонтированных на заводе ОАО «РЗГА № 412».

**А.А. Ширяев<sup>1,2</sup>, А.С. Миленин<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь

<sup>2</sup>ФГАОУ ВО «ПНИПУ», Пермь

shiryaev-aal@avid.ru

## **АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛАЗЕРНОЙ УДАРНОЙ ОБРАБОТКИ**

*Аннотация.* Для повышения стойкости лопаток к попаданию посторонних предметов рассмотрен метод поверхностного упрочнения пера лопаток лазерным ударом, обеспечивающий глубину сжимающих остаточных напряжений более 0,3 мм, что превосходит применяемую серийно гидродробеструйную обработку. В тоже время, лазерная ударная обработка может приводить к изменению геометрии по сечению лопатки, уменьшению предела выносливости лопатки после упрочнения и повышению шероховатости, в следствие чего требуется дополнительная отработка режимов упрочнения на плоских (элементарных) образцах. Для сокращения объемов экспериментальных исследований представлен алгоритм определения оптимальных параметров лазерной ударной обработки (ЛУО) с применением численного моделирования процесса. Предварительные результаты лазерной ударной обработки плоских образцов из титанового сплава показали, что текущие параметры ЛУО обеспечивают глубину залегания сжимающих ОН более 0,3 мм. Изменений микроструктуры и микротвердости материала образцов при этом не зафиксировано.

Элементами конструкции авиадвигателей, в значительной мере определяющими их эксплуатационные характеристики, являются рабочие лопатки и роторные детали.

Лопатки в процессе эксплуатации подвержены циклическим, термическим и статическим (центробежным и газодинамическим) нагрузкам, а также повреждениям от попаданий посторонних предметов (лед, песок, птицы, мусор на взлетно-посадочной полосе и пр.) [1].

Попадание посторонних предметов в проточную часть двигателя приводит к повреждениям лопаток: забоинам, отгибам и вмятинам лопаток. Согласно статистике наиболее часто повреждаются входные кромки рабочих лопаток и лопаток первых ступеней, что выражается в появлении забоин по кромкам, перу и антивибрационным полкам (при наличии) лопаток, распределяются «нелинейно» по длине тракта (ступеням).

Данные повреждения приводят к преждевременному съему двигателей с эксплуатации и требуют проведения ремонтов/зачисток повреждений на лопатках авиадвигателей. С учетом, того, что зачистка лопаток выполняется только на базовых аэродромах, это приводит к дополнительному удорожанию эксплуатации ГТД.

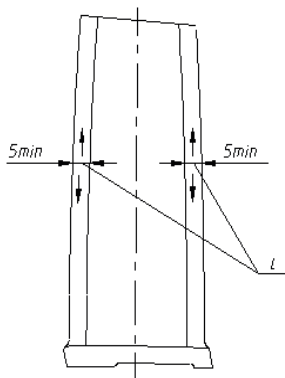
Для повышения стойкости лопаток к повреждениям применяются различные методы поверхностного упрочнения, в т.ч. метод лазерного удара (ЛУО) [2–5].

При этом методы упрочнения должны также выполнять следующие требования:

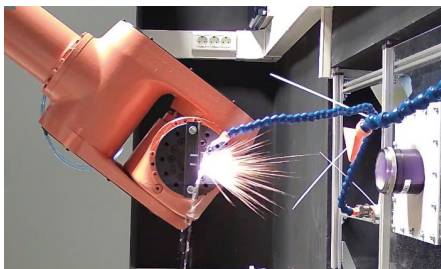
- 1) Обеспечить не ухудшение предела выносливости лопатки без концентраторов;
- 2) Обеспечить благоприятную эпюру ОН на глубину до 1 мм;
- 3) Обеспечить не ухудшение геометрии и поверхностного слоя (шероховатости).

Проведенные ранее исследования лопаток с упрочнением кромок пера (рис. 1) показали, что методы ЛУО с защитным слоем (LSP) [3], так и без него (LSPwC) [4] привели к увеличению предела выносливости лопатки с концентратором напряжений типа «забоина» до 15 %. Процессы упрочнения ЛУО показаны на рисунках 2–3.

Глубина сжимающих ОН при обеих обработках превышала 0,3 мм. ЛУО с защитным слоем обеспечила требуемую шероховатость кромки, без защитного слоя — потребовала последующего полирования, что говорит о не оптимальности выбранных параметров.



**Рисунок 1.** Эскиз рабочей лопатки с упрочнением кромок пера шириной 5 мм



**Рисунок 2.** Процесс лазерного ударного упрочнения с защитным слоем (LSP)



**Рисунок 3.** Процесс лазерного ударного упрочнения без защитного слоя (LSPwC)

После упрочнения в лопатках измерялись следующие параметры поверхностного слоя: уровень ОН, шероховатость, степень наклепа, геометрия лопатки, микроструктура.

ЛУО с защитным слоем проводилось Nd:YAG лазером, без защитного слоя — маломощным лазером мощностью до 1 Дж. Контроль рельефа поверхности был проведен профилометром-контурографом Mitutoyo на базе 6 мм. Микроструктуру образцов исследовали на полированных и травленных шлифах на электронном сканирующем микроскопе «ZEISS Axio Observer». Микротвердость ( $HV_{0,05}$ ) поверхности и по глубине обработанного слоя измеряли на автоматическом микротвердомере FM-810 с шагом 50–75 мкм.

## Результаты эксперимента

### 1) Геометрия

Выполнена оценка состояния геометрии испытуемых образцов после применения ЛУО. Для лопаток проведен контроль рельефа поверхности кромки пера. В зоне упрочнения образовался рельеф с впадинами в местах перекрытий лазерного импульса. Разновысотность составляет 14,25 мкм на базе 6 мм. Изменение геометрии вдоль пера лопатки при ЛУО без защитного слоя составило до 1,6 мм [5].

Изменения геометрии пластины из сплава ВТ6 [6] после ЛУО с защитным слоем составили до 22 мкм, с учетом того, что толщина пластины превосходит толщину кромки лопатки. Дополнительно отмечено образование рельефа с впадинами в местах перекрытий лазерного импульса.

Изменения геометрии лопаток превышают установленные требования конструкторской документации, что требует подбора таких параметров ЛУО, которые будут обеспечивать изменение геометрии не выше установленных (6 мкм).

### 2) Микротвердость и микроструктура

Контроль микротвердости и микроструктуры показан на рисунках 4–5 и выполнялся для всех режимов обработки плоских образцов. На рисунках 4–5 показаны результаты исследования образца с максимальными параметрами по энергии и количеству проходов.

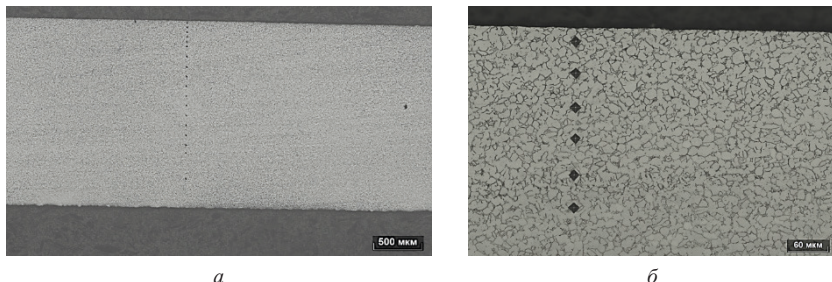
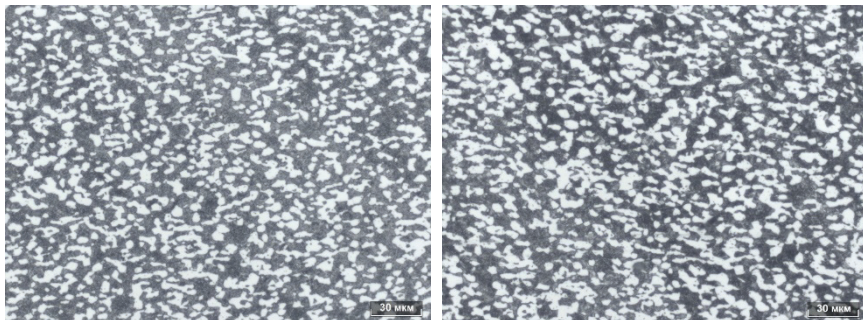


Рисунок 4. Микрошлиф с контролем микротвердости





*a*

*б*

**Рисунок 5.** Микроструктура образца: *a* — в зоне ЛУО; *б* — исходная

Исследование шлифов (рис. 4) показало, что изменений микротвердости по глубине нет. Микроструктура в зоне ЛУО, а также исходная идентичны, без структурных изменений.

### **3) Алгоритм определения оптимальных параметров лазерной ударной обработки**

С целью оптимизации технологии ЛУО, уменьшения требуемого количества объектов испытаний, а также доведения состояние поверхности образцов после процесса ЛУО до необходимых требований предложен следующий алгоритм.

Выбраны ключевые варьируемые параметры ЛУО:

- 1) Энергия лазерного импульса;
- 2) Форма пятна;
- 3) Процент перекрытия;
- 4) Схема обхода зоны воздействия;
- 5) Количество проходов.

На рисунке 6 представлен алгоритм определения оптимальных параметров ЛУО лопатки. Указанную процедуру необходимо выполнять для всех сплавов, из которых изготовлены лопатки для упрочнения.

Основной объем работы выполняется на тонкостенных плоских образцах для определения скорости затухания ударной волны и определения параметров модели материала; и на более толстых образцах (в 1.5–2 раза) — для определения распределения остаточных напряжений по глубине в зависимости от параметров ЛУО во всем доступном диапазоне.

Статистическая обработка результатов позволяет получить зависимости уровня и глубины остаточных напряжений, шероховатости от параметров ЛУО.

Затем определяется диапазон параметров, обеспечивающий заданный комплекс свойств в соответствии с требованиями по упрочнению и проводится анализ деформаций в 3D-модели лопатки при использовании данных параметров. Параметры

модели материала (Джонсон-Кук) [7] и распространение ударной волны от лазерного импульса подставляются из экспериментальных данных, полученных на первых двух стадиях алгоритма.

В случае, если расчетные деформация лопатки не превышают установленных значений, проводится экспериментальное ЛУО установочной партии лопаток для определения оценки влияния обработки на предел выносливости, в т.ч. с концентраторами напряжений типа «забоина» различной глубины.



**Рисунок 6.** Блок-схема алгоритма определения оптимальных параметров лазерной ударной обработки на основе использования компьютерного моделирования

Предварительные результаты лазерной ударной обработки плоских образцов из титанового сплава показали, что текущие параметры ЛУО обеспечивают глубину залегания сжимающих ОН более 0,3 мм. Большая глубина сжимающих ОН и их распределение по сечению кромки обеспечивают подслоинное разрушение. Переход очага разрушения в подслоинную область приводит к увеличению сопротивления усталости, т.к. зерна металла, выходящие на поверхность, находятся в облегченных условиях для накопления усталостных повреждений. Также перестают оказывать влияние на возникновение трещины поверхностные дефекты поверхностного слоя (шероховатость и т.д.).

В данный момент проводится анализ деформаций в 3D-модели кромки лопатки при определенных параметрах ЛУО.

## Выводы

1. Текущие параметры ЛУО не обеспечивает заданных требований по сохранению исходной геометрии образца (превышение предела допуска на размер составило до 14 мкм).

2. Предложен алгоритм определения оптимальных параметров лазерной ударной обработки на основе использования компьютерного моделирования.

3. Глубина упрочненного слоя (сжимающих ОН) при ЛУО плоских образцов превышает 0,3 мм. Измерений в микроструктуре после упрочнения не зафиксировано. Степень наклепа соответствует техническим требованиям.

4. Все вышесказанное показывает целесообразность применения метода ЛУО для упрочнения пера лопатки и дальнейшей разработки технологии упрочнения ЛУО.

## Литература

1. *Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. М: Машиностроение, 2008. Т. 2. 368 с.; ил. (Серия: Газотурбинные двигатели).
2. *Новиков И. А., Ножницкий Ю. А., Шибяев С. А.* Мировой опыт в исследовании и применении технологического процесса лазерной ударной обработки металлов (обзор) // *Авиационные двигатели.* 2022. №2. С. 59–82. DOI: 10.54349/26586061\_2022\_1\_59
3. *Щиряев А. А., Габов И. Г., Миленин А. С., Таиров Д. Ф.* Сравнение методов упрочнения на предел выносливости лопаток из титанового сплава // *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение.* 2023. № 4. С. 109–117.
4. *Щиряев А. А., Габов И. Г., Миленин А. С.* Влияние лазерного ударного упрочнения на параметры поверхностного слоя лопаток компрессора газотурбинного двигателя из титанового сплава // *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение.* 2024. № 1. С. 66–73.
5. *Щиряев А. А., Габов И. Г., Попова Ю. В.* Влияние LSPwC на параметры поверхностного слоя лопаток компрессора газотурбинного двигателя из титанового сплава // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* 2024. № 3. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-3
6. *Ляховецкий М. А., Королев Д. Д., Кожевников Г. Д., Волков М. В.* Лазерное ударное упрочнение титанового сплава ВТ6 с алюминиевым абляционным покрытием // *Быстрозакаленные материалы и покрытия: сб. статей.* М., 2021. С. 258–263.
7. *Плехов О. А., Костина А. А., Изюмов Р. И., Изюмова А. Ю.* Конечно-элементный анализ остаточных напряжений, возникающих в результате лазерной ударной проковки титанового сплава ВТ6 // *Вычислительная механика сплошных сред.* 2022. Т. 15, № 2. С. 171–184. DOI: 10.7242/1999-6691/2022.15.2.13

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Конструкция АГТД



*А. А. Боев<sup>1</sup>, С. В. Бутылкин<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>ПАО «ОДК-Кузнецов», Самара

<sup>2</sup>АО УЗГА, Екатеринбург

alex\_boyev@mail.ru

## **ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНЫХ ВОЗДУХООТДЕЛИТЕЛЕЙ МАСЛЯНЫХ СИСТЕМ**

*Аннотация.* Статья описывает существующие проблемы проектирования приводных воздухоотделителей газотурбинных двигателей. Раскрывает недостатки и достоинства существующих конструкций и на их основе приводит наиболее оптимальный вариант организации подшипниковых опор и осуществление их смазки.

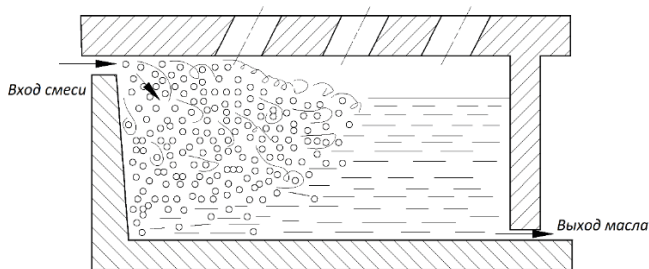
*Ключевые слова:* газотурбинный двигатель, масляная система, приводной воздухоотделитель, центрифуга, подшипник.

Опыт эксплуатации авиационных ГТД показывает, что одной из возможных причин нарушения нормальной работы их масляных систем является недопустимое содержание воздуха в масле, поступающем в двигатель. Поэтому одним из необходимых условий обеспечения нормального функционирования масляной системы является непрерывное удаление воздуха из масловоздушной смеси, откачиваемой из узлов двигателя, то есть отделение от масла воздуха. Центрифуга предназначена для отделения воздуха от масла масловоздушной смеси откачиваемой масляными насосами с опор ГТД. Особенностью же масляных систем некоторых ГТД является наличие динамического воздухоотделителя (центрифуги). Центрифуги применяются в короткозамкнутых масляных системах, традиционно используемых на двигателях ПАО «ОДК-Кузнецов».

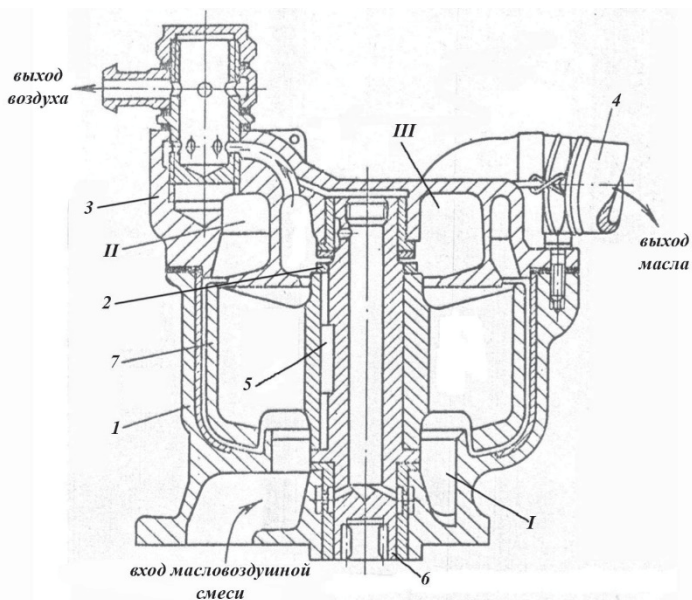
Принцип действия центрифуги основан на разделении фаз масловоздушной смеси в поле центробежных сил (рис. 1). Во вращающемся рабочем колесе воздухоотделителя (крыльчатке) поток закручивается лопатками, воздух поступает через отверстия внутрь полого вала центрифуги и далее отводится, как правило, в маслобак. Масло отбрасывается к периферии крыльчатки, а из нее с высоким давлением поступает в выходной коллектор центрифуги, и далее по трубопроводу — в маслоохладитель.

Известны различные варианты конструктивных исполнений подшипниковых опор центрифуг:

1. Центрифуга на подшипниках скольжения (рис. 2). Достоинством такой конструкции является отсутствие осевых сил на роторе, компактность и малый вес, отсутствие контактных уплотнений. Недостатки такой конструкции — это повышенные утечки масла в воздушный канал и смазка подшипников нефильтрованным маслом.

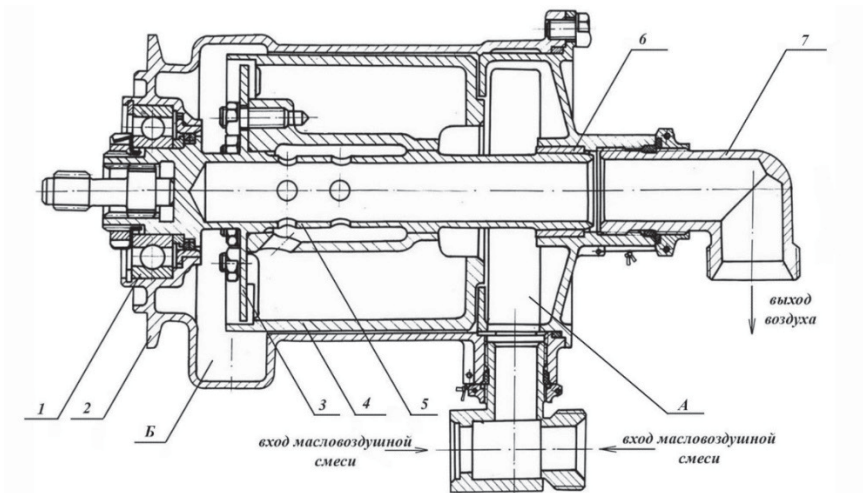


**Рисунок 1.** Процесс отделения воздуха из масла



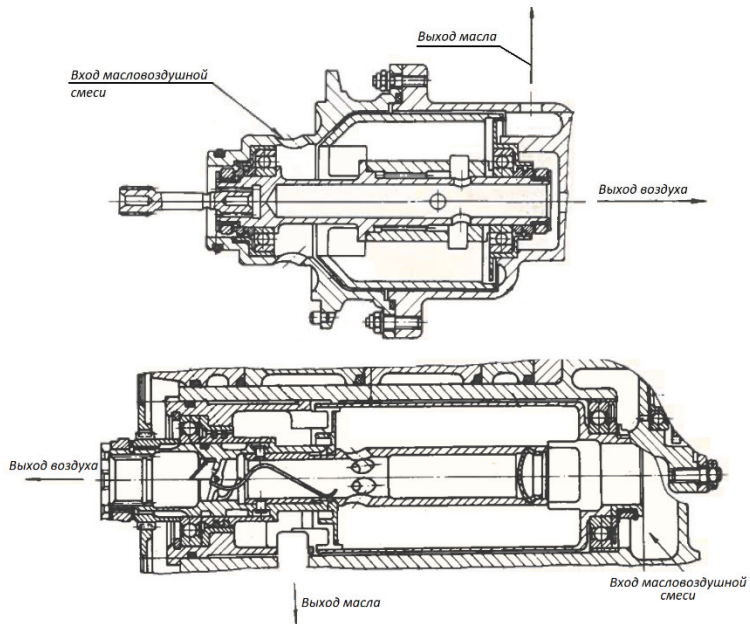
**Рисунок 2.** Центрифуга на подшипниках скольжения:  
 1 — корпус; 2 — гайка; 3 — статор; 4 — патрубок; 5 — шпонка;  
 6 — ротор; 7 — крыльчатка; I — кольцевая полость подвода  
 воздушно-масляной смеси; II — кольцевая полость отвода масла;  
 III — кольцевая полость отвода воздуха

2. Центрифуга с радиально-упорным шарикоподшипником и подшипником скольжения. Достоинством являются высокая эффективность воздухоотделения и защита подшипника от попадания нефilterованного масла. К недостаткам следует отнести утечки масла в воздушный канал и смазку подшипника скольжения нефilterованным маслом, а также высокая осевая сила.



**Рисунок 3.** Центрифуга на подшипниках качения и скольжения:

1 — радиально-упорный подшипник; 2 — корпус; 3 — разделительный диск;  
4 — крыльчатка; 5 — вал; 6 — медная втулка; 7 — патрубок отвода воздуха



**Рисунок 4.** Центрифуги на подшипниках качения



3. Центрифуга на подшипниках качения, расположенных в масляной полости центрифуги. Достоинства отсутствие утечек масла в воздушную полость. К недостаткам следует отнести смазку подшипников нефилтрованным маслом и повышенный нагрев масла.

Общими техническими задачами необходимыми к решению конструкторами при их проектировании являются обеспечение высокого процента воздухоотведения из масла, минимизация попадания масла в воздушный канал, обеспечение надежной работы подшипников и технологичность конструкции.

Характерными дефектами при работе центрифуги являются:

- 1) разрушение подшипников из-за действий осевых сил или смазки грязным маслом;
- 2) высокий расход масла из-за забросов масла в воздушную полость.

На рисунке 5 представлен подшипник качения промышленного двигателя ПАО «ОДК-Кузнецов» разрушенный в следствии повышенной осевой силы.



**Рисунок 5.** Повреждение подшипника качения из-за действия высокой осевой силы

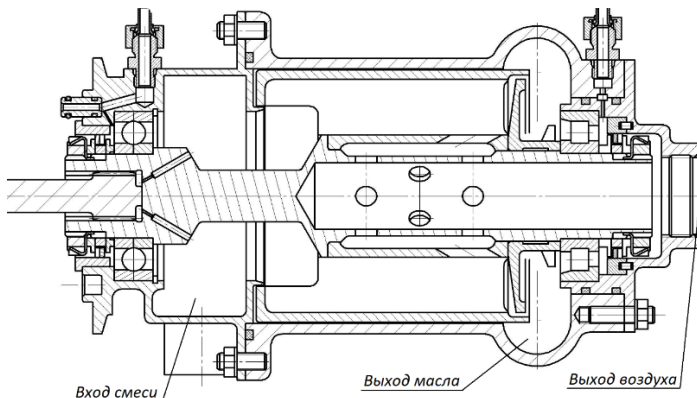
На рисунке 6 представлен заклинивший подшипник скольжения промышленного двигателя ПАО «ОДК-Кузнецов» из-за попадания продуктов износа в зазор.



**Рисунок 6.** Заклинивание втулки подшипника скольжения

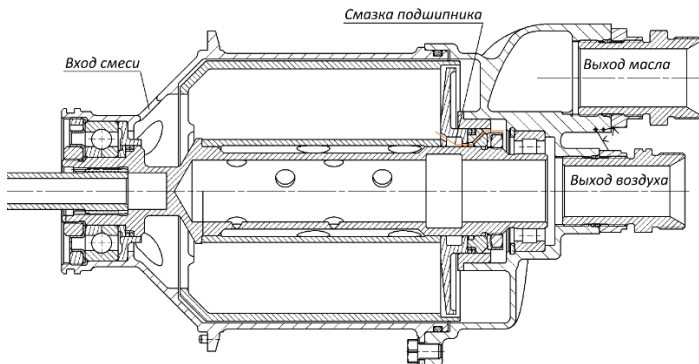
Проанализировав существующие решения по проектированию подшипниковых опор центрифуг необходимо исключить попадание масла с продуктами износа на поверхности трения и обеспечить защиту воздушной полости от попадания масла.

На рисунке 7 представлен конструктивный облик центрифуги со смазкой фильтрованным маслом и уплотнением воздушной полости. При этом конструкция двигателя усложняется из-за необходимости прокладки дополнительных маслопроводов и организации каналов для смазки внутри агрегата.



**Рисунок 7.** Центрифуга со смазкой подшипников фильтрованным маслом

Необходимо принять во внимание тот факт, что на смазку высокооборотных подшипников агрегатов необходимо незначительное количество масла в сравнении с объемом необходимым на их охлаждение. Поэтому при проектировании изделия было принято решение организовать смазку подшипника воздухом с низким содержанием паров масла. Полученная конструкция представлена на рисунке 8.



**Рисунок 8.** Организация смазки подшипника центрифуги парами масла

В разработанной конструкции центрифуги подшипниковые опоры выведены из полости с нефилтрованным маслом, что увеличивает их долговечность. При этом смазка и охлаждение роликового подшипника осуществляется воздухом с насыщенными парами масла забираемого и полости смеси в нижней точке разделительного диска центрифуги и по каналам в роторных деталях полученный насыщенный воздух транспортируется к подшипнику. Шариковый подшипник изначально защищен уплотнением от полости центрифуги с масловоздушной смесью. Еще одним преимуществом такой конструкции является снижение осевой силы на шарикоподшипник за счет уменьшения площади воздействия масла с повышенным давлением на разделительный диск из-за установки уплотнения перед роликовым подшипником. Таким образом удалось решить две основные проблемы при проектировании центрифуг: смазка нефилтрованным маслом и попадания масла в воздушную полость. Разработанная конструкция в настоящий момент проходит опытные испытания и имеет наработку около 100 часов.

Из проведенного анализа можно сделать вывод, что для современных газотурбинных двигателей, имеющих межремонтный ресурс в несколько десятков тысяч часов, необходимо тщательно подходить к вопросу проектирования их составных частей и, в частности, приводных воздухоотделителей. Представленная конструкция не имеет особых конструктивных усложнений при этом позволяет исключить причины основных дефектов, возникающих в существующих конструкциях.

## Литература

1. *Трянов А. Е.* Особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. 201 с.

**О. А. Гришанов**

ПАО «ОДК- Кузнецов», Самара

## **НЕКОТОРЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАСЛООТДЕЛЕНИЯ СУФЛЕРОВ РАДИАЛЬНОГО ТИПА**

*Аннотация.* В докладе рассматривается повышение эффективности работы суфлеров радиального типа. Цель может быть достигнута как за счет уменьшения относительной ширины каналов ротора суфлера, так и за счет снижения концентрации масла в смеси, поступающей на вход ротора суфлера.

*Ключевые слова:* динамический сапун, ротор с радиальными каналами, тангенциальный вход.

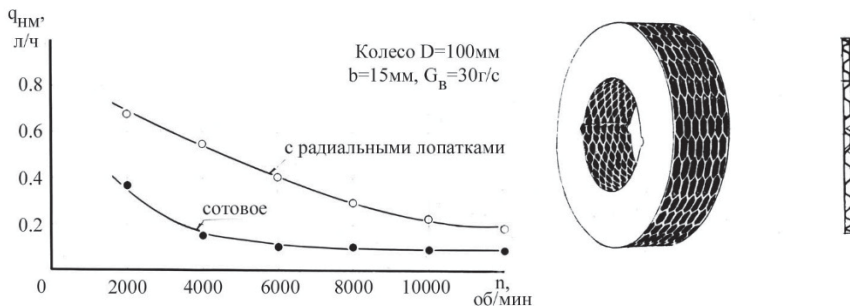
Система суфлирования масляных полостей опор двигателя, как известно, предназначена для отвода из полостей воздуха, проникающего в них через подвижные уплотнения валов ГТД и тем самым препятствующего утечкам масла из этих полостей. При удалении этого воздуха из масляных полостей двигателя по системе суфлирования в ней производится его очистка от масла. Для этого у авиационных ГТД предусмотрены приводные суфлеры — сепараторы, устанавливаемые в линии суфлирования. Отделенное в них масло возвращают в циркуляционный контур масляной системы. В зависимости от направления течения воздухомасляной смеси суфлеры разделяют на осевые и радиальные.

Одной из важных технических характеристик газотурбинного двигателя, влияющих на его потребительские качества, является величина часового расхода масла. Причем, как показала практика, основной составляющей этого расхода являются безвозвратные потери масла с воздухом, удаляемым по системе суфлирования.

У авиационных двигателей расход масла через систему суфлирования определяется эффективностью сепарации масла динамическими суфлерами. В связи с этим повышение этой эффективности является важной задачей.

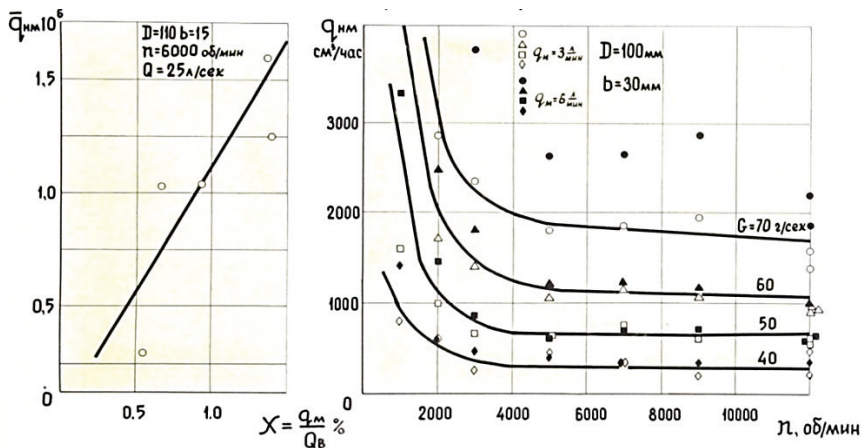
Одним из способов повысить эффективность маслоотделения суфлеров радиального типа является увеличение поверхности гидравлических каналов заменой лопаточных рабочих колес сотовыми. Сотовые каналы образованы набором спаянных друг с другом штампованных гофрированных дисков [1].

На ПАО «ОДК-Кузнецов» в 70-е годы было разработано и внедрено такое сотовое рабочее колесо. Повышение эффективности маслоотделения по сравнению с лопаточным колесом показано на графике рисунка 1.



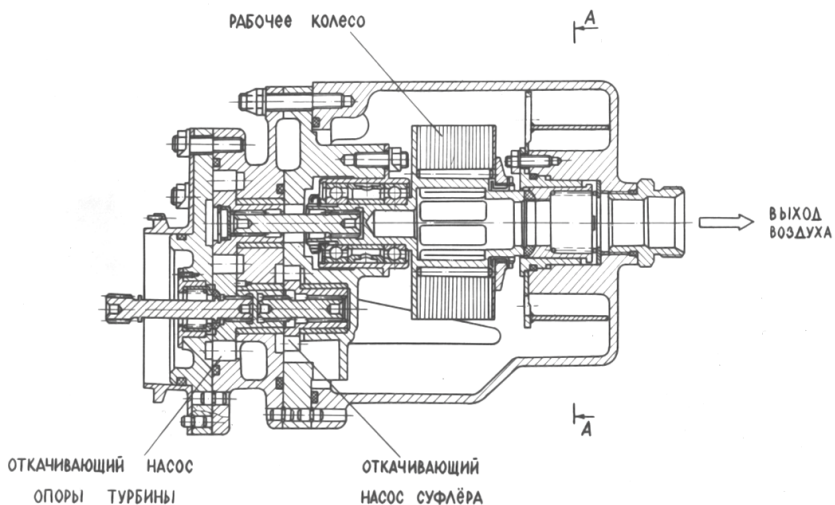
**Рисунок 1.** Сравнение количества неотделенного масла лопаточного и сотового рабочего колеса

Известно, что в каналах рабочего колеса суфлеров радиального типа происходит встречное движение масловоздушной смеси (в ядре потока) и отделенного масла (вдоль стенки канала). Концентрация масла данной смеси на входе в радиальный канал оказывает влияние на эффективность маслоотделения, обозначенную на рисунке 2 как  $q_{нм}$ . Там же указаны характерные размеры лопаточного рабочего колеса:  $D$  — наружный диаметр,  $b$  — ширина.

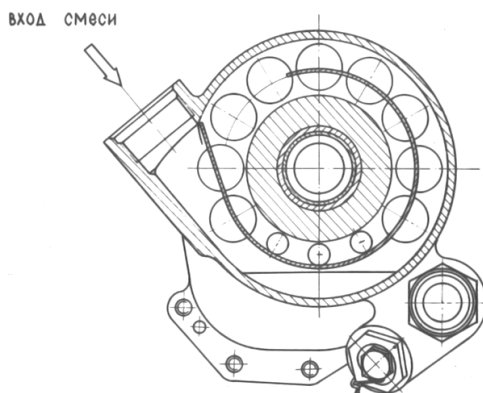


**Рисунок 2.** Влияние концентрации масла в смеси на эффективность маслоотделения суфлера

С целью снижения концентрации масла в масловоздушной смеси на входе в рабочее колесо был спроектирован суфлер опоры турбины ДТРДФ марки «НК» с предварительной камерой маслоотделения (рис. 3). В ней за счет тангенциального входа поток закручивается и под действием центробежной силы масло отбрасывается на периферию полости предкамеры и подводится к откачивающему насосу.



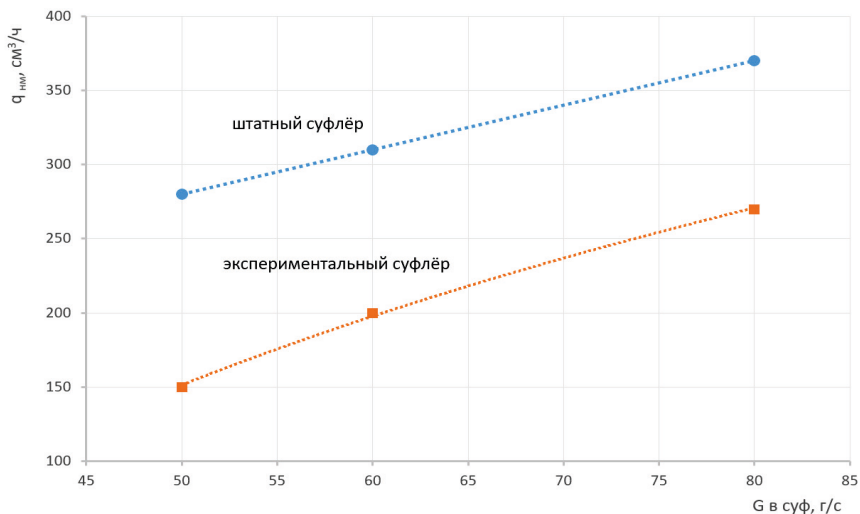
A - A



**Рисунок 3.** Конструкция экспериментального суфлёра с предкамерой для опоры турбины ДТРДФ марки «НК»

На графике (рис. 4) показаны характеристики маслоотделения штатного и экспериментального суфлёра при подачи смеси с содержанием масла 4 л/мин.

Эффективность экспериментального суфлёра подтверждена также и сравнительным испытанием на полноразмерном ДТРДФ, где потери масла снизились на 63 % на дозвуковых режимах и на 25 % на режимах, имитирующих сверхзвуковой полет.



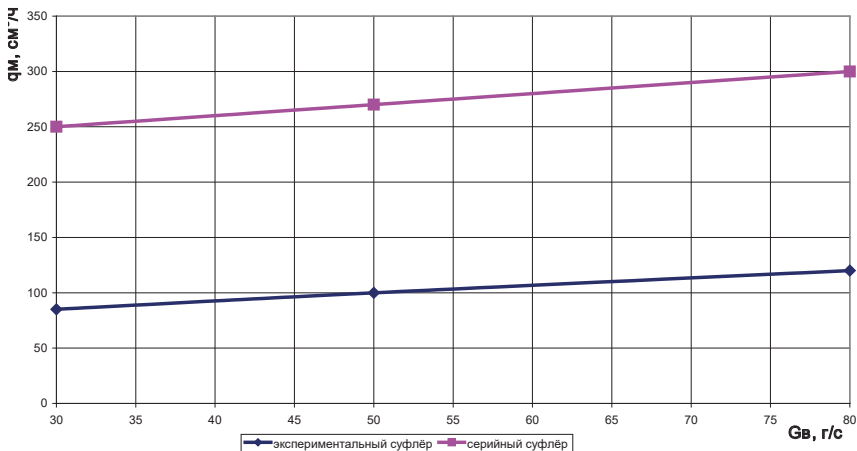
**Рисунок 4.** Сравнение эффективности маслоотделения штатного и экспериментального суфлера с предкамерой и тангенциальным входом смеси при различном расходе воздуха

В последнее время сотовое рабочее колесо было усовершенствовано. Внедрены более частые соты за счет отработки передовой технологии штамповки из популярной стали 12Х18Н10Т. В результате ширина радиального канала на наружном диаметре была уменьшена на 35 %. Вид рабочего колеса, установленного в корпусе суфлера, приведен на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Конструкция рабочего колеса с частыми сотами

На графике (рис. 6) приведены зависимости количества неотделенного суфлером масла от количества воздуха проходящего через его рабочие колеса серийной и вновь разработанной конструкции с частым гофром. Расход масла в составе масло-воздушной смеси составлял 4 л/мин.



**Рисунок 6.** Зависимость количества неотделенного в суфлерах масла от расхода воздуха через них

В настоящее время рабочие колеса с частым гофром внесены в конструкторскую документацию авиапроизводного двигателя марки «НК» мощностью 25 и 32 МВт. После эксплуатационных испытаний и оценки технологичности серийного производства будет рассмотрена возможность их внедрения на авиационные ГТД.

### Литература

1. Трянов А. Е., Гришианов О. А., Бутылкин С. В. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных ГТД: учеб. пособие. Самара: СГАУ, 2006.



**Ф. В. Карпов, А. Н. Поткин, И. А. Немтырева**

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск  
irina.nemtyreva@yandex.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ КРОМОК ЛОПАТОК ТУРБИН С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ КРОМОЧНЫХ ПОТЕРЬ**

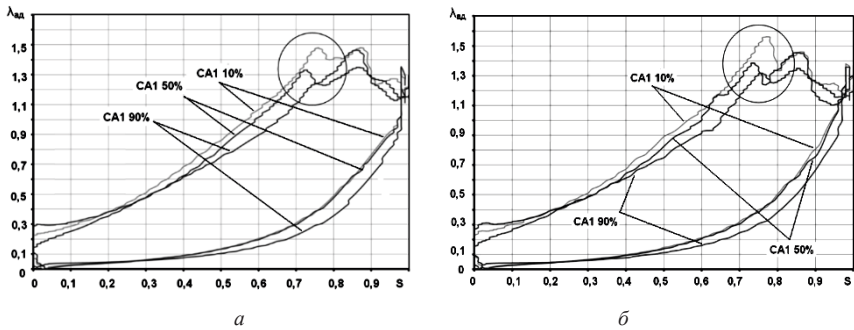
**Аннотация.** Рассмотрены подходы к моделированию выходных кромок охлаждаемых и неохлаждаемых лопаток осевых турбин с целью снижения кромочных потерь. Получены геометрические критерии по доработке выходных кромок для получения максимальной газодинамической эффективности лопаток.

Величина кромочных потерь лопаток турбин прямо пропорциональна диаметру выходной кромки лопатки, поэтому понятно стремление разработчиков турбин сделать ее как можно тоньше. На практике при профилировании лопаток турбин с диаметром выходной кромки меньшим 0,6 мм кромочная часть лопатки получается длинной и тонкой, что не отвечает нормам прочности. Поэтому диаметр выходной кромки изготавливаемых на производстве лопаток стараются делать больше или равным 0,6 мм. Таким образом, в идеале необходимо получить профиль пера лопатки, обладающий кромочными потерями, близкими к потерям лопатки с тонкой выходной кромкой, и прочностными свойствами как у лопатки с толстой выходной кромкой.

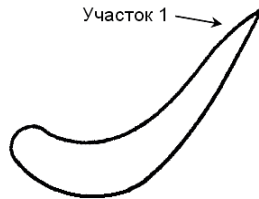
Кроме диаметра выходной кромки на величину профильных потерь также влияет утолщение лопатки в прикромочной области. Например, для одной и той же сверхзвуковой лопатки при условии одинакового диаметра выходной кромки в 0,6 мм утолщение профиля пера вследствие отклонений при отливке со стороны спинки на 0,37 мм, контролируемое на расстоянии 7 мм от выходной кромки, приводит к снижению КПД на 0,36 %. Происходит это, по-видимому, из-за роста потерь кинетической энергии, обусловленных увеличением волновых потерь в скачках уплотнений (рис. 1) по сравнению с исходным профилем (показано распределение приведенной скорости  $\lambda_{ад}$  по контуру профиля).

Разработчики турбин в желании снизить кромочные потери и увеличить КПД турбины стараются предложить различные способы доработки кромочной части пера лопатки с целью уменьшить толщину выходной кромки. Например, авторы [1] предлагают следующий способ доработки выходной кромки пера лопатки, при котором осуществляется ее подрезка со стороны корыта на участке 1 (рис. 2).

По большому счету, конструкция, представленная на рисунке 2, относится к охлаждаемым лопаткам и позволяет обеспечить увеличенный перепад давления на отверстиях для выдува охлаждающего воздуха за счет образования в зоне подрезки области с пониженным давлением по сравнению с лопатками без подрезки, но может



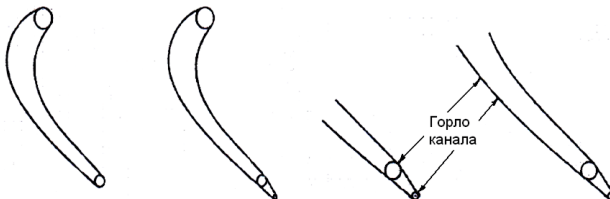
**Рисунок 1.** Обтекание сверхзвукового СА:  
*a* — проектная геометрия; *б* — с утолщением в прикромочной области



**Рисунок 2.** Подрезка пера лопатки со стороны корыта

быть применена и для неохлаждаемых лопаток. Недостатком данного способа подрезки выходной кромки является то, что срез удаляет часть теоретического (чертежного) профиля пера лопатки. Такая подрезка изначально не заложена в геометрию профиля пера и повлияет на его обтекание. Она вызывает местную диффузорность и негативно сказывается на характере течения газа в межлопаточном канале, в котором могут возникнуть отрывные течения.

В работе [2] предлагается распространить опыт, полученный при подрезке выходных кромок охлаждаемых лопаток турбин, на неохлаждаемые лопаточные венцы. При этом представляется целесообразным не подрезать, а наращивать выходную кромку лопатки, «пристраивая» к теоретическому (чертежному) скошенную выходную часть. Скос также выполняется со стороны корыта аналогично [1] (рис. 3).

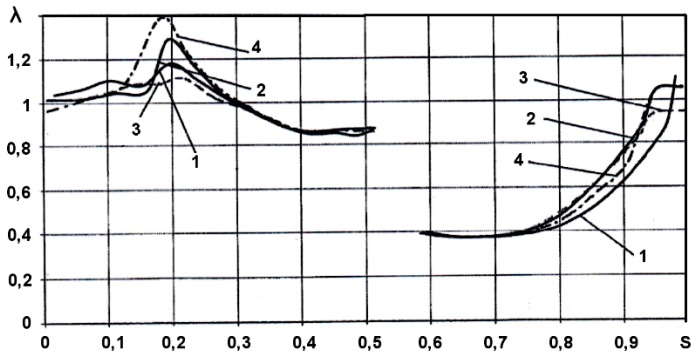


**Рисунок 3.** Наращивание выходной кромки лопатки

Авторы [2] осуществили расчетное исследование трех вариантов формы межлопаточного канала в области скоса: диффузорный (межлопаточный канал расширяется), конфузорный (межлопаточный канал сужается) и канал постоянного сечения на всем протяжении скоса.

По результатам данной работы получено, что применение скоса со стороны корыта приводит к снижению профильных потерь только для сужающегося канала или канала с постоянным сечением на всем протяжении области скоса. Объясняется это тем, что для диффузорного канала характерно увеличение других составляющих потерь кинетической энергии (рис. 4).

В то же время для решеток с диффузорным каналом и каналом постоянного сечения наблюдается повышение скорости в районе горла, вызванное изломом контура профиля. Кроме того, при обтекании появляется более выраженная сверхзвуковая область (по приведенной скорости  $\lambda$ ), при которой вблизи выходной кромки возникают скачки уплотнений, вызывающие рост волновых потерь. Как видно из рис. 5, эти процессы наиболее интенсивно протекают в диффузорном канале.



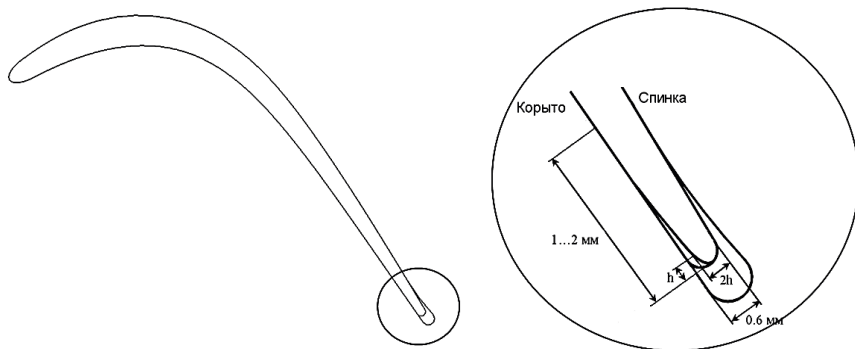
**Рисунок 4.** Распределение приведенной скорости по контуру профиля:

- 1 — базовый профиль; 2 — профиль постоянного сечения в области скоса;  
3 — профиль конфузорный в области скоса; 4 — профиль диффузорный в области скоса

Данному способу доработки выходной кромки присущи те же недостатки, что и в [1]: изменяется проектный профиль пера лопатки, появляется точка изменения кривизны на корыте и утолщение в прикромочной зоне, которое также увеличивает профильные потери.

Авторами настоящей статьи в качестве альтернативы данному способу доработки выходных кромок неохлаждаемых лопаток турбин предлагается следующий. После удаления литейного прилива выходная кромка со стороны спинки дорабатывается до чертежных значений, а со стороны корыта срезается без ступеньки на протяжении  $1 \dots 2$  мм таким образом, чтобы на расстоянии  $h = 0,1 \dots 0,15$  мм от крайней точки выходной кромки толщина профиля пера лопатки составляла  $2h$  (рис. 5). При

этом канал остается конфузорным, а профиль не имеет перегиба кривизны по корыту пера лопатки из-за скоса. Кроме того, в результате данной доработки профиля не появляется утолщения пера лопатки в прикромочной зоне, при наличии которого, при равной толщине выходных кромок лопаток, профильные потери могут увеличиваться.

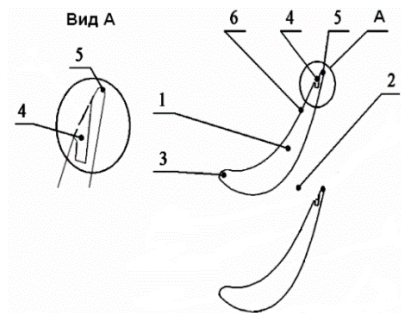


**Рисунок 5.** Доработка выходной кромки пера лопатки

Такая подрезка выходной кромки пера лопатки не изменяет геометрию проектного профиля пера лопатки, не приводит к диффузорности канала, тем самым не влияет на характер течения газа в межлопаточном канале, но при этом позволяет утонять выходную кромку в 2 раза. Тем самым снижаются потери кинетической энергии, возникающие при обтекании выходной кромки, и увеличивается КПД турбины.

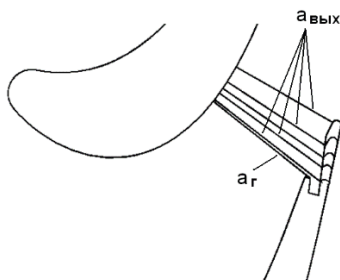
Моделирование выходной кромки охлаждаемых лопаток турбины носит более сложный характер, так как необходимо учитывать влияние изменения геометрии на выпуск охлаждающего воздуха. При выполнении среза пера лопатки со стороны корыта происходит перенос горла лопаточного венца в сечение перед окнами для выпуска охлаждающего воздуха, что способствует снижению давления газа в месте выдува и созданию более благоприятных условий для истечения охлаждающего воздуха. То есть перепад давления по системе охлаждения лопатки увеличивается за счет снижения давления в месте выдува, что обеспечивает увеличение расхода охлаждающего воздуха через выходную кромку при сохранении его газодинамических параметров в месте подвода.

Авторами статьи было выполнено расчетное исследование влияния формы выходной кромки (ее подрезки или наращивания по отношению к проектной) на изменение перепада давления по системе охлаждения рабочей лопатки. При работе турбины охлаждающая среда поступает в полость пера 3 лопаток, охлаждает их и сбрасывается в межлопаточный канал 2 через отверстия 4, размещенные в зоне выходной кромки 5 со стороны корыта 6 пера 1 (рис. 6).



**Рисунок 6.** Схема охлаждаемой рабочей лопатки

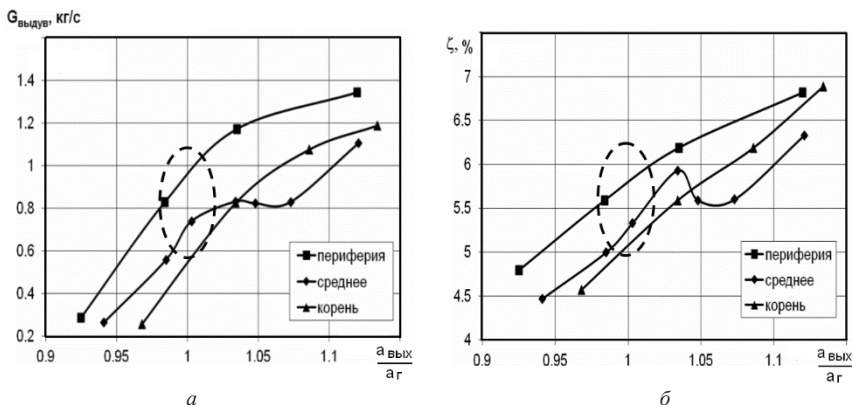
Численные исследования проведены на примере рабочей лопатки первой ступени двухступенчатой ТВД в интервале геометрических величин  $0,93 \leq a_{\text{вых}}/a_{\Gamma} \leq 1,14$ , где  $a_{\Gamma}$  — минимальное расстояние от спинки до корыта (горло исходной лопатки),  $a_{\text{вых}}$  — минимальное расстояние от спинки лопатки до модифицированной (срезанной или наращенной) выходной кромки (рис. 7).



**Рисунок 7.** Моделирование выходной кромки лопатки

По результатам расчетов получено, что область наиболее быстрого роста расхода охлаждающего воздуха через окна на выходной кромке происходит при изменении отношения  $a_{\text{вых}}/a_{\Gamma}$  от минимального, соответствующего максимально наращенной выходной кромке, до  $a_{\text{вых}}/a_{\Gamma} \leq 1,03$  (рис. 8). При дальнейшем увеличении скоса выходной кромки от  $a_{\text{вых}}/a_{\Gamma} \geq 1,03$  до полной обрезки выходной кромки рост расхода замедляется.

Изменение потерь кинетической энергии имеет тот же характер (рис. 9), от минимального значения при максимально наращенной выходной кромке ( $a_{\text{вых}}/a_{\Gamma} < 0,96$ ), где потери на смешение и кромочные потери минимальны, а канал конфузورный, до максимального при полностью обрезанной выходной кромке ( $a_{\text{вых}}/a_{\Gamma} > 1,1$ ), где суммарное значение кромочных потерь и потерь на смешение наибольшее, а канал диффузорный.



**Рисунок 8.** Изменение газодинамических параметров: расхода охлаждающего воздуха (а) и потерь (б)

Исключение составляет среднее сечение рабочей лопатки, где данное месторасположение горла и скоса выходной кромки является неоптимальным и приводит к повышенному уровню профильных потерь в решетке. Всплеск потерь кинетической энергии газа на среднем сечении рабочей лопатки объясняется наиболее быстрым развитием отрывных течений на спинке и наибольшим переразгоном по корыту в области выдува. Поэтому при проектировании новых лопаток требуется проводить подобные предварительные расчеты по определению формы скоса выходной кромки.

Данные результаты соответствуют результатам, полученным в [2]. При подрезке выходной кромки имеет место диффузорный межлопаточный канал на участке от начала среза до выходной кромки, в этом случае давление в месте выдува снижается, следовательно расход охлаждающего воздуха повышается при сохранении его газодинамических параметров в месте подвода, а профильные потери возрастают по сравнению с исходным профилем. При наращивании кромки картина обратная: давление в месте выдува увеличивается, следовательно расход охлаждающего воздуха снижается при сохранении его газодинамических параметров в месте подвода, а величина профильных потерь минимальна, так как канал становится конфузорным и профильные потери снижаются относительно исходного профиля.

Таким образом, необходимо найти баланс между повышением кромочных потерь и улучшением условий выдува охлаждающего воздуха в выходную кромку. Из рис. 8 видно, что условие для оптимального сочетания этих параметров — это условие постоянства площади межлопаточного канала на участке от места скоса на корыте до выходной кромки  $\frac{a_{\text{вых}}}{a_r} \approx 1 \pm 2\%$ .

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Организация выдува необходимого количества охлаждающего воздуха в выходную кромку при допустимом увеличении потерь кинетической энергии возможна

при изменении выходной кромки (ее подрезке или наращивании) в интервале  $a_{\text{вых}}/a_1 \approx 1 \pm 2\%$ .

2. Модификация выходной кромки в рекомендуемых пределах приводит к повышению экономичности и эффективности охлаждения, в частности снижения расхода охлаждающего воздуха на 0,4 %.

3. Для повышения газодинамической эффективности турбины, необходимо при профилировании пера лопатки закладывать максимально возможную тонкую выходную кромку, которая будет иметь минимальные профильные потери. Когда, по условиям прочности, это сделать невозможно, следует выполнять доработку выходной кромки, обеспечивающую конфузорный межлопаточный канал или канал постоянного сечения, в зависимости от того охлаждаемая это лопатка или нет.

### **Литература**

1. *Агеев А. Б., Мамаев Б. И.* Авторское свидетельство Российской федерации № 1450462, 1996.
2. *Батулин О. В., Матвеев В. Н.* Расчетное исследование влияния скошенной выходной кромки лопатки осевой турбины на профильные потери в неохлаждаемом лопаточном венце // Вестник СГАУ. 2006. № 2–2. С. 371–374.

**В. К. Лобанов**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ. НУЛЕВОЙ ЭТАП ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА АГТД. КОНЦЕПЦИЯ ОТРАБОТКИ ПАРАМЕТРА ВИБРОПРОЧНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ**

*Аннотация.* Понятия жизненного цикла АГТД и его этапов использовали не всегда, но всегда проводили предварительные исследования работы узлов, изучали механизмы проявления параметров, уточняли модели функционирования, отслеживали безопасную долговечность, заботились о неущербной утилизации. Более того, формировали дружественную среду взаимодействия и творческой отдачи сотрудников. Единый конгломерат взаимодействий участников процесса обходился без ярлыков. С проявлением тенденции разграничивать единый процесс работы над изделием, упустили основополагающий этап накопления и переработки знаний о создаваемом изделии, и исключили организационные механизмы, в рамках которых это происходило ранее. Предложено концептуальные разработки относить к нулевому этапу жизненного цикла, предваряя базовые этапы.

Уровень вибронпряженности трубопроводов нормируется, т. е. входит в перечень выходных контролируемых параметров, следовательно, разработчик двигателя должен иметь программу и инструменты проектного, технологического и производственного обеспечения заданного уровня вибронпряженности.

Применение трубопроводов в составе двигателя ограничено минимальной величиной запаса предела выносливости.

$$[\sigma] = \sigma_{-1}/k.$$

Управлять значением выходного параметра можно воздействуя как на  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости, так и на  $\sigma_b$  — действующие напряжения. Отработка трубопроводной обвязки находится в цепочке: силы от ротора возбуждают корпус, вынужденные колебания корпуса определяют кинематическое возбуждение трубопроводов.

Процесс разработки — процесс итерационный в рамках природы изделия как параметрической сущности. В ходе диалога разработчик-двигатель коллектив ОКБ занимается двигателем, т. е. сведением всех параметрических свойств воедино. Результативность специалиста-предметника проявляется, если решаются вопросы не только конкретного параметра, а решаются вопросы двигателя через параметр.

Конечный результат достигается в ходе процесса разработки, расчленяемой на опорные этапы жизненного цикла создания изделия, соответствующие своим объектам разработки. Этапность ЖЦ выделяется видом (сущностью) разрабатываемого объекта, способом описания модели состояния, критериями оценки, правилами переходов и операциями, обеспечивающими необходимые преобразования состояния объекта.



Выделены следующие опорные этапы ЖЦ формирования параметра изделия: объект проектирования (ОП), объект конструирования (ОК), объект доводки (ОД), материальный объект техники (МОТ), совокупность материальных изделий — парк МОТ (ПМОТ), объект защиты (ОЗ).

Каждый этап характеризуется собственной сущностной структурой действий, собственным способом (формой) описания выходного параметра, собственными моделями и критериями качества и своеобразием методов достижения результата.

Очерченный подход инвариантен для разработки любого технического объекта. В то же время при специализации на проектировании изделий конкретного продуктового ряда накапливается совокупность однотипных, и не очень, задач, решение которых найдено, оптимизировано, проведено и встроено в цепочку ЖЦ.

Освоение и наработку этого опыта, несущего приобретенное новое знание, целесообразно выделить в самостоятельный этап и предварить опорные этапы ЖЦ.

Нулевой этап ЖЦ — проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием, вводится для решения следующих задач:

- аккумулировать доступный опыт предыдущих разработок и сформировать базы данных механических свойств, методического и программного обеспечения, принципы концептуального подхода;
- определиться с физическими механизмами присутствующих в конструкции связей;
- заранее выявить противоречия, возможные на последующих этапах разработки, проектирования и конструирования при новых задачах и прежнем опыте;
- очертить и сформировать границы единства (целостности) целесообразности, сбалансированности соответствующих проектных и конструкторских решений;
- объективизировать проведение корректного анализа возможных последствий дефектов;
- выявить и подготовить условия принятия в конфликтных ситуациях компромиссных решений, на основе взаимозаменяемых конструкторских находок.

Непосредственным результатом этапа является выработка концепции параметрической (силовой, динамической, ...) схемы т. е. желаемой модели поведения конструкции. Программа работ по обеспечению выходного параметра узла в связке диада «объект-средство» с иерархией шагов, с причинными и физическими связями, материализованными на поле конфигураций допустимых взаимозаменяемых решений обеспечивает уверенность в успешной реализации желаемого.

Этап — проектные исследования, сопровождаемых поисковым конструированием, перманентен, пока развивается тематика, и маркируется только промежуточными достижениями на данный момент времени, т. к. в следующий момент опыт подбросит новые проблемы.

Качество создаваемого продукта в значительной степени (напрямую) определяется новыми освоенными областями, в связи с чем организация деятельности разработчика должна предусматривать не только трансляцию его текущей квалификации (основанной на прошлом опыте) (знания, умения...) в создаваемый продукт, но и целенаправленную выработку новых знаний (как локальных, так и общих).

Объективную основу такой потребности предоставляет несовпадение проектного прогноза и реального поведения конструкции (дефект) и выявление, обобщение контента, где это противоречие выявилось (проявилось). Контент рассматривается не только узкоаспектно по дефектному узлу, но в масштабе изделия и даже вне технических составляющих.

Поскольку контент охватывает семейство и даже класс изделий, организация этой стороны деятельности — получение и извлечение знания (в грамм добыча — в год труды) должны исходить из существа содержания разработки и соотносится с объемом задачи и необходимым инструментарием достижения решения: модели, параметрические критерии, методики, алгоритмы, термины, программы, планирование, объединенных в непротиворечивую систему среды разработки и обеспечения выходного параметра.

Исходный момент — фиксация и признание потребности, выявление противоречия прогноза (который, естественно, базируется на заложенных моделях, т.е. известных до начала разработки изделия), и факта фактического поведения, осуществленного (материализованного) изделия.

В конечном счете нулевой цикл — проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием нацелен на упрощение выбора приемлемой сложности при отработке конструкторских решений в рамках целостного изделия.

Нулевой цикл — проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием предоставляет структурированную последовательность действий и характеризуется свойствами:

- многопрофильностью (многоаспектностью) при обеспечении одного параметра;
- вложенностью (в форме отслеживания отношений диада «объект-средство»);
- цикличностью (процессы итерационные);
- сложностью формирования адекватных критериев.

Нулевой цикл — проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием охватывает:

- целевую функцию и конкретизирует список требований;
- факторы, модели и алгоритмы обеспечения целевой функции на опорных этапах жизненного цикла;
- формирование массива конфигураций взаимозаменяемых конструктивных решений;
- методы адаптации системы к стадии подтверждения — защиты разработки;

- методики отработки выходного параметра на моделях разной степени полноты.

Нулевой цикл ЖЦ — проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием, фактически вырабатывает концепцию достижения параметра за счет:

- различия видов деятельности с введением, при необходимости, новых терминологических определений;
- формирование объема исследуемого контента: выделение и оконтуривание систем и метасистем, определяющих параметр;
- ориентации на среду разработки с учетом, что ее придется модифицировать под последовательно осознаваемые задачи;
- разработки, подбора специализированных инструментов, адекватных конкретным задачам, замыкающих целевые усилия;
- развития и расширения применения инструментов на сходные системы;
- внедрения разработанного концептуального подхода уже в качестве базового инструмента разработки и защиты изделия.

Постулированные тезисы проверены на примере отработки вибропараметра изделий ОКБ «КЛИМОВ».

Блок-схема рис.1 отражает содержание динамической силовой схемы, т.е. желаемой модели поведения, концепцию разработки вибродинамической отработки двигателя, базирующийся на представлении об изделии как параметрической сущности и вытекающей из нее построении в форме диады «объект-средство» и структуры равноположенных диад «объект-средство».

Параметрическая сущность предполагает (неотделима от) междисциплинарную интеграцию.

Объем отработки включает формирование связанной системы ротор-корпус как системы со слабыми связями, что позволяет проводить независимую отработку поведения как роторной, так и корпусной систем, что принципиально, и обеспечить адекватность разработки процессу поузлового проектирования, сосредоточенного в соответствующих подразделениях.

С опорой на правила параметрического синтеза выстроена система критериев, отталкиваясь от которых, возможно вести разработку «сверху-вниз» без логических пропусков.

Корректировка точности поведения модели-проекта достигается применением системных подходов таких, как проектная диакоптика; учетом возможного разброса значений конструктивных переменных, допускаемых документацией; компенсацией параметров.

Влияние этапа жизненного цикла изделия выявляется анализом смены вида функций, критериев, моделей на каждом из этапов с учетом уровня конструктивной подробности.

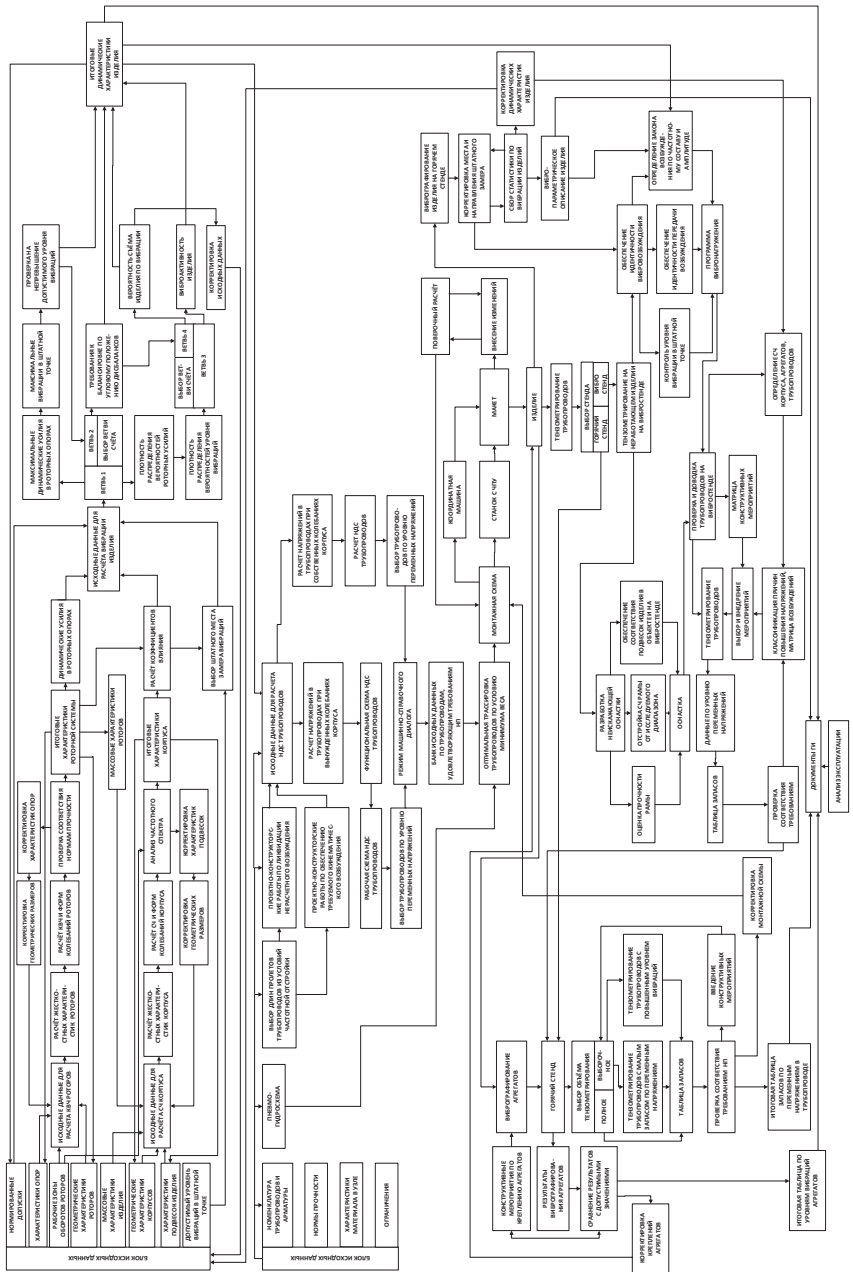
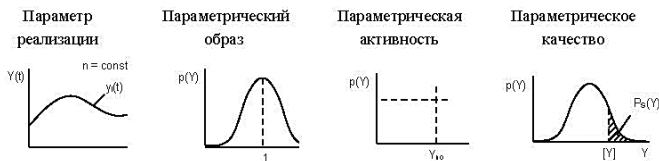


Рисунок 1. Блок-схема отработки виброактивности ГТД

Точность конструкторской модели определяется (описывается) понятием морфологической точности, где точно все, что находится в границах интервала предусмотренного ТЗ, в том числе и отнулевых интервалов  $0 < P < [P]$ ,  $\tau > [\tau]$ . Такому подходу адекватны понятия (термины):



И наполнена методическим, алгоритмическим, и программным оформлением оценка конструкторских взаимозаменяемых решений с тем, чтобы выбранная редуцированная модель могла быть конструктивно оформлена при исключении нежелательных проявлений других механизмов возникновения колебаний.

Редуцирование означает выделение конкретного поведения из ряда (номенклатуры) возможных типов. Это не искусственное действие. Это целенаправленная работа, разноплановая, по рациональному конструктивному выбору. Сначала анализ неопределяемых уверенно сторон явления, затем их усечение, далее конструктивное оформление полученной управляемой модели.

В частности, в эти комплексы задач — типовых подсистем, которые рассматривались и в рамках которых при разработке проекта изделия добивались контролируемых условий динамического поведения за счет дифференцированной системы критериев, соотношенных с каждой фазой проектирования, и применения соответствующих технических решений, входят:

- механизмы силового воздействия:
  - от массового дисбаланса (в т.ч. с наработкой);
  - от сил обкатки в зазорах опор;
  - при проходе резонансов (КЧО);
  - при работе в зоне самоцентрирования роторов;
  - при перекосе колец подшипника;
  - при изломе оси ротора;
  - коксовании масла в полостях ротора.
- элиминирование механизмов колебаний с некрatными частотами к оборотам роторов:
  - автоколебания ротора, обусловленные неравномерным по окружности зазором ротор-статор;
  - автоколебания из-за жидкости в полостях ротора;
  - автоколебания, вызываемые в шлицевом соединении при сломе оси валов;
  - маятниковые формы колебаний ротора в зазорах подшипников;

- параметрические колебаний при нелинейной характеристике жесткости опоры;
- колебания при включении ротора в автоколебательную систему воздушного тракта;
- местный отклик на частное локальное воздействие: (местные вибрации корпуса как оболочки, элементов корпусов опор, агрегатов...);
- взаимовлияние роторов по возбуждению;
- передача усилий в узлах форм колебаний.
- учет воздействие со стороны объекта:
  - воздухозаборник,
  - входное устройство,
  - воздействие конструкции объектов на двигатели, вследствие недостаточности монтажного зазора;
  - незащищенность от воздушного потока — сопло в потоке.

Прежде чем принять концепцию к внедрению, ЗиК провел теоретические и экспериментальные работы по изучению динамического поведения роторов и корпусов расчетным путем на разработанных моделях, на установках и работающих двигателях с тензометрированием роторов и опор, вибрографированием корпусов, замером прогибов роторов и усилий в опорах, определил, в том числе экспериментально, собственные частоты колебаний, упругие свойства некоторых конструкций и пределы выносливости соединений трубопроводов. Получены законы распределения переменных, определяющих вектор усилия — зазоров в подшипнике, податливости опор с упругими элементами Аллисон, и т. д.

Концепция, как структурированная блок-схемой отработки виброактивности ГТД последовательность действий, опирается на следующие принципы (положения):

- изделие — параметрическая сущность;
- каждый выходной параметр — продукт изделия как целого;
- параметр управляется воздействием на промежуточные переменные по цепочке требований сверху — вниз;
- последовательность проектных действий должна быть адаптирована к стадиям последовательно-параллельного поузлового проектирования;

Физическая реализация осуществляется через:

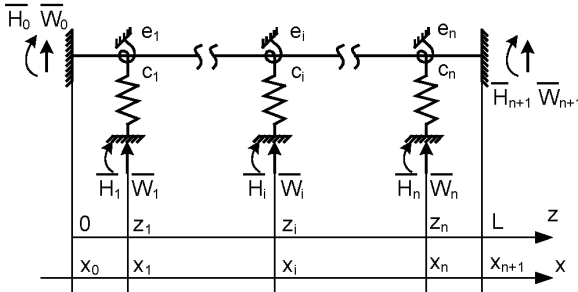
- введение слабых связей для развязывания системы ротор-корпус на подсистемы с парциальными динамическими характеристиками;
- формирование балочных форм колебаний;
- поддержания независимых от оборотов роторных усилий в рабочей зоне оборотов за счет эффекта самоцентрирования.

Отработка трубопроводной обвязки находится в цепочке: силы от ротора возбуждают корпус, вынужденные колебания корпуса определяют кинематическое возбуждение трубопроводов.

Рисунок схематически отражает кинематическое возбуждение, определяемое смещениями и углами поворота мест креплений трубопровода на корпусе двигателя.

**Расчетная схема трубопровода**

Трубопровод длины  $L$ , имеющий  $n$  дополнительных подкреплений с заданными радиальными и угловыми податливостями.



связь смещений и углов поворота мест крепления трубопровода со смещениями и углами поворота точек корпуса:

$$\begin{cases} \bar{W}_i = \bar{Y}(x_i, \omega) \\ \bar{H}_i = \bar{Y}'(x_i, \omega) \\ z_i = x_i - x_0 \end{cases}$$

$\bar{W}_i, \bar{H}_i$  – вектора относительного смещения и поворота  $i$ -го крепления трубопровода;  
 $n$  – количество промежуточных опор трубопровода;  
 $c_i, e_i$  – жесткости  $i$ -ой опоры на смещение и поворот

**Математическая постановка задачи**

**Функциональная схема трубопровода**

Выражения, описывающие физические процессы функционирования трубопровода по переменным напряжениям

Зависимость переменных напряжений, возникающих в трубопроводе, от динамического возбуждения и передаточных характеристик конструкции

$$\bar{\sigma}(z, \omega) = \sum_{k=1}^r \bar{\sigma}_k(z, \omega) = \sum_{k=1}^r \bar{R}_k \cdot \phi(z, \omega),$$

$\bar{\sigma}(z, \omega)$  – вектор переменного напряжения в сечении трубопровода,

$\bar{R}_k$  – вектор  $k$ -ого усилия,

$r$  – общее число усилий, действующих на корпус с частотой  $\omega$ ,

$\phi(z, \omega)$  – расчетная функция  $\phi(z, \omega) = \phi(z, \omega, S, EI, c_i, e_i, \Theta_k)$ .

Зависимость переменных напряжений, возникающих в трубопроводе, от возбуждения, определяемого  $j$ -ой собственной формой колебаний корпуса

$$\sigma(z, \omega_j) = Y(x_0, \omega_j) \phi_j(z),$$

$\bar{\sigma}(z, \omega_j)$  – переменное напряжение в сечении трубопровода при колебании корпуса изделия по  $j$ -ой собственной форме  $Y(x_0, \omega_j)$  – вибропараметр,

$\phi_j(z)$  – расчетная функция  $\phi_j(z) = \phi(z, S, EI, c_i, e_i, y_j(x), \tilde{y}_j(x))$ ,

$S$  – момент сопротивления сечения трубопровода,

$EI$  – жесткость сечения трубопровода,

$\tilde{y}_j(x), \tilde{y}_j'(x)$  – относительное смещение корпуса по  $j$ -ой собственной форме колебаний корпуса и ее первая

производная по оси  $x$ ;

условие непревышения ожидаемым значением напряжения в сечении трубопровода некоторого наперед заданного значения  $[\sigma(z)]$  с заданной вероятностью  $[\varepsilon]$ .

Критерий выбора трубопровода по переменным напряжениям при динамическом возбуждении трубопровода и передаточных характеристик конструкции:

$$\min_{z \in [0, L]} \{ \varepsilon(z, \omega) \} = \min_{z \in [0, L]} \left\{ \int_0^{[\sigma(z)]} p(\sigma) d\sigma \right\} \geq [\varepsilon],$$

где  $[\sigma(z)] = \frac{\sigma_{-1}(z)}{k_3}$ .

Критерий выбора трубопровода по переменным напряжениям при возбуждении трубопровода собственными колебаниями корпуса:

$$\max_{\substack{z \in [0, L] \\ j=1, 2, \dots, (N-1)}} \left\{ \varepsilon(z, \omega \frac{\sigma(z, \omega_j)}{[\sigma(z)]} \right\} \leq 1,$$

где  $[\sigma(z)] = \frac{\sigma_{-1}(z)}{k_3}$ ,

$\sigma_{-1}(z)$  – предел выносливости материала трубопровода;

$\Omega$  – область рабочих частот вращения;  $k_3$  – коэффициент запаса;

$N$  – число учтенных в расчете собственных форм колебаний корпуса;

$p(\sigma)$  – плотность распределения вероятностей напряжения в фиксированном сечении по длине трубопровода.

Дисбалансной модели нагрузок сопоставляется функция параметрической активности в виде:

$$\bar{Y}_N = \omega \cdot \sum_{\nu=1}^k \bar{R}_\nu \cdot A_{N\nu}.$$



Естественно желание раскрыть функцию параметрической активности наиболее простым образом, исследуя поведение нагрузки и коэффициента влияния.

Желание очистить функцию параметрической активности от не всегда ясно определяемых на практике членов позволяет целесообразно определить выражение для составляющей, ответственной за отклик конструкции на силовое воздействие:

$$A_{Nv} = \sum_{j=1}^N \frac{y_j(x_v) \cdot y_j(x)}{\omega_j^2 \cdot (1 - \xi_j^2)},$$

где:  $y_j(x_v)$  — ордината ортонормированной  $j$ -ой собственной формы колебаний корпуса в точке с координатой  $x = x_v$ ;

$\omega_j$  —  $j$ -ая собственная частота;

$\xi_j$  —  $\omega_j / \omega$  коэффициент расстройки;

$\omega$  — частота возбуждения.

Выражение для коэффициента влияния заведомо не содержит члена с сопротивлением, учет последнего проводится другими приемами.

Как известно, размеры деталей и узлов имеют разброс и реальные величины, например, длина, диаметр, дисбаланс не соответствуют номинальным значениям.

Поэтому виброобраз двигателя — рабочую схему представим в виде распределения параметра  $p(Y)$  — аналитического описания, учитывающего влияние разброса конструктивных параметров,

Сравнительные исследования показали, что  $A_{Nv}$  — достаточно устойчивы к вариации геометрии в пределах допусков корпусов, и коэффициенты влияния их можно считать постоянными от экземпляра к экземпляру двигателя.

Оценка влияния местных изменений жесткости узлов на частоты собственных форм корпуса представлена в таблице.

#### Влияние изменения жесткости элементов корпуса на собственные частоты колебаний корпуса

№	Элемент конструкции	Изменение параметра	Относительное изменение частоты				
			n1	n2	n3	n4	n5
1	Исходная конструкция	Ск; Ск.с.; Ст.; Ia	1	1	1	1	1
2	Корпус компрессора	1,5Ск.	1,00	1,10	1,07	1,03	1,05
		4Ск.	1,00	1,29	1,16	1,07	1,23
3	Корпус камеры сгорания	1,5Ск.с.	1,00	1,03	1,01	1,01	1,03
4	Труба выхлопного патрубка	2Ст.	1,35	1,03	1,01	1,02	1,10
		3Ст.	2,14	1,13	1,06	1,04	1,19
5	Агрегат с массовым моментом инерции	0 = Ia	1,02	1,175	1,30	1,178	1,1
		2 Ia	0,984	0,848	0,913	1,00	1,00
6	Подвеска	район II опоры	1,07	0,60	0,83	1,00	1,44

Значения частот собственных форм колебаний корпусов некоторых двигателей ЗиК представлены ниже.

### Собственные частоты колебаний корпуса изд. 78

Вид исследования	n1	n2	n3	n4	n5
	об/мин				
Расчет	1602	8705	14 050	19 835	24 197
Эксперимент	1600	8000–9000	14 000–15 000	18 000–19 000	–

### Собственные частоты корпусов изделия 65 в условиях испытаний

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА КОМПЛЕКТОВКИ ПРИ УСТАНОВКЕ ДВИГАТЕЛЯ НА РАЗНЫЕ СТЕНДЫ ПОЗВОЛЯЕТ КОРРЕКТНО КОММЕНТИРОВАТЬ ЗАМЕРЫ ВИБРОПАРАМЕТРА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ

Название	Место испытания	Система на податливых опорах, об/мин ( $\delta_{\text{полл}}; 20$ )							
		n1	n2	n3	n4	n5	n6	n7	n8
Изделие 65 с редуктором и рессорой без винта	цех 10 стенд 7	2897	4205	6782	11107	14042	20824	30941	33683
Изделие 65 с редуктором и винтом	цех 7 стенд 30	1720	3000	6190	10800	21270 >18600	21290	33670	>35000
Изделие 65 с гидротормозом без редуктора и винта	цех 7 стенд 13	2251	5616	9532	16478	21100	>35000	–	–

### Спектральный состав собственных колебаний корпуса изд.88

Из полученных расчетом собственных частот колебаний корпусов

$$\omega_1 = 119,5 \frac{1}{\text{сек}}; \omega_2 = 239 \frac{1}{\text{сек}}; \omega_3 = 427 \frac{1}{\text{сек}}; \omega_4 = 742 \frac{1}{\text{сек}}; \omega_5 = 1382 \frac{1}{\text{сек}};$$

$$\omega_6 = 1875 \frac{1}{\text{сек}}$$

три находятся в рабочей зоне оборотов роторов  $\omega_3, \omega_4, \omega_5$ . При испытаниях на вибростенде выявлены частоты собственных форм в следующих диапазонах частот вращения роторов

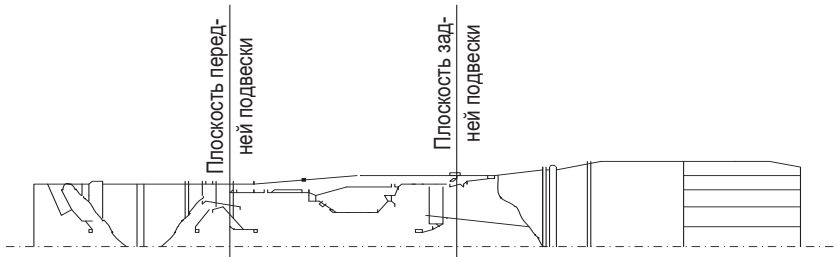
$$n_1 = 3900\text{--}4200 \text{ об/мин} = 408\text{--}440 \text{ 1/сек}$$

$$n_2 = 6700\text{--}7200 \text{ об/мин} = 701\text{--}754 \text{ 1/сек}$$

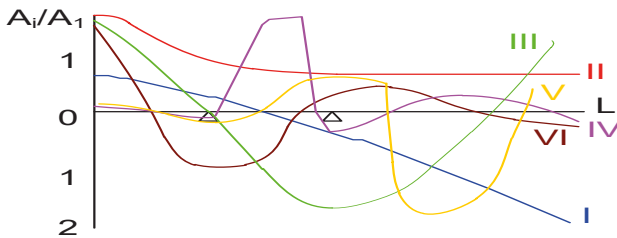
$$n_3 = 11900\text{--}13900 \text{ об/мин} = 1246\text{--}1455 \text{ 1/сек}$$

$$n_4 = 17400\text{--}18300 \text{ об/мин} = 1822\text{--}1916 \text{ 1/сек}$$

### Конструктивная схема корпуса



колебания по собственным формам



Допустимость расположения форм колебаний корпуса в рабочей зоне оборотов, т. е. тех форм, развитие колебаний по которым приводит к нарушению условия работоспособности, подлежит оценке.

С системой нагрузок дело обстоит иначе.

Несмотря на то, что каждый экземпляр имеет одинаковое количество сил, действующих на корпус, тем не менее, на каждом экземпляре система сил индивидуальна, т. к. каждый вектор в опоре отличается по величине и может быть развернут по углу  $\varphi$

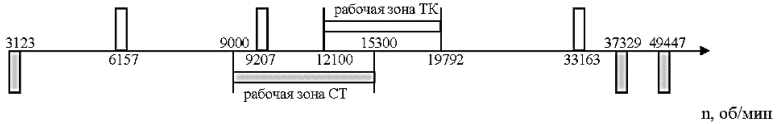
$$\bar{R}_v = R_v(x) \cdot \exp(-i\varphi_v).$$

Значения  $R_v$  и  $\varphi_v$  изменяются от экземпляра к экземпляру.

Величину вектора усилия в опорах роторов удается поддерживать постоянной в рабочей зоне за счет эффекта самоцентрирования роторов при прецессии ротора как жесткого тела, что отражают диаграммы ниже.

## Расположение критических частот вращения роторов двигателей ЗиК по оборотам

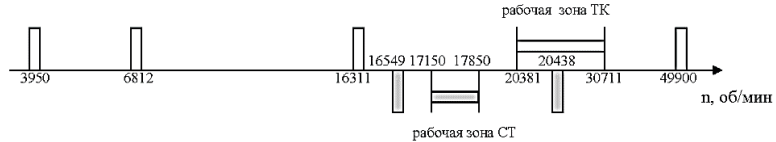
78 изделие



88 изделие



65 изделие



Выражения для распределения значений промежуточных переменных, формирующих величину вектора усилия, приведены ниже:

Общая статистическая зависимость для модуля радиальной нагрузки имеет вид:

$$p(R_v) = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1,02}{k_{v_1}} \cdot D_v \cdot \exp(-D_v) ; \\ \frac{1,02}{k_{v_1}} \cdot \exp\left(\frac{R_v}{k_{v_1}}\right) \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{R_v}{k_{v_1}} \cdot \exp\left(m_v f_v + \frac{\sigma_v^2 f_v^2}{2}\right) \cdot I_{11} - f_v \cdot \exp\left(m_v f_v + \frac{\sigma_v^2 f_v^2}{2}\right) \times \\ \times \left[ (m_v + \sigma_v^2 f_v) \cdot I_{11} + \frac{\sigma_v \sqrt{2}}{\sqrt{\pi}} \cdot I_{22} \right] \end{array} \right\} ; \\ \frac{\delta_{k_v}^2}{k_{v_2}} \cdot p(\delta_{k_v}) , \end{array} \right.$$

где:

- первое выражение соответствует распределению нагрузки в жесткой опоре без обкатки;
- второе — распределению нагрузки в жесткой опоре при наличии обкатки;
- третье — распределению нагрузки в упругой опоре;

$$I_{11} = \frac{1}{2} \left\{ \Phi \left[ \frac{\delta_{2v} - (m_v + \sigma_v^2 f_v)}{\sigma_v \sqrt{2}} \right] - \Phi \left[ \frac{\delta_{1v} - (m_v + \sigma_v^2 f_v)}{\sigma_v \sqrt{2}} \right] \right\};$$

$$I_{22} = -\frac{1}{2} \left\{ \exp \left( - \left[ \frac{\delta_{1v} - (m_v + \sigma_v^2 f_v)}{\sigma_v \sqrt{2}} \right]^2 \right) - \exp \left( - \left[ \frac{\delta_{2v} - (m_v + \sigma_v^2 f_v)}{\sigma_v \sqrt{2}} \right]^2 \right) \right\}.$$

Можно ожидать, что при серийном изготовлении двигателей распределение векторов нагрузок для партии двигателей в каждом сечении приложения сил равномерно по углу:

$$p(\phi_v) = \frac{1}{2\pi}, \quad 0 \leq \phi_v < 2\pi, \quad v = 1, 2, \dots, k.$$

Плотность распределения виброскорости в штатной точке на корпусе двигателя — вибропараметрический образ для одночастотного роторного возбуждения имеет вид:

$$p_{Y_{R_v}}(Y_{R_v}(x^*)) = \frac{1}{\omega \cdot |A_{N_v}(x^*)|} \cdot p_{R_v} \left( \frac{Y_{R_v}(x)}{\omega \cdot |A_{N_v}(x)|} \right).$$

Проектные действия, подкрепленные в серийном производстве мероприятиями по балансировке и сборке, позволили получить стабильные значения вибропараметра на эксплуатирующихся двигателях.

#### Максимальное значение вибропараметра на границе распределения изделия 78 собранном по чертежу

V max \ Источник	Расчет	Опытное производство	Серийное производство
V ст	68	57	68
V тк	44	29	61

На рисунке 1 представлена статистика уровня вибрации двигателей 79 и 78 в координатах: уровень вибрации по отношению к нормированному уровню — относительное количество двигателей. Более 85 % двигателей 79 и 95 % двигателей 78 имеют уровни вибрации, не превышающие 50 % нормированного значения.

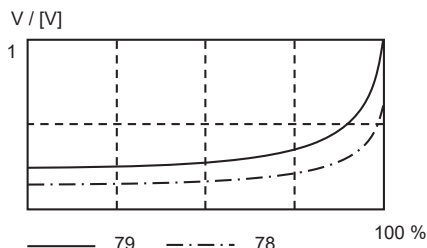


Рисунок 1. Статистика по уровням вибрации двигателей 79 и 78

Разработанная модель позволяет объяснить некоторые экспериментальные наблюдения.

В таблице приведены данные, показывающие влияние взаимного поворота векторов усилий в плоскостях опор роторов на уровень вибрации в штатной точке на корпусе двигателя.

Т а б л и ц а

**Сравнительные данные по вибропараметру двигателя в зависимости от взаимного углового смещения векторов усилий в плоскостях опор**

Ротор обороты	Двигатель (сборка № 1)		Двигатель (сборка № 2)	
	$V_{max}$	$V_{min}$	$V_{max}$	$V_{min}$
	мм/сек		мм/сек	
(min)	27,20	16,40	2,00	19,40
(max)	0,30	0,30	0,26	2,76

Как видно из таблицы, разброс реализаций возможен в несколько раз на одном и том же режиме двигателя, даже при одинаковых значениях вектора сил на рассматриваемых опорах, только за счет взаимного углового смещения векторов сил. Т. е., уровень вибрации в точке корпуса может снизиться при увеличении дисбаланса в опоре и возрасти при уменьшении. Также модель увязывает уровни вибрации по оси двигателя.

**Отношение продольной вибрации к соответствующей радиальной вибрации на I опоре (78 изд.)**

Место замера	По результатам		Кратности	Соответствие %
	расчета	эксперимента		
I опора	1,35	1,34	С.Т.	0,7
IV опора	1,70	1,76		3,5
I опора	1,15	1,15	Т.К.	
IV опора	1,70	1,60		6,2

Изд. 88 с учетом демпфирующих свойств конструкции максимальные оценки уровня вибропараметра на наиболее опасных частотах собственных форм оборотах имеют значения:

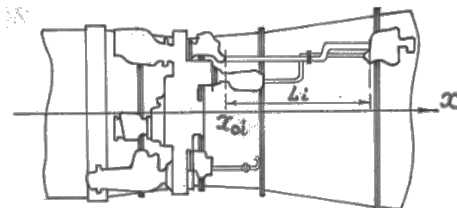
$$V_{КНД}(\omega_3) = 29,0 \text{ мм/сек}; \quad V_{КВД}(\omega_4) = 7,6 \text{ мм/сек};$$

$$V_{КНД}(\omega_4) = 22,6 \text{ мм/сек}; \quad V_{КВД}(\omega_5) = 1,4 \text{ мм/сек}.$$

Каждое из них меньше уровня работоспособности  $[V] = 30 \text{ мм/сек}$ .

## СИСТЕМА ОТРАБОТКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ

### Динамический синтез трубопроводов ГТД



Материалы, представленные выше, показывают, что концепция отработки вибропараметра, разработанная инициативными усилиями сотрудников и поддержанная руководством, приводит к уверенным результатам. Теоретическое обоснование, рассмотренное ранее, позволило реализовать существенные преимущества отработки динамической прочности трубопроводов с использованием вибростенда.

Форма исследования, в результате которого гарантируется и обеспечивается прочность трубопроводов, нормативными документами не предписываются.

С уточнением представления об источниках повышенных напряжений в трубопроводах АГТД и расширением экспериментальной базы появилась возможность отработку вибропрочности трубопроводов подчинить стройной последовательности. Распространено мнение, что зоны повышенных напряжений в трубопроводах связаны с резонансами пролетов самих трубопроводов.

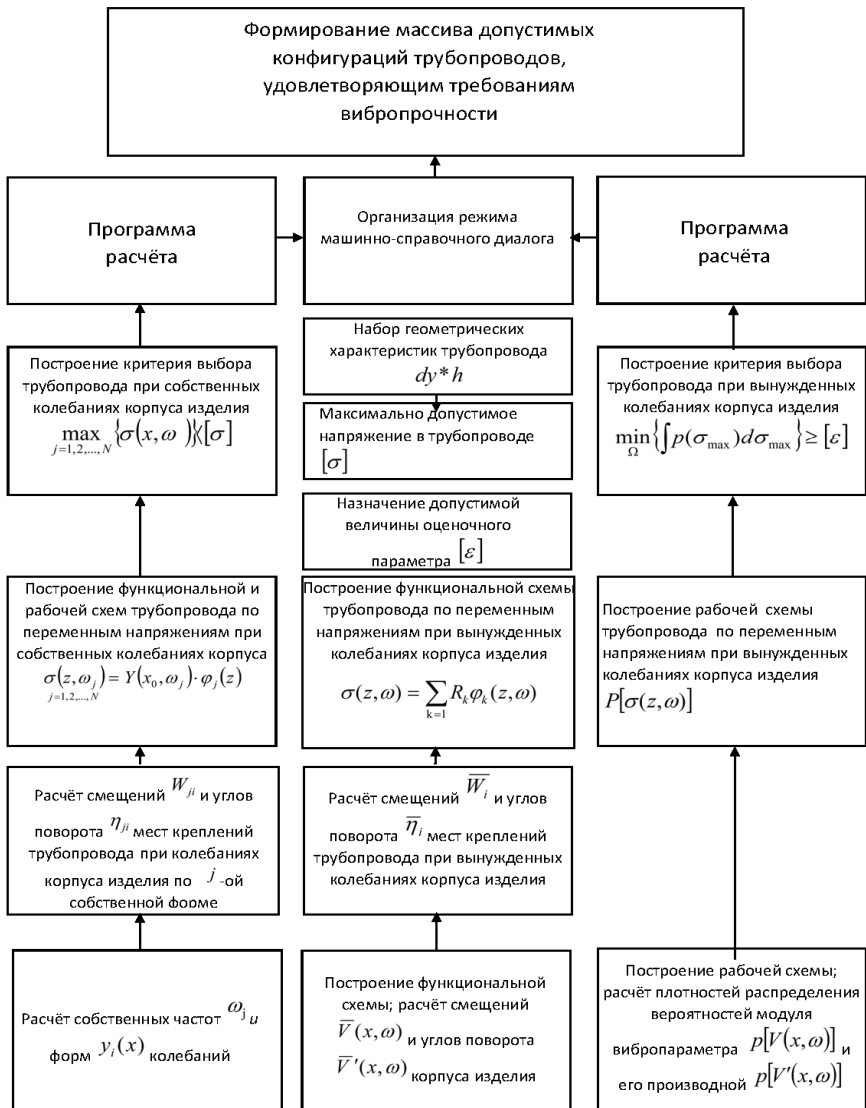
Однако, практика свидетельствует, что большая часть зон повышенных переменных напряжений обусловлена кинематическим возбуждением трубопроводов со стороны корпуса и агрегатов через подкрепления, амплитуды, которые увеличиваются на формах собственных частот корпусов и агрегатов.

Указанное открывает принципиальную возможность создать такие условия, что напряжения, индуцируемые при испытаниях на вибростенде и работающем изделии, будут близкими.

Тем самым, большую часть обработки прочности трубопроводов можно проводить на макете полноразмерного двигателя с использованием вибростенда.

Опираясь на изложенные выше данные, построена система обработки динамической прочности трубопроводов.

Проектно-конструкторские работы возможны с прояснением облика корпуса, что позволяет делать заготовки возможных годных конфигураций трубопроводов. Это проводится в соответствии с блок-схемой рис. 2.



**Рисунок 2.** Формирование массива допустимых конфигураций трубопроводов, удовлетворяющим требованиям вибропрочности

Они помогут уточнить схему трассировки за счет применения трубопроводов, отвечающих выбранным критериям динамической прочности, в том числе на хвостах распределения (параметрического образа) параметра.



Проведение исследования (получение динамических свойств силовой установки) подразумевает:

- получение информации о нагруженности трубопроводов тензометрированием по методикам нормативных документов;
- определение собственных частот колебаний корпуса, агрегатов параллельным вибрографированием и трубопроводов — с использованием мало-мощного вибратора или импульсным воздействием;
- выявления механизма повышенных напряжений параллельным вибрографированием корпуса и агрегатов с помощью матрицы возбуждения.

### Матрица возбуждения

Объект исследования	Исследуемый частотный диапазон, Гц					
	$f_{\min} \div f_{\min} + \Delta f$	$f_{\min} + \Delta f \div f_{\min} + 2\Delta f$	...	...	...	$f_{\max} - \Delta f \div f_{\max l}$
Корпус			+		+	+
Агрегат	+				+	+
Трубопровод	+		+			+

Динамическая матрица возбуждения сводит по столбцам интервалы частотного диапазона возбуждения, по строкам — трубопровод, сечение трубопровода (№ тензорезистора), агрегаты, к которым подсоединены трубопровод, корпус.

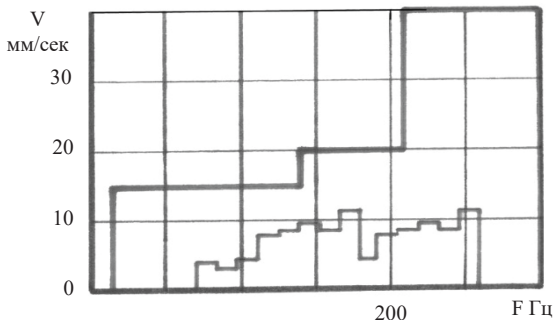
В строках матрицы отмечаются частотные интервалы повышенных напряжений или вибраций знаком (+), что наглядно выделяет причину (фактор) повышенных напряжений в трубопроводе, — корпус, большой коэффициент динамичности агрегата на собственной частоте, или резонансе трубопровода.

Двигатель на виброустановку монтируется в оснастке, обеспечивающей попереочное возбуждение корпуса через места крепления двигателя к объекту. Оснастка должна быть неискажающей, не влиять на собственные частоты корпуса и не иметь собственного частотного отклика в частотном диапазоне, определяемом программой возбуждения.

Закон возбуждения строится на основе зависимости вибропараметрического образа от оборотов.

Если она построена в зависимости от оборотов какого-либо из каскадов, то для закона возбуждения она сдвигается по начальной шкале на начальную частоту, если построение велось по оборотам высокооборотного ротора, и на конечную грань, если построение велось по оборотам низкооборотного ротора.

## ПРОГРАММА ВИБРОНАГРУЖЕНИЯ



На основе двух графиков строится огибающая, которая учитывает и нормативные требования.

Закон возбуждения поддерживается по датчику обратной связи, размещенным в месте контроля вибропараметра двигателя на объекте.

По результатам выявления механизма повышенных напряжений вводятся мероприятия с учетом фактора механизма природы повышенных напряжений в трубопроводе.

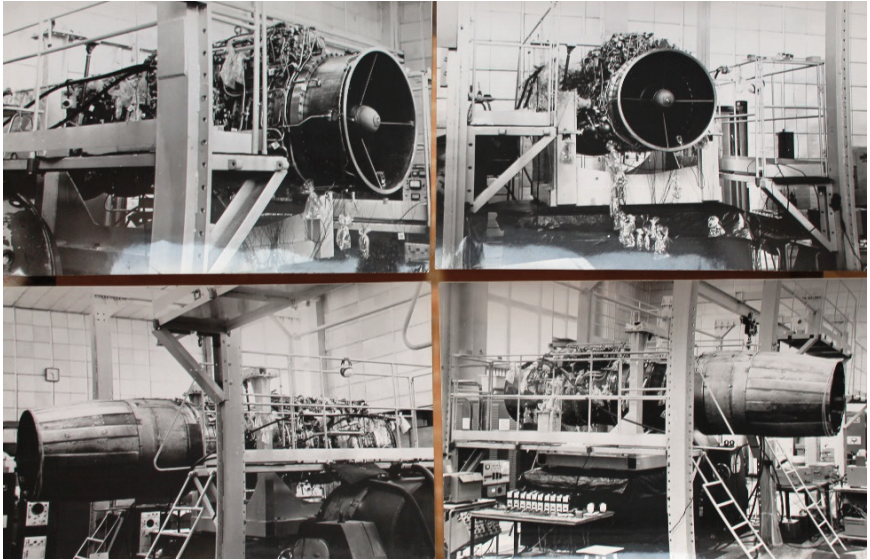
Матрица конструктивных мероприятий сводит по строкам — мероприятия, по столбцам — факторы, определяющие повышенные напряжения.

В строках матрицы знак (+) отмечает мероприятие, приводящее к снижению напряжений, определяемых фактором в столбце.

**Матрица мероприятий**

Мероприятия \ Источник повышенных напряжений	Корпус	Агрегат	Резонанс трубопровода
Введение подвешного крепления			+
Снятие подвешного крепления	+	+	
Введение крепления к корпусу двигателя	+		+
Введение крепления за агрегат		+	+
Ужесточение крепления агрегата		+	
Изменение конфигурации трубопровода	+	+	
Изменение трассировки трубопровода	+	+	
Изменение жесткости сечения трубопровода	+	+	+

В сочетании с диагностической матрицей нагружения информация конкретизирует элемент обвязки и способ воздействия на него в том или ином случае.



Проведение доводочных работ на вибростенде  
(фотография предоставлена Кузнецовым В. Е.)

Трактовка результатов тензометрирования.

Трубопроводы с запасом  $K_0 \geq 3,3$  считаются удовлетворяющими нормативной документации.

### **Заключение**

Организация работ в форме проектных исследований, сопровождаемых поисковым конструированием, — нулевой этап ЖЦ — подтвердила свою эффективность при создании на ЗиК широкого спектра АГТД. Конструктор работает на грани неизвестного. Поэтому у ЛППР должна быть возможность сформировать изначальное видение будущего результата, способов и путей его достижения. Проектные исследования этому способствуют.

### **Послесловие**

Проектные исследования, сопровождаемые поисковым конструированием — перманентный процесс. Обеспечение динамических параметров двигателей ЗиК, эксплуатируемых по всему миру, осуществлял коллектив высококвалифицированных, высокомотивированных, получавших эмоциональное удовлетворение от творческих усилий, сотрудников, способных и готовых на интеллектуальные вложения, и разработки выполнялись ими как обязательства инициативных личных творческих планов. Решающий вклад в разработку и осуществление этой концепции внесли

Троицкая З. В., Бурькина Н. А., Сапрыкин А. Н., Хрусталева Е. В., Кузнецов В. Е., Моренко Г. В. Отслеживание работ нулевого жизненного цикла АГТД как этапа проектных исследований, сопровождаемые поисковым конструированием, позволяет разрешить это противоречие.

### Литература

1. *Лобанов В. К.* Прочность — это Пы на Фы и не только. 60 лет ОП ЗиК // Климовские чтения — 2020. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2020.
2. *Кельзон А. С., Троицкая З. В.* Самоцентрирование и уравнивание высокооборотного компрессора // Изв. АН СССР. ОТП, Механика и машиностроение 1963. № 3.
3. *Лобанов В. К.* О принципах динамического синтеза роторных систем ГТД. Научно-техническое совещание по статической и динамической прочности двигателей. АН СССР 10–11 марта 1970. Ленинград, 1970. Проблемы прочности № 7 1970.
4. *Лобанов В. К.* Применение статистических методов при назначении исходного дебаланса роторов. Динамика гибких роторов. М.: Наука, 1972.
5. *Бурькина Н. А., Лобанов В. К., Хрусталёва Е. В.* Метод количественной оценки влияния конструкции роторной системы на съём ГТД по вибрациям // Научно-техническое совещание по проблемам прочности двигателей, АН СССР 8-11 апреля 1975. Тезисы докладов. Л., 1975.
6. *Кирзнер С. А., Кузнецов В. Е., Лобанов В. К., Моренко Г. В., Мурахтанова Е. Г., Сафонов А. Д., Сучков П. В., Сыроежкин А. Л., Федоров В. А., Хрусталева Е. В.* Использование виброкомплекса для обеспечения функциональной схемы трубопроводов ГТД по переменным напряжениям // Всесоюзное научное совещание по проблемам прочности двигателей. АН СССР. 27–30 марта 1979. Тезисы докладов. М., 1979.
7. *Muklestad N. O.* Vibration Analysis. New York, 1944.
8. *Гаспарский В.* Праксиологический анализ проектно-конструкторских разработок / пер. с польск. М.: Мир, 1978. 72 с.
9. *Дитрих Я.* Проектирование и конструирование. Системный подход / пер. с польск. М.: Мир, 1981. 456 с.

**В. К. Лобанов, Н. А. Шарова**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ. ЗАЩИТА РАЗРАБОТКИ. ОБОСНОВАНИЕ РАЗМЕЩЕНИЯ ПРИЗНАКОВ ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО ПУНКТАМ МНОГОЗВЕННОЙ ФОРМУЛЫ ГЕРМАНСКОГО ТИПА**

*Аннотация.* Традиционные методы проектирования уступают место проектным исследованиям. Такая замена, в частности, обусловлена переходом на анализ в качестве аналогов прототипов, а не образцов, выявление встреченных и преодоленных проблем, ориентация на задачи, характерные для семейства предметного продукта. В результате обновляются и модифицируются подходы к достижению технических решений, включая создание сред проектирования, среди которых САПР, референтные модели, цифровые двойники и т. п. На этом фоне методика защиты (и выявления) потенциально-защищаемых технических решений не претерпела существенных изменений. Ниже показана связь системных компонент деятельности разработчика в качестве основы формирования формулы изобретения как естественно-технической категории.

На сегодняшний день, любое техническое решение (объект) на уровне идеи может быть запатентовано. Грамотно структурированная формула изобретения (краткое словесное изложение признаков изобретения) запатентованного объекта может обеспечить успех его внедрения в предлагаемой авторами патента области, а также расширить саму область применения в случае наличия заинтересованных сторон.

Система изложения формулы изобретения, принятая в России, опирается на строй германской системы. Формула может быть составлена из одного или нескольких пунктов. Первый пункт является определяющим в правовом отношении, а дополнительные зависимы от него и имеют ссылку на любой из предыдущих пунктов. Дополнительные пункты характеризуют различные конкретные формы исполнения объекта изобретения (как правило, по мнению изобретателя, оптимальные) и содержат признаки, которые развивают и уточняют признаки первого пункта.

В практике патентной экспертизы широко распространено применение многозвенной формулы изобретения, структуру которой удобно представить в графическом виде (рис. 1) [1]. Однако, оставаясь в рамках изобретательского права и логики, не удастся сформулировать непротиворечивое рабочее правило использованию описания заявки на изобретение для работы над формулой.

Преодолеть трудности позволяет изучение изобретения как естественно-технической категории. Изобретение, как естественно-техническая категория, по своей сути является техническим решением любой задачи, возникающей в практической деятельности человека. При этом совершенно не обязательно, чтобы сама решаемая при помощи изобретения задача относилась к области техники; значение имеет

именно технический способ ее решения. Поэтому при помощи изобретения может решаться любая практическая задача в области промышленности, сельского хозяйства, медицины, образования, однако исключительно техническими, а не экономическими, организационными или иными средствами.



**Рисунок 1.** Структура многозвенной формулы, характеризующая одно изобретение

Содержание изобретения составляет решение технической задачи, возникшей в процессе практической деятельности людей, которое доставит средство удовлетворения конкретной потребности.

Конкретные потребности весьма многообразны: в каждой замкнутой области (отрасли) можно построить модель потребностей, исходя из принципов дедуктивной логики, путем деления целого на части при переходе от одного уровня к другому, так, что потребности разных уровней связаны как причина и следствие.

В соответствии с потребностями распределяются и средства удовлетворения этих потребностей, образуя иерархию последовательных рядов технических объектов.

Каждый технический объект, входящий в иерархию, реализованный материально, является носителем разнообразных свойств, благодаря которым, он может служить удовлетворению различных потребностей, и, следовательно, представляет собой не одно, а, потенциально, многочисленные средства.

Это означает, что конструирование идеального объекта, каковым является изобретение, есть создание модели со свойствами, отражающими частные интересы разработчика с точки зрения целей, преследуемых при использовании объекта.

Каждый технический объект состоит из подобъектов: узлов, деталей, связанных в единую цепь функциональных взаимоотношений, и имеет вполне определенную функциональную нагрузку в более общей совокупности технических объектов. Каждая из составляющих технического объекта предназначена для выполнения одной, необходимой для работы объекта функции, и одновременно каждая из этих составляющих является носителем ряда других (побочных) свойств, вредных или полезных с точки зрения назначения объекта.

При проектировании неизбежно приходится учитывать характер этих побочных свойств, их влияние на результат исполнения частью технического объекта как своей главной функции, так и предназначения объекта в целом.

В связи с этим важно регламентировать внутреннюю структуру решения технической задачи. Например, по схеме параметрического проектирования конструкции:

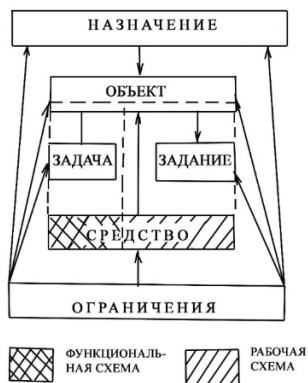
- 1) построение и запись параметрического критерия — решение задачи превращения целей и идеальных представлений в функцию реальных параметров, обеспечиваемых проектированием и изготовлением;
- 2) выделение структуры, обеспечивающей номинальное значение параметра;
- 3) выявление элементарных ячеек, определяющих структуру, и их взаимное влияние при развитии конструкции в процессе создания технического объекта, как многопараметрической сущности;
- 4) разработка методов воплощения структуры в предмет.

Каждая функциональная нагрузка, определяемая параметром, может быть охарактеризована с помощью некоторой «целевой функции», требуемый вид которой должно обеспечивать разрабатываемое средство.

В случае, если часть технического объекта не только должна доставить средство, функционально необходимое для технического объекта, но и быть согласованной со всем объектом так, чтобы улучшить характеристики последнего, происходит расщепление целевой функции на две, которые названы критериальной и оптимизирующей.

Взаимосвязи между объектом, создаваемым для использования по «назначению» и «средством», входящим в «объект», удобно представить на блок-схеме (рис. 2). Средство реализует функциональную нагрузку в «объекте» и следует «задаче» и «заданию», отражающим критериальную и оптимизирующую функции, а также «ограничениям», ущемляющим свободу выбора подобъектов в качестве «средств». Как «назначение», так и «ограничение» не обязательно носит характер закономерных природных воздействий на создаваемый технический объект. зачастую они имеют внешний характер по отношению к средству как естественно-технической категории, обусловленной, например, экономическими факторами [2, 3].

#### БЛОК-СХЕМА СОСТАВЛЯЮЩИХ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ



**Рисунок 2.** Ячейка проектирования диада «объект-средство»

Проект — совокупность структур, формирующих выходной параметр, материализована ячейками-диадами «объект-средство». Реализация параметра — результат взаимодействия элементарных ячеек проектирования. Состав диады «объект-средство» определяется функционально-необходимым средством, отсутствие которого приводит к невыполнению объектом своего предназначения — средством I рода (выполняет «задачу») и оптимизирующим средством II рода (выполняет «задание») последнее увязывает между собой равноположенные (на одной горизонтали) функционально-необходимые средства в рамках ограничений многопараметрической системы.

Использование ячейки проектирования, представленной в виде блок-схемы на Рисунке 2, открывает возможность постулирования требований к конструкции на основании редуцированной модели физического явления, поддерживающего протекание нужного параметра, на основании которой выстраивается оптимальная по параметру конструкция, а не ищется описательная модель по субъективно сформированной совокупности предметов конструкторского решения.

На основании осуществленного анализа введены и использованы полезные определения:

- техническая задача I рода;
- техническая задача II рода;
- функциональная схема;
- рабочая схема;
- признак технического решения;
- существенный признак технического решения;
- решение технической задачи;
- средство I рода;
- средство II рода;
- изобретение, как естественно-техническая категория.

Введенные определения и блок-схема (рис. 2) позволяют упорядочить работу с описанием заявки на изобретение при составлении формулы изобретения. Систематизация включает ряд последовательных этапов.

На первом определяется соотношение составляющего и обобщенного понятий; на последнем составляется формула, первый пункт которой начинается составляющим понятием со ссылкой на обобщающее и завершается указанием в отличительной части группы признаков, находящихся в причинно-следственной связи с задачей; второй и последующие пункты завершаются группой признаков, находящихся в причинно-следственной связи с последовательными заданиями.

Прослеженное разделение групп признаков средства в соотношении с техническими задачами I и II рода позволяет разграничивать признаки изобретения на существенные в безотносительном и относительном смыслах и распределять их по пунктам формулы изобретения на объективной основе внутренней структуры решенной технической задачи.



Интеллектуальную собственность защищают патенты, авторское право и коммерческая тайна. Режим коммерческой тайны вводится в отношении информации, которую компания хочет сохранить в секрете. Остальные три способа защищают информацию, которую компания готова разглашать. Компания может запатентовать 4 типа объектов: изобретение, полезную модель, промышленный образец и селекционное достижение.

Патент на изобретение означает, что компания защищает техническое решение, которое применяется к определенному продукту, устройству или способу эксплуатации. Компания может сохранить права на результаты интеллектуальной деятельности, если автор изобретения — штатный сотрудник.

Гражданско-правовая защита авторских прав происходит способами, предусмотренными [1].

### **Заключение**

Представленный подход, увязанный с объективной основой внутренней структуры решенной технической задачи, позволяет существенно повысить системность в создании описания и формирования формулы изобретения вписываясь в практику проектных исследований.

### **Литература**

1. Приказ Роспатента от 31.12.2009 № 199 об утверждении Рекомендаций по вопросам экспертизы заявок на изобретение. Приложение. Рекомендации по вопросам экспертизы заявок на изобретение, п.8.2. Формула изобретение на применение.
2. *Lobanov V. K., Bourykina N. A.* Development of a performance prediction method for turboshaft aeroengine design for low vibration // Twentieth european rotorcraft forum. October 4–7, 1994. Amsterdam.
3. *Лобанов В. К.* Системный подход к проектированию АГТД по вибропараметру. Практическое воплощение. Связанные колебания систем ротор-корпус АГТД // Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей международной научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2017.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Технологии и материалы для перспективных конструкций авиационных двигателей



*О. Н. Битюцкая, Н. В. Петрушин, Л. И. Рассохина, В. В. Авдеев*

Федеральное государственное унитарное предприятие  
Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов  
Национального исследовательского Центра «Курчатовский институт»  
(НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ), Москва  
admin@viam.ru

## **ЛИТЬЁ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК ИЗ ЖАРОПРОЧНОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ВЖЛ21 С ПОЛИКРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ**

*Аннотация.* Для решения задач по созданию авиационных двигателей нового поколения в НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ разработан жаропрочный никелевый сплав с поликристаллической структурой марки ВЖЛ21 пониженной плотности с более высокими характеристиками жаропрочности по сравнению с серийно применяемыми сплавами ВЖЛ12У и ЖС6У. Сплав предназначен для изготовления лопаток и других ответственных деталей газовых турбин и энергетических установок. Приводятся результаты разработки технологий получения отливок турбинных лопаток нескольких номенклатур: рабочей лопатки второй ступени перспективного вертолетного двигателя гражданского назначения, неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В, а также неохлаждаемой лопатки второй ступени газотурбинной установки НК-36СТ.

### **Введение**

Первоочередной задачей авиационного двигателестроения является повышение КПД и ресурса работы двигателя, что обеспечивается повышением рабочих температур и снижением массы теплонагруженных деталей двигателя. Известны конструкторские и материаловедческие пути решения этой проблемы: создание новых жаропрочных сплавов, разработка технологий литья деталей из этих сплавов. Условия высокотемпературной работы, термоциклирование и знакопеременные нагрузки интенсифицируют диффузионные и усталостные процессы, которые приводят к деградации структуры и, следовательно, к снижению жаропрочности, пластичности и вязкости разрушения деталей, к которым относятся, прежде всего, рабочие и сопловые лопатки газотурбинных двигателей (ГТД) с поликристаллической структурой, что ограничивает срок их службы.

В настоящее время в авиационном двигателестроении наиболее широко используются следующие жаропрочные никелевые сплавы с поликристаллической структурой: ВЖЛ12У ( $d = 7,93 \text{ г/см}^3$ ,  $\sigma_{100}^{900} = 300 \text{ МПа}$ ) и ЖС6У ( $d = 8,42 \text{ г/см}^3$ ,  $\sigma_{100}^{900} = 350 \text{ МПа}$ ). Однако по характеристикам жаропрочности, плотности и пластичности они не удовлетворяют современным требованиям авиационной промышленности. Для решения задач по созданию авиационных двигателей нового поколения в НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ разработан жаропрочный сплав

с поликристаллической структурой марки ВЖЛ21 пониженной плотности с более высокими характеристиками жаропрочности ( $d = 8,11 \text{ г/см}^3$ ,  $\sigma_{100}^{900} = 350 \text{ МПа}$ ) по сравнению с серийными сплавами; сплав имеет улучшенные технологические показатели жидкотекучести и усадки при литье сложнопрофильных ответственных деталей ГТД [1–3].

Существенное повышение жаропрочных и эксплуатационных характеристик сплава ВЖЛ21 достигнуто благодаря применению многокомпонентного легирования, обеспечившего высокие структурно-фазовые характеристики ( $T_{п.р}^{\gamma'}$ ,  $\gamma/\gamma'$ -мисфит и др.) и повышенную стабильность сплава. На микроскопическом уровне структура сплава ВЖЛ21 представлена сложнолегированным никелевым твёрдым раствором замещения ( $\gamma$ -фаза), в котором равномерно распределены высокодисперсные кубовидные частицы  $\gamma'$ -фазы и полиэдрическими MeC-карбидами на основе (Ta, Ti)C. Кубовидные микрочастицы  $\gamma'$ -фазы (объемная доля  $\sim 70 \%$ ) размером  $\sim 400 \text{ нм}$  разделены прослойками  $\gamma$ -фазы. В прослойках фазы  $\gamma$  присутствуют квазикубоиды нанокристаллов  $\gamma'$ -фазы. При такой структуре материала упрочнение сплава обусловлено сопротивлением, которое оказывают микро- и наночастицы  $\gamma'$ -фазы движущимся дислокациям.

При создании перспективных авиационных двигателей, наряду с созданием новых сплавов, не менее важной задачей является разработка технологий изготовления отливок ответственных деталей, в том числе турбинных лопаток.

Целью настоящей работы является разработка технологии литья поликристаллических турбинных лопаток ГТД и газотурбинных установок (ГТУ) из сплава ВЖЛ21.

## Основная часть

Объектом исследований являлись отливки турбинных лопаток из сплава ВЖЛ21, полученные методом равноосного литья.

Для проведения исследования по разработке технологических параметров литья турбинных лопаток в вакуумной индукционной печи проведена выплавка литой прутковой (шихтовой) заготовки из сплава ВЖЛ21. Методами спектрального, масс-спектрометрического и газового анализов проведена аттестация выплавленного сплава. Установлено, что по основным легирующим элементам, примесям и газам полученная шихтовая прутковая заготовка отвечает требованиям Технических условий на сплав ВЖЛ21. Содержание основных легирующих элементов в плавке сплава приведено в табл. 1 (защищено патентом РФ). По данным дифференциального термического анализа выплавленный сплав ВЖЛ21 имеет температуры фазовых превращений, значения которых представлены в табл. 2.

Т а б л и ц а 1

Химический состав основных элементов для плавки сплава ВЖЛ21, % масс.

Ni	Cr	Al	Mo	W	Co	Ti	Ta	Si	Fe
осн.	8,26	5,29	3,8	2,79	9,78	3,49	2,54	0,021	0,014

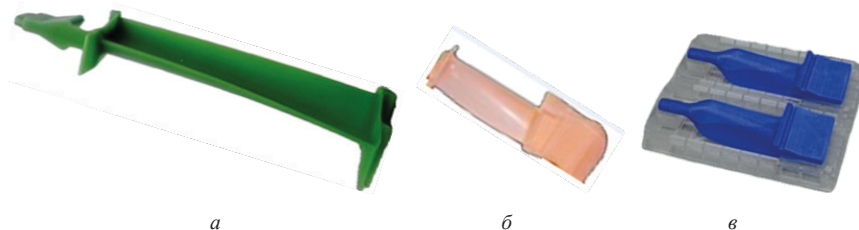
Температуры фазовых превращений в сплаве ВЖЛ21

$T_{п.р}$	$T_{эвт}$	$T_s$	$T_L$	$T_{кр}$	$\Delta T_{кр}$	$T_{мс}$
°C						
1259	1270	1286	1349	1334	64	1303

Обозначения:  $T_{п.р}$  — температура полного растворения  $\gamma'$ -фазы в матричном  $\gamma$ -растворе;  $T_{эвт}$  — температура плавления неравновесных выделений эвтектики (перитектики)  $\gamma+\gamma'$ ;  $T_s$  — температура солидус;  $T_L$  — температура ликвидус;  $T_{кр}$  — температура начала кристаллизации сплава;  $\Delta T_{кр}$  — температурный интервал кристаллизации ( $\Delta T_{кр} = T_{кр} - T_{эвт}$ );  $T_{мс}$  — температура начала образования МС-карбидов.

Полученные данные по температурам фазовых превращений в сплаве ВЖЛ21 (табл. 2) использовались в работе при разработке основных технологических параметров литья турбинных лопаток из этого сплава.

На шприц-машине методом прессования изготовлены восковые модели отливок неохлаждаемых лопаток второй ступени турбины ГТУ НК-36СТ (рис. 1а) и второй ступени турбины перспективного вертолетного двигателя (ПДВ) (рис. 1б). Модели отливок неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В (рис. 1в) были изготовлены с применением 3D-принтера по технологии MJP.



**Рисунок 1.** Внешний вид изготовленных восковых моделей отливок лопаток:  
 а — модель неохлаждаемой лопатки второй ступени турбины ГТУ НК-36СТ;  
 б — модель неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени турбины ПДВ;  
 в — модели неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В

При изготовлении модельных блоков отливок турбинных лопаток выбранные конструкции литниково-питающих систем (ЛПС) для каждой из номенклатур обеспечили выполнение следующих условий:

- коэффициент использования металла на отливку составил 0,3–0,4;
- достаточное количество промывников для эффективного удаления модельной композиции из полости керамической формы;
- возможность применения по качеству металла использованной ЛПС в качестве возврата для вторичного применения;

- полученные блоки моделей (рис. 2) с разработанной ЛПС были удобны для проведения дальнейших технологических операций при изготовлении литейных керамических форм, удалении модельной композиции из их внутренней полости, высокотемпературном обжиге;
- плавное заполнение расплавом полости литейной формы и питание отливок в процессе кристаллизации металла;
- одинаковые условия заполнения полостей металлом каждой отливки в блоке, их кристаллизации и последующего охлаждения;
- заданные технологические параметры заливки (температура керамической формы, температура расплава перед заливкой, удельная весовая скорость заливки) и минимальное наличие металлургических дефектов, связанных с заливкой (корольки, неспаи, рыхлоты, пористость);
- предотвращение коробления отливок лопаток под влиянием термических напряжений.



*а*

*б*

*в*

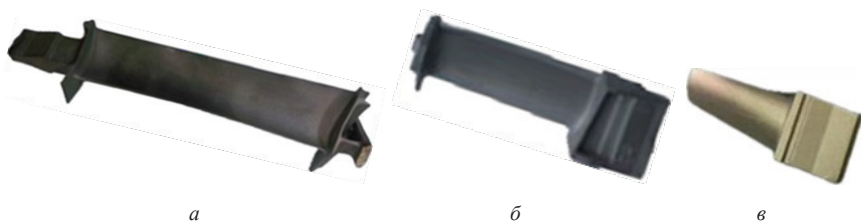
**Рисунок 2.** Модельные блоки отливок неохлаждаемых лопаток:

- а* — модельный блок неохлаждаемой лопатки второй ступени турбины ГТУ НК-36СТ;  
*б* — модельный блок неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени турбины ПДВ;  
*в* — модельный блок неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В

При разработке основных технологических параметров литья отливок турбинных лопаток из сплава ВЖЛ21 учитывались факторы, влияющие на возникновение металлургических дефектов. Основной из них — образование горячих трещин определяется температурой керамической формы в начальный момент кристаллизации отливки, которая должна быть соизмерима с температурой солидус никелевого жаропрочного сплава [4, 5].

Температура расплава перед заливкой керамической формы, определяющая вероятность образования таких дефектов, как «рыхлота» и «пористость», должна быть больше на 150–250 °С температуры ликвидус никелевого жаропрочного сплава.

По разработанным для каждой номенклатуры турбинных лопаток технологиям равноосного литья в вакуумной плавильно-заливочной установке типа УППФ-У получены отливки неохлаждаемой лопатки второй ступени ГТУ НК-36СТ (рис. 3а), неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени ПДВ (рис. 3б) и неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В (рис. 3в).



**Рисунок 3.** Внешний вид отливок неохлаждаемых лопаток из сплава ВЖЛ21:  
*а* — отливка неохлаждаемой лопатки второй ступени турбины ГТУ НК-36СТ;  
*б* — отливка неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени турбины ПДВ;  
*в* — отливка неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В

Следует отметить, что работы по изготовлению моделей отливок и литью неохлаждаемых рабочих лопаток второй ступени ПДВ и неохлаждаемых рабочих лопаток свободной турбины двигателя ВК-650В проводились совместно с предприятием АО «ОДК-Климов».

После заливки, удаления остатков керамической формы, отрезки элементов ЛПС и пескоструйной обработки проведены исследования полученных отливок методами неразрушающего контроля и их макроструктуры.

По результатам исследования поверхности отливок лопаток капиллярным методом установлено наличие единичных металлургических дефектов на замковых частях лопаток, укладываемые в величину припуска на механическую обработку.

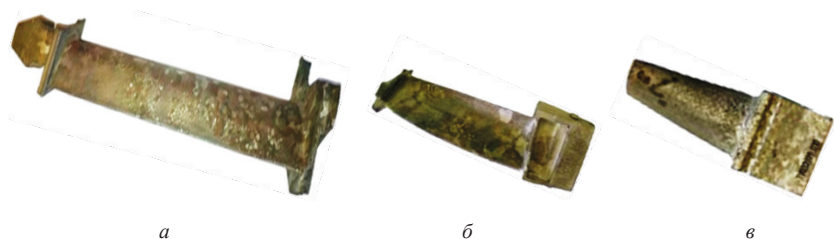
Исследование рентгенографическим методом контроля дефектов типа «трещина» на отливках лопаток не выявлено. На единичных отливках выявлена «рыхлота», не подлежащая устранению. Размеры остальных выявленных дефектов на отливках лопаток укладываются в величину припуска на механическую обработку.

По результатам визуального и неразрушающих (рентгенографического, капиллярного) методов контроля установлено, что разработанные технологии литья отливок турбинных лопаток из сплава ВЖЛ21 обеспечили выход годного по литью не менее 75 % для каждой из номенклатур.

По результатам исследования макроструктуры установлено, что отливки неохлаждаемой лопатки второй ступени ГТУ НК-36СТ (рис. 4а), неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени ПДВ (рис. 4б) и неохлаждаемой рабочей лопатки сво-



бодной турбины двигателя ВК-650В (рис. 4в) имеют регламентированную макро-структуру, соответствующую требованиям, предъявляемым к каждой из номенклатур.



**Рисунок 4.** Зёрненная структура поверхности отливок после травления:

- a* — отливка неохлаждаемой лопатки второй ступени турбины ГТУ НК-36СТ;
- б* — отливка неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени турбины ПДВ;
- в* — отливка неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В

Методами растровой электронной микроскопии и оптической количественной металлографии проведены исследования микроструктуры материала отливок неохлаждаемых рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 в литом состоянии, а также после горячего изостатического прессования (ГИП) и термообработки.

Основные результаты количественного анализа структуры материала отливок лопаток из сплава ВЖЛ21 представлены в таблице 3.

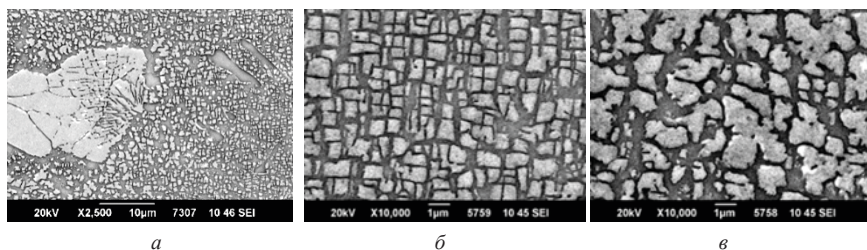
Т а б л и ц а 3

**Результаты количественного анализа структуры материала отливок лопаток из сплава ВЖЛ21**

Номенклатура	Состояние материала	Объемное содержание эвтектики $\gamma+\gamma'$ , %	Объемное содержание микропор, %
Неохлаждаемая рабочая лопатка второй ступени ПДВ	Литое	6,0	0,2
	ГИП+ТО	0,7	0,03
Неохлаждаемая рабочая лопатка свободной турбины двигателя ВК-650В	Литое	3,0	0,2
	ГИП	0,7	следы

Как следует из результатов исследований, представленных в табл. 3, применение операции ГИП к литым отливкам неохлаждаемых рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 привело к значительному снижению, по сравнению с литым состоянием, объемной доли эвтектических выделений ( $\gamma+\gamma'$ )-фаз и практически полному устранению литейной микропористости в структуре материала отливок лопаток.

Типичная микроструктура материала исследуемых рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 в литом состоянии, а также, подвергнутых полному циклу термической обработки (гомогенизация и двухступенчатое старение), приведена на рис. 5 и 6.

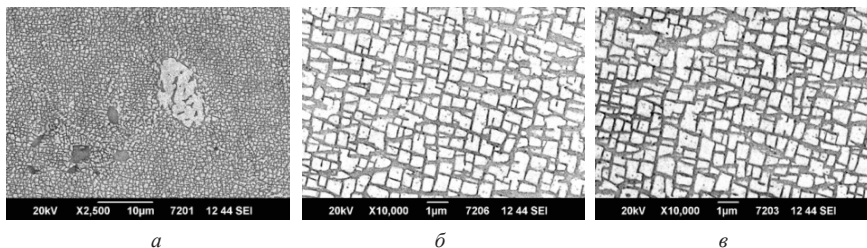


**Рисунок 5.** Микроструктура материала отливок рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 после литья: *а* — эвтектика ( $\gamma+\gamma'$ ) и MeC-карбиды; *б* —  $\gamma'$ -фаза в осях дендритов первого порядка; *в* —  $\gamma'$ -фаза в междендритных пространствах

После равноосной кристаллизации полученные поликристаллические отливки из сплава ВЖЛ21 имели типичное дендритно-ячеестое строение (рис. 5), характеризующее химической и структурной неоднородностью в пределах дендритной ячейки, которая обусловлена дендритной сегрегацией (микросегрегация) легирующих элементов в процессе равноосной кристаллизации. В междендритных участках и по межзерненным границам залегают выделения карбидов различной формы, которые по результатам рентгеновского микроанализа идентифицировали как выделения MeC-карбидов на основе (Ta, Ti)C (рис. 5а). Также в междендритных участках присутствуют выделения эвтектики  $\gamma+\gamma'$  (перитектической  $\gamma'$ -фазы) в количестве 3–6 % (объемн.). Частицы  $\gamma'$ -фазы, образовавшиеся при охлаждении в процессе распада матричного  $\gamma$ -твердого раствора, в дендритах и междендритных областях имеют различную форму и размеры, в последних частицы  $\gamma'$ -фазы значительно крупнее (рис. 5 б, в).

После ГИП и термической обработки в отливках рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 распределение микрочастиц  $\gamma'$ -фазы в  $\gamma$ -матрице дендритов и междендритных областей приобрело псевдорегулярный характер, средний размер частиц составляет  $\sim 0,5$  мкм, а огранка частиц становится близкой к кубической (рис. 6). Доля выделений эвтектической (перитектической)  $\gamma'$ -фазы в результате частичного растворения уменьшается до 1 % (объемн.), карбидная фаза не претерпела существенных изменений, карбидов MeC и топологически плотноупакованных (ТПУ) фаз в структуре сплава не обнаружено.

Таким образом, технологические параметры литья, термической обработки и ГИП обеспечили в структуре материала отливок лопаток из сплава ВЖЛ21 практически полное устранение литейной микропористости и формирование упрочняющих кубовидных частиц  $\gamma'$ -фазы оптимального размера и, следовательно, достижение высокого уровня механических свойств материала лопаток.



**Рисунок 6.** Микроструктура материала отливок рабочих лопаток из сплава ВЖЛ21 после ГИП и термической обработки: *а* — эвтектика ( $\gamma+\gamma'$ ) и MeC-карбиды; *б* —  $\gamma'$ -фаза в осях дендритов первого порядка; *в* —  $\gamma'$ -фаза в междендритных пространствах

Это подтверждается результатами проведенных испытаний на длительную прочность образцов из сплава ВЖЛ21, залитых с целью контроля свойств отливок лопаток (табл. 4).

Таблица 4

**Результаты испытаний на длительную прочность отливок контрольных образцов из сплава ВЖЛ21, прошедших ГИП и термообработку, при температурах 900 и 1000 °С**

Температура испытания	Контрольные образцы* при заливке неохлаждаемых рабочих лопаток второй ступени ГТУ НК-36СТ		Контрольные образцы** при заливке неохлаждаемых рабочих лопаток второй ступени ПДВ		Контрольные образцы*** при заливке неохлаждаемых рабочих лопаток свободной турбины двигателя ВК-650В	
	Время до разрушения $\tau_r$ , ч (среднее значение)	Напряжение $\sigma$ , МПа	Время до разрушения $\tau_r$ , час (среднее значение)	Напряжение $\sigma$ , МПа	Время до разрушения $\tau_r$ , час (среднее значение)	Напряжение $\sigma$ , МПа
900 °С	120	345	114	345	158,3	340
1000 °С	–	–	–	–	114,3	170

\* 6 образцов; \*\* 4 образца; \*\*\* 3 образца.

## Выводы

1. В НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ разработан жаропрочный сплав нового поколения с поликристаллической структурой марки ВЖЛ21 пониженной плотности с более высокими характеристиками по жаропрочности в сравнении с серийно применяемыми сплавами.

2. Разработаны технологии литья отливок турбинных лопаток из сплава ВЖЛ21: неохлаждаемой лопатки второй ступени ГТУ НК-36СТ, неохлаждаемой рабочей лопатки второй ступени ПДВ и неохлаждаемой рабочей лопатки свободной турбины двигателя ВК-650В.

3. Разработанные технологии и хорошая технологичность сплава обеспечили высокий уровень годного по литью (не менее 75 %). Отливки имеют поликристаллическую структуру, характерную для равноосного литья и обладают высоким уровнем механических свойств.

4. Совместное с предприятием АО «ОДК-Климов» успешное опробование жаропрочного сплава нового поколения ВЖЛ21 при изготовлении отливок турбинных лопаток разной номенклатуры по разработанным технологиям показало, что сплав может быть использован для изготовления отливок ответственных деталей, работающих длительно при температурах до 1050 °С, в конструкциях перспективных ГТД для обеспечения заданных весовых и эксплуатационных характеристик двигателей с целью повышения их конкурентоспособности.

## Литература

1. *Петрушин Н. В., Оспенникова О. Г., Висик Е. М., Рассохина Л. И., Тимофеева О. Б.* Жаропрочные никелевые сплавы низкой плотности // Литейное производство. 2012. № 6. С. 5–11.
2. *Петрушин Н. В., Оспенникова О. Г., Рассохина Л. И., Битюцкая О. Н.* Литейный жаропрочный сплав нового поколения ВЖЛ21 с поликристаллической структурой // Литейщик России. 2014. № 6. С. 40–46.
3. *Петрушин Н. В., Светлов И. Л., Оспенникова О. Г.* Литейные жаропрочные никелевые сплавы // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2012. № 5. С. 15–19.
4. Литье лопатки газотурбинных двигателей: сплавы, технологии, покрытия / под общ. ред. Е. Н. Каблова. 2-е изд. М.: Наука, 2006. 632 с.
5. *Рассохина Л. И., Битюцкая О. Н., Нарский А. Р.* Разработка опытной технологии изготовления отливок из жаропрочного сплава ВЖЛ21 // Авиационные материалы и технологии. 2014. № S5. С. 17–22.

*А. А. Вершинина, Е. А. Тихомирова, С. В. Малинина*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

klimov@klimov.ru

## **ВЛИЯНИЕ ОБЪЕМНОГО СОДЕРЖАНИЯ ФАЗОВЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТИТАНОВЫХ ( $\alpha+\beta$ ) СПЛАВОВ**

*Аннотация.* Статья посвящена исследованию влияния процентного содержания основных фазовых составляющих на механические свойства титановых ( $\alpha+\beta$ ) сплавов. В работе приведены результаты измерений количества первичной  $\alpha$  — фазы и построены графики зависимости процентного содержания первичной  $\alpha$  — фазы на механические свойства сплавов ВТ8 и ВТ8-1.

### **Введение**

До настоящего времени исследований зависимости механических свойств от процентного содержания структурных составляющих, в титановых ( $\alpha+\beta$ ) — сплавах, было проведено небольшое количество. Тема данного исследования представляет интерес, поскольку позволяет обосновать технологию изготовления штамповок титановых ( $\alpha+\beta$ ) сплавов с гарантированным уровнем механических свойств при наличии структурной стабильности по процентному содержанию  $\alpha$ -фазы. Диапазон содержания первичной  $\alpha$ -фазы в структуре штамповок после деформации в области ( $\alpha+\beta$ ) с последующей термообработкой регламентирует нижнюю границу уровня механических свойств титановых ( $\alpha+\beta$ ) сплавов.

Определение диапазона содержания первичной  $\alpha$ - фазы и ее размеров в состоянии после полной термической обработки позволит прогнозировать уровень механических свойств ( $\alpha+\beta$ )-титанового сплава и подтвердить соответствие технологии производства штамповок для ответственных деталей ГТД. Подтверждение технологии изготовления деталей из полуфабрикатов особенно важно в целях необходимости получения минимальных расчетных значений характеристик конструкционной прочности для основных и особо ответственных деталей [1].

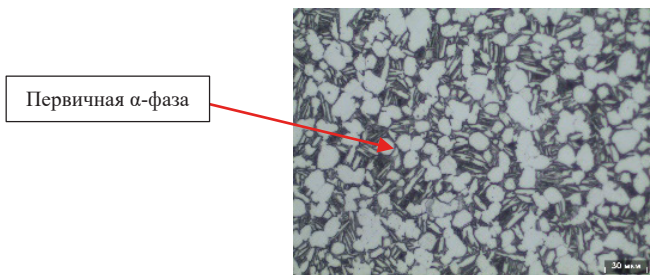
В работе проведены испытания механических свойств титановых ( $\alpha+\beta$ ) деформируемых сплавов ВТ8 и ВТ8-1 при комнатной температуре, а также проведены исследования микроструктуры с определением процентного содержания  $\alpha$ -фазы.

### **Методики и результаты исследования**

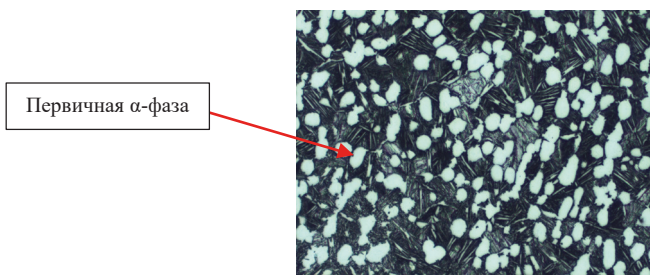
Образцы для испытаний вырезались из различных партий штамповок, с одинаковой термической обработкой (деформация штамповки в области ( $\alpha+\beta$ ), двойной отжиг по режиму: нагрев 970–980 °С, выдержка 1 час, охлаждение на воздухе; нагрев 590 °С, выдержка 1 час, охлаждение на воздухе). Производитель штамповок ООО

«Корпорация ВСМПО — АВИСМА». Штамповка заготовок проводилась в  $(\alpha+\beta)$  области, ниже температуры полиморфного превращения. Известно, что микроструктура и механические свойства штамповок определяются в основном технологией горячей обработки давлением [2]. Исследования микроструктуры сплава ВТ8 выполняли на образцах, предназначенных для механических испытаний. Было исследовано более 20 образцов от 6-ти партий штамповок.

Типичная микроструктура образцов, с наибольшим (48,1 %) и наименьшим (11,7 %) содержанием первичной  $\alpha$  — фазы, представлена на рис. 1 и рис. 2.



**Рисунок 1.** Типичная микроструктура с наибольшим количеством первичной  $\alpha$  — фазы (48 %)



**Рисунок 2.** Типичная микроструктура с наименьшим количеством первичной  $\alpha$  — фазы (11%)

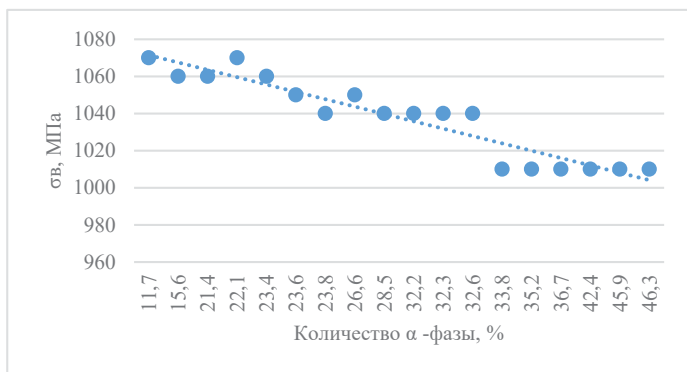
Глобулярная первичная  $\alpha$ -фазы выглядит в виде белых сфер, пластинчатая фаза ( $\alpha_{\text{втор}} + \beta$ ) выглядит как чередование белых и черных пластин. Оценка микроструктуры проводилась также по исследованию размеров глобулей  $\alpha$ -фазы.

Полученный тип структуры сплава ВТ8 при различном процентном содержании первичной  $\alpha$ -фазы относится к глобулярно-пластинчатому типу, характерному для  $(\alpha+\beta)$ -сплавов. Микроструктура сплава ВТ8 соответствует 2 типу, по 9-типной (для  $\alpha+\beta$ -сплавов) шкале ПИ. 1.2.587-02 «Термическая обработка полуфабрикатов и деталей из титановых сплавов» [2].

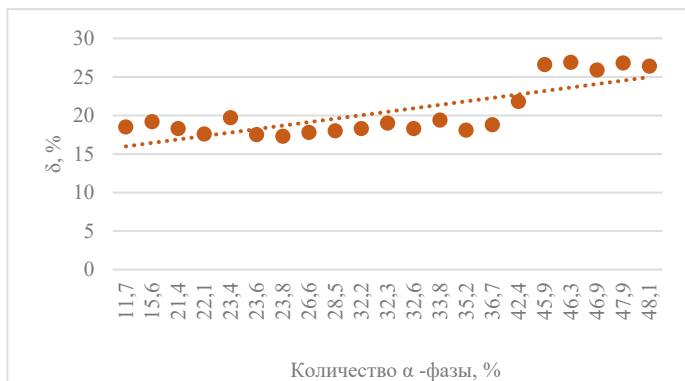
Механические характеристики сплава ВТ8 и ВТ8-1 при комнатной температуре определяли на образцах, вырезанных в хордовом направлении из технологического припуска штамповок ( $\sigma_B$ ,  $\delta$ ,  $\psi$ , КСУ).

Предел прочности  $\sigma_B$  титанового сплава ВТ8 изменяется в диапазоне от 1010 МПа до 1080 МПа, относительное удлинение  $\delta$  от 17,3 % до 26,9 %, относительное сужение  $\psi$  от 32,8 % до 52,1 %, ударная вязкость на образцах с U-надрезом КСУ от 451,2 кДж/м<sup>2</sup> до 674,3 кДж/м<sup>2</sup>.

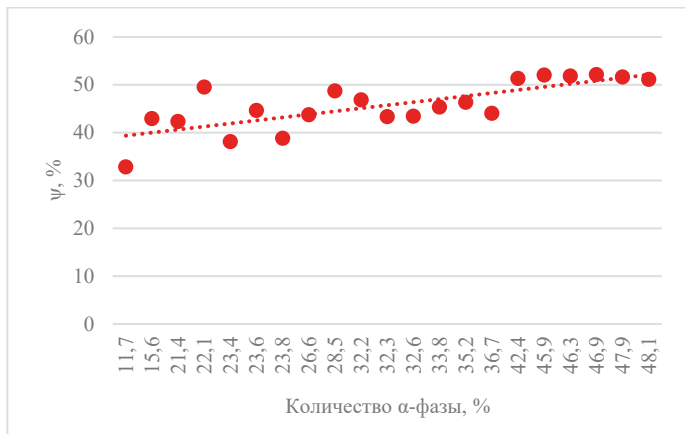
На основе полученных данных построены графики зависимости механических свойств от количества глобулярной  $\alpha$ -фазы (рис. 3–6).



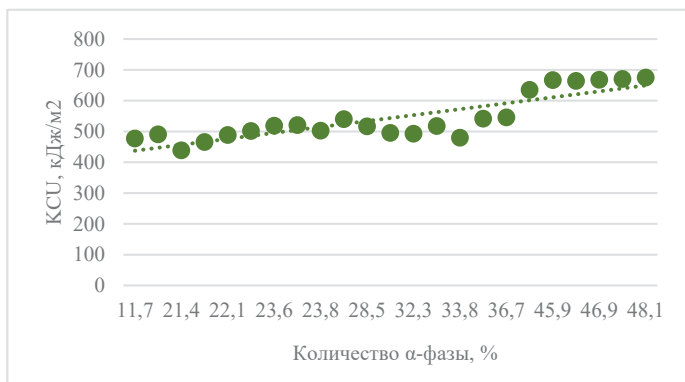
**Рисунок 3.** Зависимость предела прочности от количества  $\alpha$ -фазы



**Рисунок 4.** Зависимость относительного удлинения от количества  $\alpha$ -фазы



**Рисунок 5.** Зависимость относительного сужения от количества α-фазы

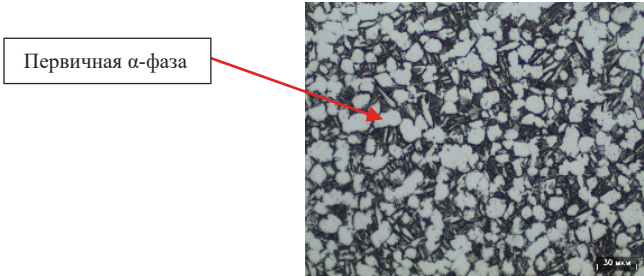


**Рисунок 6.** Зависимость ударной вязкости от количества α-фазы

Из графиков видно, что количество α-фазы, в сплаве ВТ8 оказывает несущественное влияние на его механические свойства, однако, чем больше α — фазы присутствует в сплаве, тем выше его пластические характеристики и выше ударная вязкость, при этом наблюдается незначительное снижение предела прочности.

Микроструктура сплава ВТ8-1 является глобулярно — пластинчатой, содержание первичной α-фазы от 20–45%, остальное — пластинчатая фаза. Микроструктура сплава ВТ8-1 соответствует 2 типу, по 9 — типной шкале ПИ. 1.2.587-02 «Термическая обработка полуфабрикатов и деталей из титановых сплавов» [2] (рис. 7).

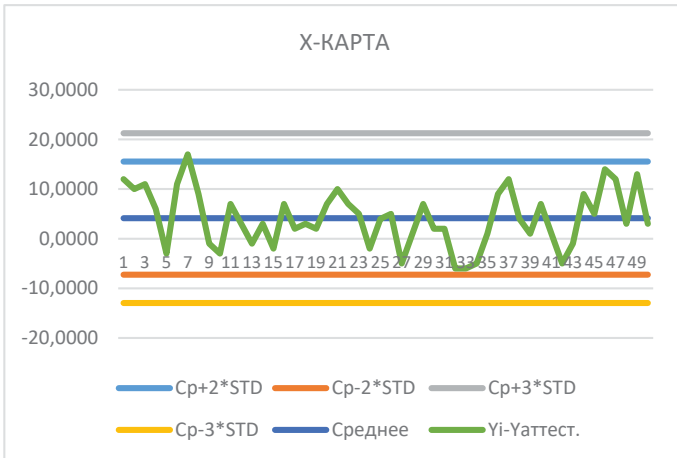




**Рисунок 7.** Типичная микроструктура сплава ВТ8-1

Определение механических свойств сплава ВТ8-1 выполнено на 50 образцах от 3-х партий штамповок. Предел прочности титанового сплава ВТ8-1 изменяется в диапазоне от 974 МПа до 994 МПа, относительное удлинение от 16,2 % до 21,9 %, относительное сужение от 26,2 % до 40,4 %.

Статистическую обработку результатов механических испытаний проводили по методу контрольных карт Шухарта. Верхняя и нижняя линии — это контрольные границы ( $\pm 3\sigma$ ). Пока контролируемое значение не выходит за эти границы, считается, что контролируемая величина стабильна. Статистическая выборка по каждому определяемому параметру составляла не менее 20 значений. Аналогичная статистическая обработка проводится в рамках обработки результатов квалификации материалов согласно требованиям Руководства 33-ВД-М [1]. За аттестованные значения для ( $\sigma_B$ ,  $\delta$ ,  $\psi$ , КСУ) принимались минимальные значения механических свойств сплавов ВТ8 и ВТ8-1 согласно данным ОСТ1 90197-89. Один из примеров контрольной карты приведен на рис. 8.



**Рисунок 8.** Пример контрольной карты для сплава ВТ8-1 (предел прочности)

Проведя анализ графика, можно утверждать, что свойства титановых ( $\alpha+\beta$ ) сплавов ВТ8 и ВТ8-1 стабильны, ни одно из значений не пересекает контрольную границу ( $\pm 3\sigma$ ).

### **Выводы**

Настоящие исследования микроструктуры и испытания механических свойств, выполненные на штамповках сплавов ВТ8 и ВТ8-1 показали:

- процентное содержание первичной  $\alpha$ -фазы в глобулярно-пластинчатой структуре 2 типа в диапазоне содержания от 11 до 48 % незначительно влияет на механические свойства. При увеличении содержания первичной  $\alpha$ -фазы замечен некоторый рост пластичности и ударной вязкости, но при этом понижаются прочностные характеристики (предел прочности  $\sigma_B$  титанового сплава ВТ8 изменяется в диапазоне от 1010 МПа до 1080 МПа, относительное удлинение  $\delta$  от 17,3 % до 26,9 %, относительное сужение  $\psi$  от 32,8 % до 52,1 %, ударная вязкость на образцах с U-надрезом КСУ от 451,2 кДж/м<sup>2</sup> до 674,3 кДж/м<sup>2</sup>; предел прочности  $\sigma_B$  титанового сплава ВТ8-1 изменяется в диапазоне от 974 МПа до 994 МПа, относительное удлинение  $\delta$  от 16,2 % до 21,9 %, относительное сужение  $\psi$  от 26,2 % до 40,4 %).
- размер первичных  $\alpha$ -глобулей также незначительно влияет на механические свойства. Увеличение размера глобулей с  $\sim 6$  до 38 мкм приводит к снижению предела прочности с 1080 до 1010 МПа и росту относительного удлинения с 17 до 26 %, относительного сужения с 32 до 51 % и увеличению ударной вязкости в 1,5 раза;
- статистическая обработка результатов испытаний механических свойств показала, что в пределах процентного содержания  $\alpha$  — фазы от 11 % до 48 %, не имеется выбросов за границу  $\pm 3\sigma$  от аттестованного значения (от минимальных значений по ОСТ1 90197-89). Механические свойства обоих сплавов стабильны.

### **Заключение**

Сформированная структура титановых сплавов ВТ8 и ВТ8-1 в результате штамповки и последующей термической обработки в исследуемом диапазоне содержания  $\alpha$ -фазы обеспечивает получение гарантированного уровня механических свойств ( $\sigma_B$ ,  $\delta$ ,  $\psi$ , КСУ) для изготовления основных и особо ответственных деталей. Исследования показали, что деформационная способность сплавов ВТ8 и ВТ8-1 при увеличении размеров первичной  $\alpha$ -фазы и ее процентного содержания увеличивается, в связи с этим, необходимо выполнить исследования по определению влияния данного параметра на скорость ползучести и уровень механических свойств при повышенных температурах.

## **Литература**

1. Руководство 33-ВД-М Порядок оценки соответствия материалов, используемых в конструкции авиационного двигателя, требованиям Авиационных правил. М.: ОАО «Авиаздат», 2013. 13 с.
2. ПИ. 1.2.587-02 Термическая обработка полуфабрикатов и деталей из титановых сплавов. М.: ВИАМ, 2002. 29 с.

*В. Н. Голубев, А. В. Кордюков*

ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный  
технический университет им. П. А. Соловьёва», Рыбинск

## ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННАЯ ОБРАБОТКА ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ НА НИКЕЛЕВОЙ ОСНОВЕ, СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ

*Аннотация.* В работе рассмотрены основные этапы электроэрозионной обработки методом проволочной рези, ее влияние на качество и состояние поверхностного слоя на примере жаропрочных сплавов на никелевой основе, предположения для дальнейшей обработки пазов дисков турбины.

*Ключевые слова:* электроэрозионная обработка, поверхностный слой, зона термического влияния, шероховатость поверхности.

### Введение

Одним из самых важных и основных показателей качества машины является её надежность. В большинстве случаев нарушение работоспособности детали, то есть её разрушение зависит от качества и состояния поверхностного слоя. Большинство разрушений деталей (износные, контактные, усталостные, коррозионные, прочностные,) начинают развиваться из-за наличия дефектов в поверхностном слое детали [1–3].

Объектом данного исследования является состояние поверхностного слоя елочных пазов дисков газотурбинных двигателей. Диски являются как наиболее нагруженными деталями ГТД, так и одними из самых ответственных деталей в газотурбинном двигателе. Работа дисков происходит в условиях высоких скоростей и температурных нагрузок. Как следствие к ним предъявляются высокие технические требования при изготовлении. У всех дисков современных ГТД прямолинейное направление зубьев елочного паза (рис. 1) [4].

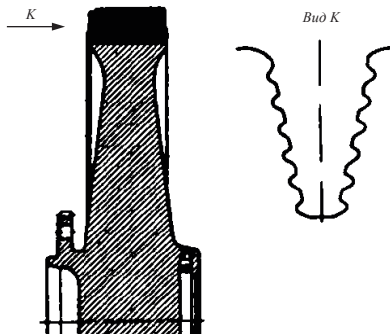


Рисунок 1. Диск турбины ГТД

Наиболее жесткие требования задают к елочным пазам дисков турбины, так как соединение рабочей лопатки с диском — очень напряженное и ответственное место в конструкции газовой турбины.

Как отмечено в [5] напряжения в зубцах значительно больше влияют на прочность елочных замков, чем основные напряжения в теле хвостовика лопатки и выступов диска. Концентрация напряжений в местах перехода зубцов в тело хвостовика лопатки и выступов диска (рис. 2), по-видимому, мало зависит от неравномерности распределения напряжений, вызванных нагруженностью хвостовика лопатки.

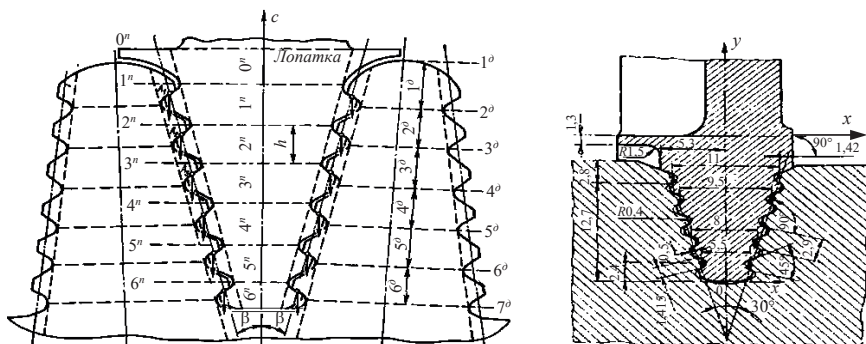
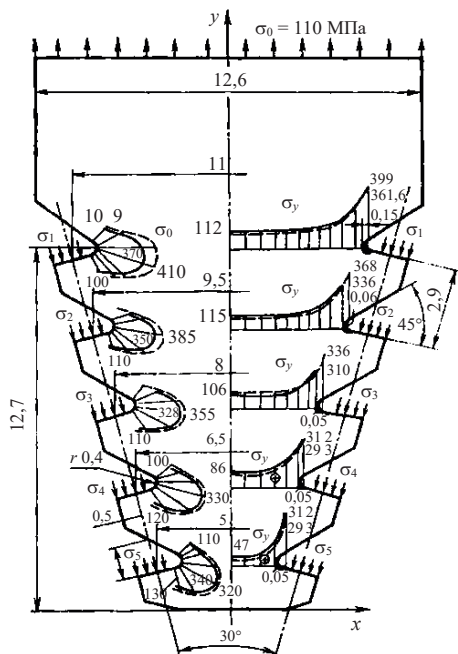


Рисунок 2. Схема елочного замка лопатки

На рис. 3 показано распределение контурных (слева) и осевых (справа) напряжений (МПа) во впадинах хвостовика лопатки из сплава ХН77ТЮР при 650 °С. Штриховые линии соответствуют началу работы 1–0 сплошные  $t = 500$  ч. Как можно заметить, наибольшие напряжения действуют во впадине первого рабочего зуба хвостовика (в диске наиболее нагружена впадина под последним зубом). Со временем происходит развитие деформаций ползучести (зона распространения этих деформаций через 500 ч работы заштрихована на рисунке 3, цифры указывают наибольшую глубину распространения), хотя номинальные напряжения в сечении впадины первого зуба составляют  $\delta = 145$  МПа, что соответствует техническому уровню средних напряжений для многих турбинных лопаток. Деформации ползучести при этом проникают на глубину до 0,05 мм (в пазе первого рабочего зуба). Так как зоны пластических деформаций невелики, то они практически не увеличивают податливости зубцов и не меняют распределения нагрузки между зубцами. Увеличение внешней нагрузки в два раза приводит к существенным пластическим деформациям [6].

Основным материалом для изготовления дисков турбин являются жаропрочные сплавы на никелевой основе. Как известно они имеют низкую обрабатываемость резанием.

Для получения елочных пазов чаще всего применяют следующие способы: протягивание пазов комплектами протяжек, фрезерование пазов и электроэрозионную



**Рисунок 3.** Эпюры напряжений в ёлочном хвостовике лопатки

вырезание проволокой. Каждый из методов имеет свои преимущества и недостатки. С точки зрения себестоимости, времени подготовки производства и универсальности наилучшим считается электроэрозионное вырезание. К недостаткам данного способа относят дефектный поверхностный слой паза.

Следовательно, необходимо исследовать процесс электроэрозионной обработки жаропрочных никелевых сплавов и построить зависимости влияния режимов обработки на качество поверхностного слоя паза.

Обрабатываемость сплавов на никелевой основе зависит от химических элементов, определяющих жаропрочность сплавов. К таким химическим элементам в первую очередь следует отнести титан, алюминий и никель, которые определяют прочностные свойства при высоких температурах. Такие материалы относятся к группам труднообрабатываемых.

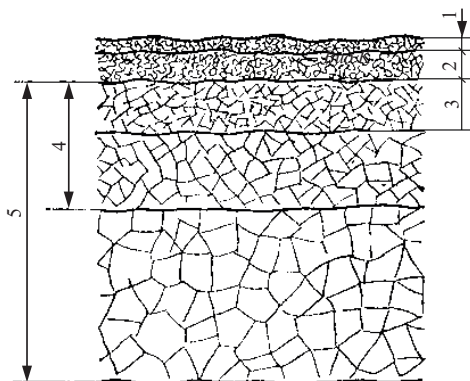
Особенности протекания электроэрозионной обработки и её влияние на состояние поверхностного слоя исследовалось многими учеными [3, 7].

Чаще всего явления в межэлектродном промежутке, протекающие в процессе электроэрозионной обработки описываются только качественно. Однако и из такого рода сведений учеными был сделан ряд важных выводов для практики, определивших развитие технологии электроэрозионной обработки. К ним относят сведения о

состоянии поверхности, (определение шероховатости, микротвёрдость поверхности и т. д.), сведений о составе поверхностного слоя [5].

Для удобства изучения исследователи разбивают рассматриваемый слой на зоны: одни делят его на белый слой и зону термического влияния, другие выделяют в нем несколько зон с различной структурой, третьи отмечают, что он состоит из расплавленного слоя, зоны, подвергшейся химическому воздействию, зоны макродеформации, зоны микро-деформации и т. д. Отмечается, что при определенных условиях наблюдается покрытие поверхности обрабатываемой заготовки тонким слоем материала электрод-инструмента и элементами рабочей жидкости, в частности углеродом.

На рис. 4 [5] представлено схематическое разделение поверхностного слоя заготовки после электроэрозионной обработки.



**Рисунок 4.** Схематическое разделение поверхностного слоя заготовки после электроэрозионной обработки: 1 — зона насыщения элементами рабочей жидкости; 2 — зона отложения материала электрод-инструмента; 3 — белый слой, образованный из расплавленного материала заготовки; 4 — зона термического влияния; 5 — зона пластической деформации

Как отмечается, последовательность образования зон, их количество, структура и свойства в значительной мере зависят от обрабатываемого материала, а также от режима обработки, применяемой рабочей жидкости, материала электрод-инструмента и условий ведения процесса. Между зонами, как правило, нет четкой разницы, а в большинстве случаев они перекрывают друг друга. Вместе с тем, каждая из перечисленных зон имеет свои особенности, влияющие на те или иные свойства поверхности и во многих случаях предопределяющие возможность успешной эксплуатации детали. При этом каждая зона, даже незначительной толщины, играет весьма важную роль.

Перед построением математических моделей влияния режимов обработки на качество поверхностного слоя, необходимо провести экспериментальные исследования на изучаемом материале. Результатом эксперимента станут определения наличия

описываемых зон на жаропрочном материале после электроэрозионной резки, наличия дефектов и построение предположений их появления в зависимости от условий обработки.

1. Для эксперимента были взяты три образца из материала Inconel 638. В качестве электрода использовалась молибденовая проволока. Выполнена резка всех 3-образцов на различных режимах резания (таблица 1).

Таблица 1

**Режимы обработки**

№ образца	Режим	Длительность импульса, мксек	Длительность паузы, мксек	Сила тока, А	Нормальное напряжение зазора для стабильной обработки, В
1	«Мощный»	18	59	5	6
2	«Средний»	6	39	3	4
3	«Слабый»	3	19	3	3

2. Проведен химический анализ поверхностного слоя до резания и после (таблицы 2 и 3). Для проведения анализа использовали анализатор рентгенофлуоресцентный портативный МетЭксперт. Условное наименование изделия: ПРФА МетЭксперт. Обозначение: ЛПКН 14.00.00.000. Свидетельство о поверке С-ТТ/27-02-2024/319751648. Поверка до: 26.02.2025.

Таблица 2

**Химический состав поверхностного слоя образцов до обработки**

Образец	Хим. элемент, %										
	Al	Ti	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Nb	Mo	Ta	W
1	4,52	3,97	14,45	0,051	0,45	8,2	60,95	0,92	1,72	1,87	2,90
2	4,23	3,45	14,90	–	0,22	7,81	62,36	0,82	1,62	1,51	3,03
3	3,72	3,37	15,31	–	0,11	7,79	62,49	0,77	1,64	1,65	3,14

Таблица 3

**Химический состав поверхностного слоя образцов после обработки**

Образец	Хим. элемент, %										
	Al	Ti	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Nb	Mo	Ta	W
1	5,55	3,96	14,01	0,13	0,16	6,73	59,30	0,84	1,73	3,16	2,31
2	5,25	4,09	14,00	0,13	0,18	6,72	59,30	0,82	1,68	3,20	2,28
3	5,54	4,01	13,89	0,12	0,14	6,80	59,61	0,81	1,67	2,80	2,38



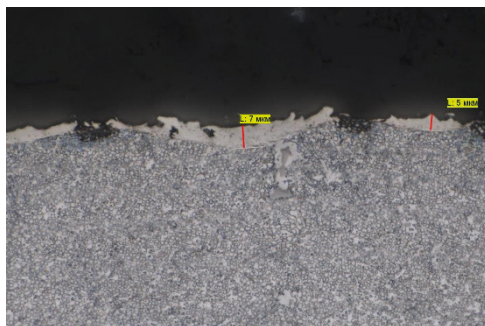
Исходя из полученных результатов можно сказать, что происходит насыщение поверхностного слоя материалом проволоки в среднем на 0,006 — 0,06 процентов в зависимости от режимов резания. Так же происходит уменьшение процентного содержания других элементов таких как Al, Сг и т.д.

3. Выполнены шлифы перпендикулярно к поверхности реза, на всех трех образцах.
4. Проведено травление шлифов раствором «Царская водка» (Соляная кислота 3 часть, азотная кислота 1 часть), время выдержки 30 часов перед травлением.
5. Выполнена макрография с увеличением до 1000, и замерена толщина белого слоя (рис. 5, 6, 7).



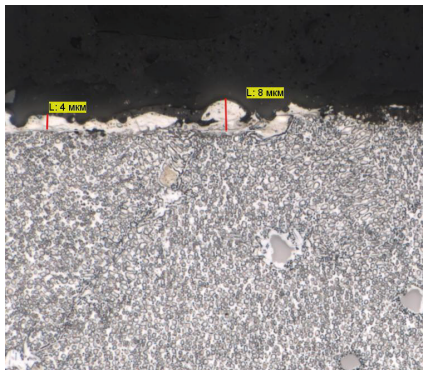
**Рисунок 5.** Микроструктура и толщина белого слоя образца № 1 после травления

В образце 1 ясно видны включения и неравномерность структуры. Есть предрасположенность к появлению трещин в поверхностном слое.



**Рисунок 6.** Микроструктура и толщина белого слоя образца № 2 после травления

В образце 2 меньше толщина образовавшегося белого слоя, местами он не обнаруживается. Микроструктура материала более равномерна и содержит меньше включений.



**Рисунок 7.** Микроструктура и толщина белого слоя образца № 3 после травления

У образца №3 белый слой обнаруживается ещё более фрагментарно, структура более равномерна, но видны включения по структуре.

Исходя из полученных результатов можно сказать, что режимы резания при резке жаропрочных никелевых сплавов так же оказывают влияние на состояние поверхностного слоя и его структуру. В целом картина повторяет описываемую для других материалов. Следовательно, будут справедливы с корректировкой уже имеющиеся математические модели для описания состояния поверхностного слоя, так и вновь получаемые на их основе и предположениях.

### Литература

1. Инженерия поверхности деталей / под ред. А. Г. Сулова. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.
2. Сулима А., Шулов В. А., Ягодкин Ю. Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
3. Damage, Contamination and Surface Treatment of Electrical Discharge Machined Materials. James Murray, BSc, MSc Thesis submitted to the University of Nottingham for the degree of Doctor of Philosophy, February 2014.
4. Вишняков М. А. Напряженно-деформированное состояние в пазах дисков турбины при их термоупрочнении // Вестник Самарского гос. аэрокосмического ун-та, 2003. С. 62–67.
5. Грубин А. Н. Расчет на прочность слочного замка лопатки турбин. М.: Машиностроение, 1970. 184 с.
6. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 224 с., ил.
7. Фотеев Н. К. Технология электроэрозионной обработки. М.: Машиностроение, 1980.

*Л. В. Грязнова, А. А. Живушкин, М. В. Солдатова, Е. А. Тихомирова*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
azhivush@gmail.com

## **ВАРИАТИВНОСТЬ МИКРОСТРУКТУРЫ ГЕТЕРОГЕННЫХ СПЛАВОВ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕМПЕРАТУРНО-ВРЕМЕННОЙ ЭКСПОЗИЦИИ ДЕТАЛЕЙ**

**Аннотация.** В работе сделаны предположения, что идентичные состояния микроструктуры связаны между собой *структурно-гомологическими рядами* и характеризуется проявлением того или иного компонента системы для никелевых жаропрочных сплавов. На примере анализа микроструктур температурно-временного состояния детали створки подтверждены теоретические выкладки в части факторов идентичности и структурно-гомологических рядов и возможность реализации различных механизмов диффузии за период незначительной наработки детали при эксплуатации.

**Ключевые слова:** жаропрочные никелевые сплавы, фактор идентичности, температурно-временная экспозиция, структурно-гомологические ряды

Предлагаемый подход основан на опытных и исследовательских данных, подтверждающих связь между микроструктурой жаропрочного сплава и температурно-временным фактором выдержки в условиях эксплуатации. Факторы воздействия приложенных нагрузок и неизотермичности процесса в процессе эксплуатации изделия могут вызывать диффузионные процессы, описываемые механизмами Фика (объемная диффузия по границам фаз), Фишера (зернограничная диффузия) и Конобеевского (восходящая диффузия при приложении нагрузки), протекающие при различных скоростях и приводящие к различным структурно-фазовым изменениям.

В зависимости от температуры, напряжения и длительности нагревов деталей из никелевых жаропрочных сплавов микроструктура претерпевает разнообразные изменения, причем каждому из таких изменений соответствует строго определенный температурно-временной интервал.

Таким образом, у каждого сплава имеется свой, только ему свойственный «температурно-временной спектр» изменений микроструктур, обусловленный легированием сплава и его структурно-фазовой стабильностью.

В первом приближении в основе предлагаемого подхода лежат ниже следующие представления о сложных диффузионных процессах происходящих на границах разделов фаз.

За основу расчетной модели фазообразования (фазорастворения) по рассмотренному механизму принимается зависимость образования зародышей новой фазы от температуры [1]:

$$\frac{1}{\tau} = C \exp \left[ -\frac{(A+Q)}{RT} \right], \quad (1)$$

где  $A$  — энергия образования зародыша критического размера;  
 $\tau$  — характеристическое время процесса;  
 $Q$  — энергия активации диффузии в пересыщенной матрице;  
 $C$  — постоянная.

Скорость многих изотермических превращений в твёрдом состоянии можно описать уравнением

$$\frac{dq}{dt} = k(1 - q) \cdot t^{n-1}, \quad (2)$$

где  $k$  — некоторая постоянная;  
 $q$  — объёмная доля вещества, претерпевшего превращение за время  $t$ .

Показатель степени  $n$  зависит от формы выделившихся частиц и от других факторов, контролирующих рост частиц. С учетом определенных граничных условий, уравнение (2) можно представить в интегральном виде;

$$q = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\tau}\right)^n\right], \quad (3)$$

где  $\tau$  — характеристическое время, связанное с коэффициентом диффузии.

Вышеописанная модель достаточно проста, оправдана временем, надежна в практическом употреблении, но имеет ряд ограничений в применении — приемлема лишь для расчета двух (трех) компонентных систем с ограниченным числом фаз.

При рассмотрении сложных многокомпонентных и гетерогенных систем, которыми являются никелевые жаропрочные сплавы, требуется другая модель и другой дополнительный подход к оценке структурообразования.

В этом плане примечательна математическая работа [2], где описано явление универсальности каскадов удвоений Фейгенбаума.

Рассмотрим параметр  $N$  — фиксированное значение количества частиц в некоторой произвольной плоскости, проходящей через  $X$ , применительно к уже рассмотренной модели.

Последовательность значений параметра, соответствующих последовательным удвоениям, асимптотически ведет себя как геометрическая прогрессия

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{N_{n+1} - N_n}{N_n - N_{n-1}} \approx \frac{1}{4.699}. \quad (4)$$

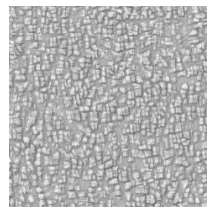
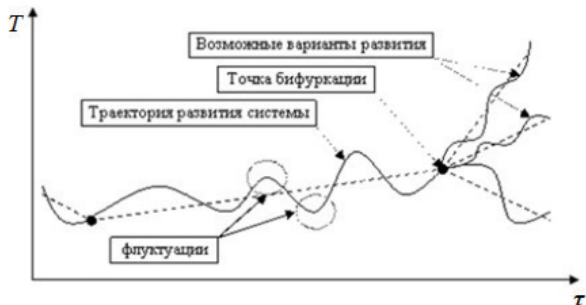
В этом случае  $X_{\text{диф}}$  принимает вид

$$X_{\text{диф}} \approx Nx \exp(-x). \quad (5)$$

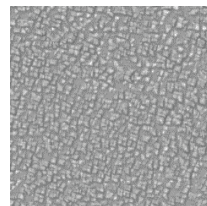
Важным следствием рассматриваемой модели является циклическая повторяемость параметра для разных значений смещения; последовательные бифуркации удвоения быстро следуют одна за другой, так что на конечный отрезок изменения параметра приходится бесконечное число удвоений.

Важным прикладным моментом описываемой модели является признание характерного для макросостояния сплава *фактора идентичности* состояния микро-

структуры (рис. 1). Применительно к объектам исследования это означает, что одинаковое (идентичное) микроструктурное состояние жаропрочных сплавов свойственно различным *температурно-временным экспозициям*.



$\tau = 7,5$  час;  $T = 1025$   
°C



$\tau = 5$  час;  $T = 950$  °C

**Рисунок 1.** Возможные варианты развития событий и проявление фактора идентичности

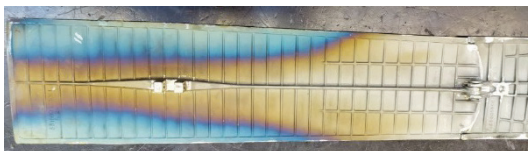
Опираясь на данные работы [3] уместно предположить, что идентичные состояния микроструктуры связаны между собой *структурно-гомологическими рядами* и характеризуется проявлением того или иного компонента системы для никелевых жаропрочных сплавов (Al, Cr, W, Re и др.).

Исходя из сказанного, авторами была предпринята попытка оценить, как температурное, так и временное состояние образцов из сплава ЖСЗДК-ВИ, вырезанных из створки камеры сгорания после ее кратковременной наработки по микроструктуре.

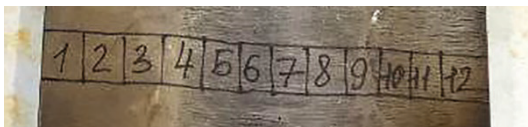
Принимая во внимание относительно малую наработку ДСЕ и двойственную природу упрочнения углеродсодержащего жаропрочного сплава — карбидно-аустенитную и интерметаллидную, а также разность в скоростях диффузии, соответственно — высокая по границам зерен, скоплениям микродефектов и дислокаций с одной стороны, и относительно низкая по границам интерметаллидных фаз в теле зерна, то при определенном подборе травления шлифов и увеличениях, возможно фиксировать проявление температурного и временного фактора раздельно.

Для оценки температурного состояния применялось электролитическое травление в растворе щавелевой кислоты, а для оценки временного состояния — химическое травление в растворе ЦАГИ.

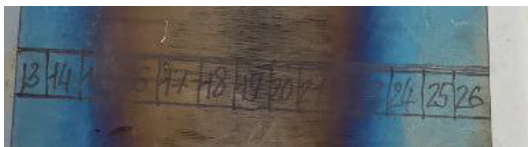
Для определения характера температурного и временного воздействия и оценки структурного состояния створки были изготовлены поперечные шлифы с линиями реза, приведенные на рисунке 2, *a* и *б*; шлифы изготавливались со стороны основания цифр/чисел.



*a*



Сечение 1



Сечение 2



Сечение 3

*б*

**Рисунок 2.** Общий вид створки ведомой (*a*). Схема разрезки в трех сечениях (*б*)

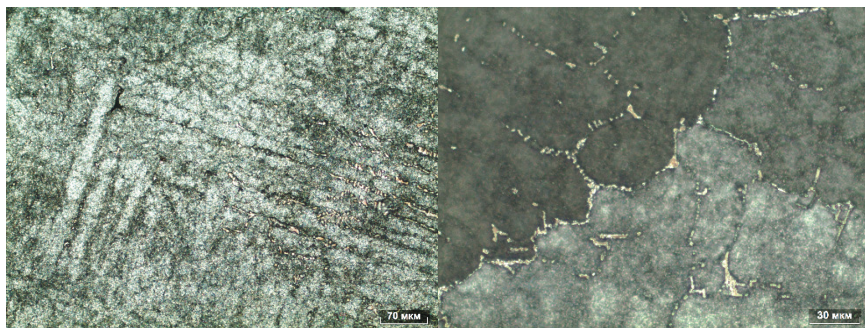
Сравнительный макроструктурный анализ температурного состояния материала проводился при помощи оптического микроскопа Carl Zeiss Axio Observer D1m при увеличении  $\times 200$  (масштаб 70 мкм) и  $\times 500$  (масштаб 30 мкм), после

электролитического травления в растворе щавелевой кислоты, проводился по отношению к температурному состоянию микроструктуры наиболее «холодных» точек сечения 1 и 2 (рисунок 2). Определялся уровень эквивалентных температур (°C) по карбидной сетке макроструктуры сплава ЖСЗДК-ВИ для выделенных участков. Данные приведены в таблице 1 и показаны на рисунке 3.

Таблица 1

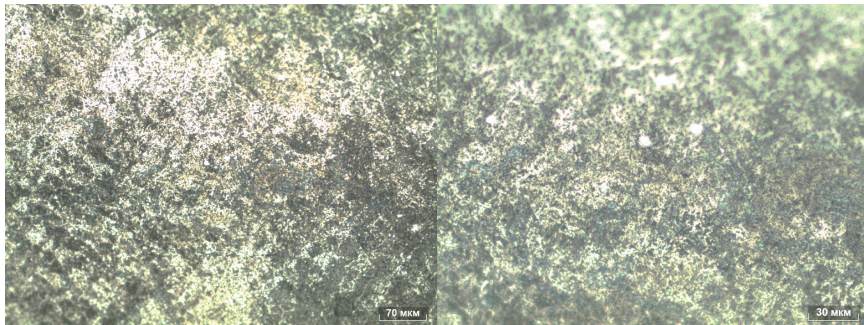
**Результаты определения уровня эквивалентных температур (°C)  
по микроструктуре сплава ЖСЗДК**

Сечение 1													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
825	825	850	850	900	950	1000	1050	1100	1125	925	1125	–	–
Сечение 2													
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
1150	1125	1075	1100	1100	950	1100	1050	1050	950	1025	1125	975	975
Сечение 3													
27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	
1025	975	975	1025	975	975	1000	1025	975	975	950	975	925	–

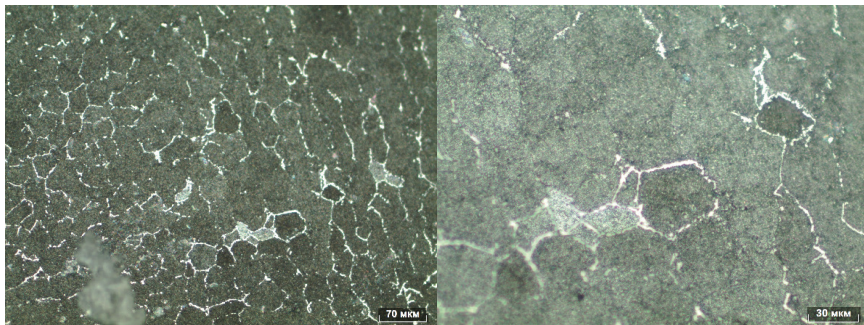


Участок 23





Участок 24



Участок 25

**Рисунок 3.** Характерная структура участков 23–25 при травлении на определение температуры (увеличение  $\times 200$ ,  $\times 500$ )

Временное состояние оценивалось независимо от температурного состояния по шкале 1,5–5–7,5–10 часов на основании сравнительного анализа по изменениям границ и коагуляции интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы в разных точках. В качестве эталона сравнения выбирались образцы в исходном состоянии.

Анализ временного состояния (времени выдержки) материала ЖСЗДК-ВИ створки при подтвержденном температурном состоянии створки производился при помощи растрового электронного микроскопа TESCAN LYRA 3 XMN на травленных реактивом ЦАГИ шлифах при увеличении  $\times 10000$  (масштаб 5 мкм). Предварительно проводилась оценка качества микроструктуры, оценивалась усредненная доля интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы по отношению к площади поля зрения шлифа и фиксировалось наличие сложных фигур  $\gamma'$ -фазы, микродеформация.

Микроструктурный анализ температурно-временного состояния жаропрочного сплава проводился на основании имеющихся атласов микроструктур упрочняющей интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы и ранее полученных данных для сплава ЖСЗДК-ВИ.



Определялся относительный уровень временной экспозиции при эквивалентной температуре (°C) сплава ЖСЗДК-ВИ для выделенных участков. Результаты металлографических исследований створки представлены в таблицах 2 и 3 и на рисунке 4.

Таблица 2

**Результаты определения продолжительности предполагаемой экспозиции (час, не более) при эквивалентных температурах (°C) по микроструктуре сплава ЖСЗДК-ВИ**

Сечение 1													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
1,5	7,5	1,5	5	5	5	5	10	1,5	7,5	10	7,5	–	–
Сечение 2													
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
1,5	1,5	7,5	10	7,5	5	7,5	5	10	7,5	7,5	5	5	5
Сечение 3													
27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	
1,5	7,5	7,5	10	10	10	7,5	7,5	1,5	7,5	7,5	7,5	1,5	–

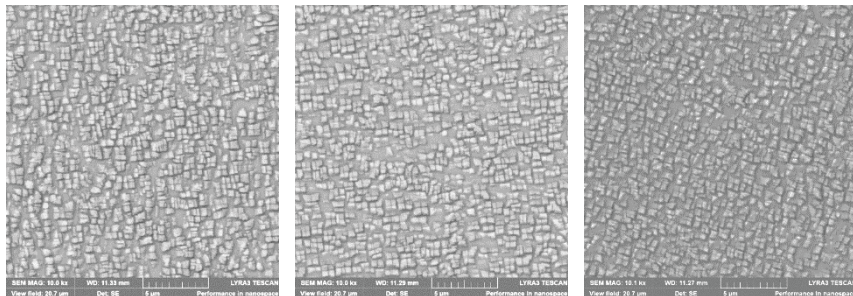
Таблица 3

**Оценка состояния качества микроструктуры по шлифам**

№ точки/шлифа	Качество микроструктуры	Доля (усредненная) интерметаллидной $\gamma'$ -фазы по отношению к площади поля зрения шлифа	Примечание (наличие сложных фигур $\gamma'$ -фазы), микродеформация
1	+	0,76	
2	±	0,70	имеется
3	+	0,75	
4	+	0,78	имеется
5	+	0,80	
6	+	0,83	
7	+	0,85	
8	–	0,82	имеется
9	+	0,77	
10	±	0,83	
11	–	0,78	
12	±	0,76	имеется

№ точки/шлифа	Качество микроструктуры	Доля (усредненная) интерметаллидной $\gamma'$ -фазы по отношению к площади поля зрения шлифа	Примечание (наличие сложных фигур $\gamma'$ -фазы), микродеформация
13	+	0,70	имеется
14	+	0,74	имеется
15	±	0,74	имеется
16	–	0,70	
17	±	0,73	
18	+	0,85	
19	±	0,82	
20	+	0,84	имеется
21	–	0,76	
22	±	0,77	
23	±	0,80	
24	+	0,81	
25	+	0,83	имеется
26			
27	+	0,76	
28	±	0,74	
29	±	0,74	имеется
30	–	0,74	имеется+микродеформация
31	–	0,72	микродеформация
32	–	0,73	
33	±	0,72	
34	±	0,73	
35	+	0,75	
36	±	0,76	
37	±	0,74	
38	±	0,75	
39	+	0,75	

*Примечание:* «+» микроструктура соответствует изначальному состоянию после термообработки, «±» имеются незначительные отклонения микроструктуры из-за внешнего воздействия, «–» имеются значительные структурные изменения микроструктуры из-за внешнего воздействия



Участок 23

Участок 24

Участок 25

**Рисунок 4.** Характерная микроструктура участков 23–25 при травлении на определение продолжительности температурного воздействия (увеличение  $\times 10000$ )

Из приведенных данных видно, что идентичное микроструктурное состояние по виду интерметаллидной фазы (рисунок 4), для образцов 23, 24 и 25 проявляется за время воздействия 7,5 час, 5 час и 5 час, при различных температурах 1025, 1125 и 975 °С соответственно. О температурно-временном воздействии можно судить по измененной карбидно-аустенитной сетке.

Проведенные исследования в практическом плане позволили выявить следующее:

- определить наиболее горячие «критические» места ДСЕ и продолжительность температурного воздействия при этом. Так, например, установлено, что наибольшей температуре в крайней боковой точке сечения 2 (точка 13) соответствует минимальное время экспозиции;
- оценить состояние «перегрева» материала на допустимость в «критических» местах ДСЕ;
- констатировать, что «побежалость» не является визуальным критерием температурно-временного воздействия и формируется в относительно короткий первичный момент наработки.

В научно-методическом плане выполненные исследования подтверждают изначально приведенные теоретические выкладки в части факторов идентичности и структурно-гомологических рядов, подтверждают положение о том, что одинаковое (идентичное) микроструктурное состояние жаропрочных сплавов свойственно различным температурно-временным экспозициям и позволяют разрабатывать новые эталоны микроструктур для оценки температурно-временного воздействия на ДСЕ после наработки.

## Выводы

1. На примере анализа микроструктур температурно — временного состояния детали створки подтверждены теоретические выкладки в части факторов идентично-

сти и структурно-гомологических рядов и возможность реализации различных механизмов диффузии за период незначительной наработки детали при эксплуатации.

2. Проведенные исследования в практическом плане позволили выявить наиболее горячие «критические» места ДСЕ и продолжительность температурного воздействия при этом.

3. В методическом плане представленный подход позволяет разрабатывать новые эталоны микроструктур для оценки температурно-временного воздействия на ДСЕ после наработки.

### **Литература**

1. Тугоплавкие материалы в машиностроении: справочник / под ред. А. Т. Туманова и К. И. Портного. М.: Машиностроение, 1967. 392 с.
2. *Арнольд В. И.* Теория катастроф. 3 изд., доп. М.: Наука, 1990. 128 с.
3. Стабильные и метастабильные фазовые равновесия в металлических системах. М: Наука, 1985. 285с.

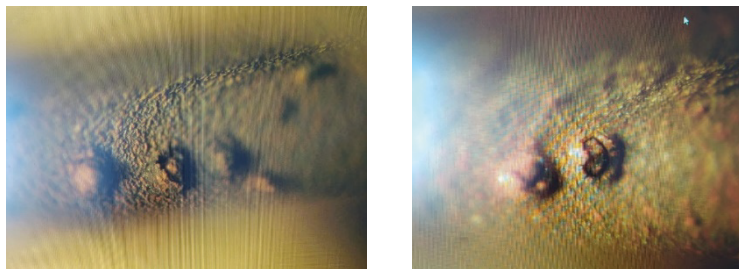
*А. А. Живушкин, И. Г. Грандильевская, М. В. Солдатова,  
В. Ю. Христосова*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
azhivush@gmail.com

## **К ВОПРОСУ О МЕХАНИЗМАХ КОРРОЗИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВИАЦИОННЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ С ПОКРЫТИЯМИ**

*Аннотация.* В работе исследованы дефекты поверхности внутренней полости пера лопаток ТВД из жаропрочных никелевых сплавов с хромоалитированным покрытием в области максимальных температур эксплуатации со следами коррозионного взаимодействия. Для различных применяемых сплавов и различных регионов эксплуатации сделаны предположения о возможных механизмах высокотемпературного солевого коррозионного взаимодействия.

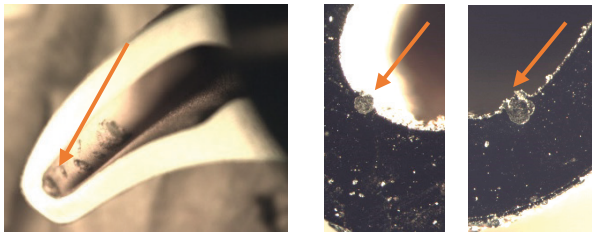
В последнее время внимание привлекли инциденты появления следов возможного коррозионного поражения внутренней полости лопаток ТВД с покрытием, выявленные при ремонте. Причем регионы эксплуатации двигателей кардинально отличались, что подвигло предположить разную природу происхождения дефектов. Внешний вид дефектов, выявленных на разных двигателях, идентичный, несмотря на то, что лопатки были изготовлены из разных сплавов, соответственно, ЖС26-ВИ и ЖС32-ВИ с покрытием хромоалитирования на поверхности внутренней полости пера лопатки (рис. 1).



**Рисунок 1.** Внешний вид поверхностных дефектов на внутренней полости пера лопаток

Коррозионные дефекты были отмечены в области входной кромки пера лопатки со следами термического влияния, но на поверхности внутренней полости (рис. 2).

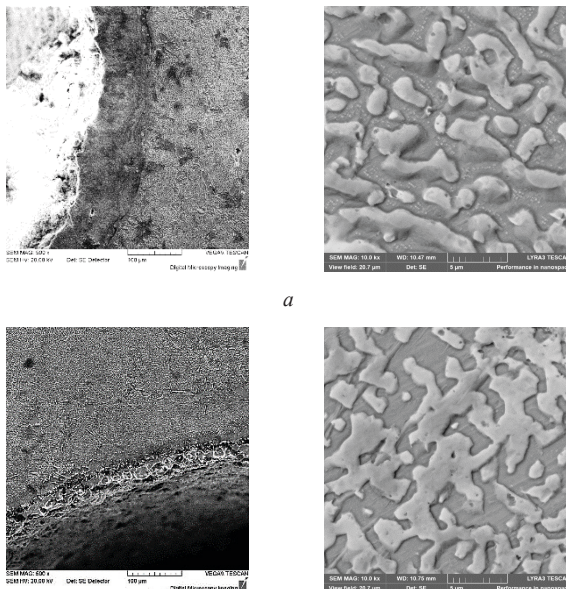
Выявленные поверхностные дефекты в виде сферических образований получили наименование «бубоны», а возможный коррозионный характер дефекта классифицирован как локальный, высокотемпературный.



**Рисунок 2.** Расположение дефектов во внутренней полости и вид дефекта в плоскости шлифа

При исследовании лопаток с упомянутым поверхностным дефектом выявлено, что их состояние пера в области входной кромки неудовлетворительное, как по состоянию покрытий, так и по микроструктурному состоянию.

Лопатки испытывали состояние перегрева, и, в соответствии с принятой методикой при ремонте, были забракованы по недопустимым микроструктурам. Анализ микроструктур показал, что температура поверхности в области входной кромки со стороны внутренней полости достигала не менее 1100 градусов (рис. 3).



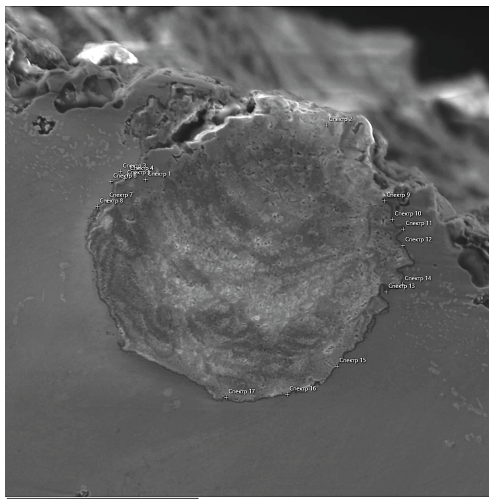
*a*

*б*

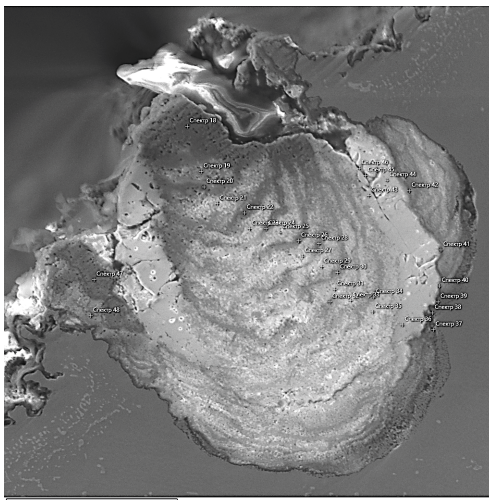
**Рисунок 3.** Состояние хромоалитированного покрытия (слева) и микроструктура сплава ЖС26-ВИ вблизи внутренней поверхности (справа) (а), и состояние хромоалитированного покрытия (слева) и микроструктура сплава ЖС32-ВИ вблизи внутренней поверхности (справа) (б)

Для выявления состава «бубонов» на лопатках различных сплавов и двигателей проводился микрорентгеноспектральный анализ элементов поверхности и шлифа при помощи растрового электронного микроскопа TESCAN LYRA 3 XMH.

Данные приведены на рисунках 4 и 5 и, соответственно, в таблицах 1 и 2.



*a*



*б*

**Рисунок 4.** Стрoение «бубонов» в плоскости шлифа (эксплуатация двигателя в приморском регионе)





**Рисунок 5.** Строение «бубона» в плоскости шлифа (эксплуатация двигателя в солончаковом регионе)

Таблица 1

**Идентификация фазового состава поверхностных включений  
в области входной кромки со стороны внутренней полости лопаток  
с приморского региона эксплуатации**

<b>№ п/п</b>	<b>№ лопатки, регион эксплуатации</b>	<b>Фазовый состав поверхностных включений</b>
1	№ 1, приморский регион	Шпинель типа $Al_2O_3 \cdot SiO_2$
2	№ 2, приморский регион (см. рисунок 4, а)	1. <i>Основа</i> , насыщенная кислородом 2. Оксид типа $(Ni,Co)_xO_y$ 3. Аллюминид типа $(Ni,Co)_xAl_y$ насыщенный кислородом 4. Интерметаллид типа $Ni_xNb_y$ — ниобид сферообразующий, насыщенный кислородом
3	№ 3, приморский регион (см. рисунок 4, б)	1. Основа с повышенным содержанием хрома, насыщенная кислородом 2. Основа с повышенным содержанием алюминия, насыщенная кислородом 3. Аллюминид типа $(Ni,Co)_xAl_y$ насыщенный кислородом 4. Шпинель типа $(Ni,Co)O \cdot (Al,Cr)_2O_3$ 5. Оксид типа $(Ni,Co)_xO_y$ 6. Интерметаллид типа $(Ni,Co)_x(W, (Nb+Mo))_y$ насыщенный кислородом
4	№ 4, приморский регион	Оксисел типа $Al_2O_3$



**Идентификация фазового состава поверхностных включений лопатки  
с двигателя эксплуатации в солончаковом регионе (нумерация со стороны  
поверхности внутренней полости, см. рисунок 5)**

№ слоя п/п	Фазовый состав поверхностных включений	Ориентировочная толщина слоя, мкм
1	$\gamma$ -тв. раствор	5,0
2	$Al_2O_3$	3,5
3	$(Ni,Co)O \cdot Al_2O_3, Cr_2O_3 \cdot (W,Nb)_x C_y$	7,0
4	$Al_2O_3, (Ni,Co)W, Cr_2O_3$	1,5
5	$(Al,Cr)_2O_3, (Ni,Co)W$	8,0
6	$(Al,Cr)_2O_3, (Ni,Co)W, W_x C_y$	2,0
7	$Al_2O_3, Cr_2O_3, (Ni,Co)W, W_x C_y$	1,5
8	$Al_2O_3, Cr_2O_3 \cdot NiO$	3,0
9	$(Ni,Co)O$	5,0
10	$(Al,Cr)_2O_3, (Ni,Co)W$	3,0
11	$(Al,Cr)_2O_3, (Ni,Co)W, W_x C_y$	7,0
12	$(Ni,Co)O$	5,0
13	$(Ni,Co)O, (Ni,Co)W, W_x C_y$	1,0
14	$(Al,Cr)_2O_3 \cdot (Ni,Co)O, (Ni,Co)W$	3,0
15	$(Ni,Co)O$	5,0
16	$(Ni,Co)W, W_x C_y, (Ni,Co)O$	3,0
17	$Cr_2O_3, (Al,Cr)_2O_3 \cdot (Ni,Co)W$	15,0
18	$Cr_2O_3, (Al,Cr)_2O_3 \cdot (Ni,Co)W$	5,0
19	$Cr_2O_3, (Al,Cr)_2O_3 \cdot (Ni,Co)W$	8,0
20	$Al_2O_3 \cdot (Ni,Co)O$	6,0
21	$(Ni,Co)O$	7,0
22	$Al_2O_3 \cdot (Ni,Co)O$	2,5
23	$(Ni,Co)O$	7,5
24	$Al_2O_3 \cdot (Ni,Co)O$	2,0

Следует отметить, что для лопаток двигателя, эксплуатируемого в приморском регионе, в составе «бубонов» были выявлены также неметаллические элементы — углерод, кислород, азот, включая коррозионноактивные элементы, такие как сера и хлор (S,Cl), а для лопаток двигателя, эксплуатируемого в солончаковом регионе, в числе легких коррозионноактивных элементов — только хлор (Cl).

Анализируя приведенные данные, были сделаны предположения, что, несмотря на внешние сходства «бубонов», их происхождение возможно по различным механизмам коррозионного взаимодействия.

Первый механизм — для лопаток двигателя, эксплуатируемого в приморском регионе, возможно, связан с хлоридно-сульфидным взаимодействием, а второй механизм, вероятно, так или иначе связан с хлоридным взаимодействием. И первый и второй механизм коррозионного взаимодействия обязан солеотложению на поверхности и проявляется при повышенной температуре, образуя продукты роста при окислении — «бубоны».

Рассмотрим первый механизм для случая сплава ЖС26ВИ и эксплуатации в приморском регионе.

При вышеупомянутой температуре свыше 1100 °С защитная пленка обедняется хромом, а находящийся в составе сплава вольфрам, который не дает плотной, крепко сцепленной с основным металлом оксидной пленки, оказывает разрушающее действие на окалину, образуемую другими компонентами сплава ЖС26-ВИ, и хромоалитированного покрытия.

Ниобий в сочетании с вольфрамом при определенном соотношении с углеродом (Nb/C) может способствовать выделениям зародышей ниобидов [1], имеющих усиленную склонность к сфероидизации. При наличии серы на поверхности могут также дополнительно образовываться и сфериды Ni—Ni<sub>3</sub>S<sub>2</sub> эвтектики [2], которая имеет относительно низкую температуру плавления и может проникать в металлическую основу по границам и поверхностным микротрещинам.

Коррозионному разъеданию может способствовать наличие солевых отложений, которые при расплавлении пропитывают основную защитную пленку. Защитная пленка при этом может увеличиваться в объеме и становиться пористой и рыхлой, теряя адгезию с основой.

Таким образом, возникновению описанных локальных дефектов могло способствовать наличие двух составляющих — катастрофического коррозионного разъедания, описанного в работах [2, 3], при температурном нарушении хромоалитированного слоя и процесса сфероидизации (благодаря наличию элементов Nb и S на поверхности). Необходимым условием возникновения таких дефектов являлось наличие NaCl в сжигаемом воздухе и появление точки росы соли Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> в выхлопных газах, что способствовало образованию поверхностной солевой пленки [4].

Рассматривая второй механизм для случая сплавов ЖС26-ВИ и ЖС32-ВИ и эксплуатации в солончаковом регионе, следует отметить, что на стадии инкубационного

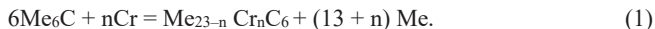
периода зарождения «бубона» много общего с вышерассмотренным первым механизмом.

Анализ микроструктур также показал, что температура поверхности в области входной кромки со стороны внутренней полости достигала не менее 1100 градусов.

При такой температуре защитная пленка обедняется хромом, а находящийся в составе сплава вольфрам, который не дает плотной, крепко сцепленной с основным металлом оксидной пленки, оказывает разрушающее действие на окалину, образуемую другими компонентами сплавов ЖС26-ВИ и ЖС32-ВИ и хромоалитированного покрытия.

Коррозионному разъеданию также может способствовать наличие соледержащих отложений, которые при расплавлении пропитывают основную защитную пленку; защитная пленка при этом может увеличиваться в объеме и становиться пористой и рыхлой, теряя адгезию с основой.

Согласно выводам работы [5], необходимым условием зарождения локализованного очага коррозии сферической формы на поверхности, при относительно низкой температуре 550°C и с максимальной глубиной проникновения 65 мкм, является наличие солевых (хромоалюминатных) расплавов типа  $KCl - AlCl_3$  при соотношении  $Al/K=1,1$ . В этом случае средняя скорость коррозии жаропрочных сплавов в расплаве достигает значений  $0,8 \pm 0,15 \text{ г/м}^2 \cdot \text{час}$ , а сам процесс при термовлиянии протекает с образованием зернограничной карбидной сетки вторичных фаз по реакции [3,5]



Для сплавов ЖС26-ВИ и ЖС32-ВИ при содержании кобальта в сплавах 8–10 % и вольфрама 10–12 % в качестве  $Me$  по реакции (1) выступает вольфрам.

В свою очередь, вольфрам в сочетании с кобальтом и ниобием при определенном соотношении с углеродом может способствовать выделению зародышей новой фазы [1], при возможном изменении растворимости  $\gamma'$ -фазы с изменением распределения кобальта [6] у поверхности в целом, и имеющую усиленную склонность к сфероидизации.

Таким образом, протекание локализованных коррозионных процессов и зарождение коррозионного очага по второму механизму происходит, преимущественно, при участии частиц хлорсодержащей среды и при относительно низкой температуре 550°C, а развитие и слоистый рост образовавшихся зародышей в «бубоны» происходит при высоких температурах свыше 1000 °C.

*Коллектив авторов выражает признательность Бакуму А. И. за оказанную помощь в работе и консультации при написании настоящей статьи.*

## Литература

1. Михайлов-Михеев П. Б. Металл газовых турбин. М.; Л.: Машгиз, 1958. 352 с.
2. Симс Ч., Хагел В. Жаропрочные сплавы. М.: Металлургия, 1976. 568 с.

3. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок / под ред. Ч. Т. Симса, У. К. Хагеля, Н. С. Столоффа. М.: Металлургия, 1995. Кн. 1. 384 с.
4. Душин Ю. А., Живушкин А. А. и др. Защитные покрытия судовых газовых турбин // Вопросы материаловедения. 1998. № 1 (14). С. 5–12.
5. Баженов А. А., Карпов В. В., Абрамов А. В., Половов И. Б., Ребрин О. И. Коррозия жаропрочных сплавов в хлоралюминатных расплавах // Материалы XXIII Российской молодежной научной конференции «Проблемы теоретической и экспериментальной химии». 2013. С. 331–332.
6. Шпунт К. Я., Морозова Г. И., Василенок Л. Б., Вертоградский В. А., Егорова Л. С., Фоменко В. П. Роль кобальта в никелевых сплавах // Металлы. 1985. № 6. ВИАМ/1984-199130.

*В. Е. Золкин, А. В. Зуев, Е. А. Тихомирова*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЯЮЩЕЙ РОЛИ СПЛАВА В РЕСУРСЕ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ЕГО ДЛИТЕЛЬНОМ «СТАРЕНИИ»**

### **Введение**

Согласно требованиям ФАП-21 материалы для конструкций авиационного назначения должны подвергаться процедуре специальной квалификации в целях определения расчетных значений конструкционной прочности в ожидаемых условиях эксплуатации. В России порядок и объем испытаний определяются нормативными документами ПНСТ 658-2022, Руководство 33 ВД М, РЦ-АП-33.15-1 и др. За рубежом объемы испытаний/исследований для конструкций аэрокосмических транспортных средств определены MMPDS «Справочник по разработке и стандартизации свойств металлических материалов», ASTM, EN и др. Все вышеуказанные документы регламентируют объемы испытаний по определению физико-механических свойств материалов в первичном исходном состоянии без учета наработки материала в конструкции. Испытания проводят в условиях, приближенных к эксплуатации, однако при этом фактор длительного «старения» (температурно-временной истории эксплуатации материала в конструкции) не учитывается. Известно, что с течением времени в материале могут протекать необратимые процессы изменения структуры и фазового состава — «старение», что будет отражаться на снижении физико-механических свойств в условиях эксплуатации.

В данной работе приведены данные по изменению структуры и фазового состава сплава ЖС32-ВИ и приведены некоторые результаты изменения физико-механических свойств материала после длительной температурно-временной экспозиции — «старения». Первичные данные по изменению механических свойств сплава были приведены ранее [1, 2].

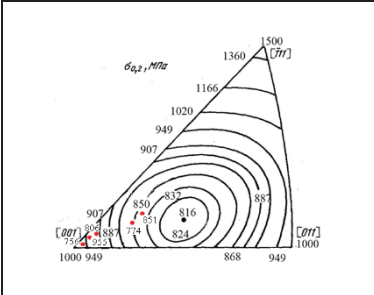
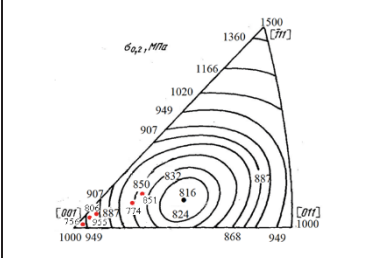
**Цель работы:** Определить уровень падения физико-механических свойств сплава ЖС32-ВИ после длительного старения с учетом изменения его структуры и фазового состава.

Проведены кратковременные изотермические выдержки монокристалльных образцов сплава ЖС32-ВИ при температурах от 1050 до 1300 °С, результаты определения механических свойств при комнатной температуре согласно ГОСТ 1497 приведены в таблице 1. В таблице 1 также приведены данные определения отклонения кристаллографической ориентировки оси образца от плоскости [001], результаты приведены в стандартном треугольнике стереографических проекций, в котором изолинии представляют собой расчетные значения напряжений течения сплава

ЖС32-ВИ. Наибольшее падение предела текучести от паспортных значений сплава ЖС32-ВИ и расчетных изолиний в стереографических проекциях отмечается у образцов, подвергнутых наиболее длительным изотермическим выдержкам. Кратковременные забросы температуры до 1250–1300 °С за время 2,5 часа не приводят к снижению предела текучести (рис. 1), не смотря на перекристаллизацию и выделение вторичной  $\gamma'$ -фазы.

Таблица 1

**Механические свойства после кратковременных выдержек при комнатной температуре сплава ЖС32-ВИ**

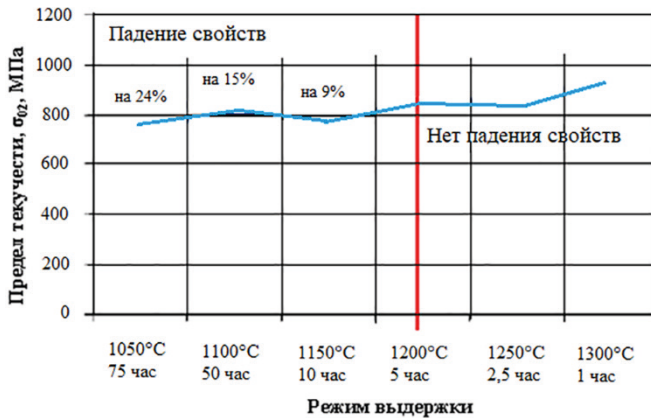
	КГО от [001]	$\sigma_{0,2}$ МПа	$\sigma_b$ МПа	$\delta, \%$	$\psi, \%$	Режим нагрева
	4	930	1120	5,0	4,5	Исходное состояние
	2	756	962	5,4	7,4	1050 °С, 75 часов
	7	806	1041	4,7	5,6	1100 °С, 50 часов
	КГО от [001]	$\sigma_{0,2}$ МПа	$\sigma_b$ МПа	$\delta, \%$	$\psi, \%$	Режим нагрева
	12	774	1010	7,8	21,3	1150 °С, 10 часов
	17	851	992	4,4	12,7	1250 °С, 2,5 часа
	4	955	1098	5,5	10,6	1300 °С, 1 час

По результатам количественного металлографического исследования установлено изменение объемного содержания упрочняющей  $\gamma'$ -фазы и карбидные превращения начиная с температуры 1050–1150 °С (таблица 2). В осях дендритов отмечаются выделения игольчатого карбида  $Me_6C$ , находящиеся в ориентационном соответствии с матрицей по плоскости [111]. Известно, что выделение карбидной фазы  $Me_6C$  игольчатой морфологии значительно влияет на снижение механических характеристик жаропрочных сплавов.

Длительные изотермические выдержки при температуре 850 °С, 950 °С до 1500–2000 часов приводят к изменению структуры и фазового состава сплава ЖС32-ВИ. Результаты определения механических свойств при комнатной температуре согласно ГОСТ 1497 приведены в таблице 3. Результаты свидетельствуют о разупрочнении сплава и снижении его пластичности.

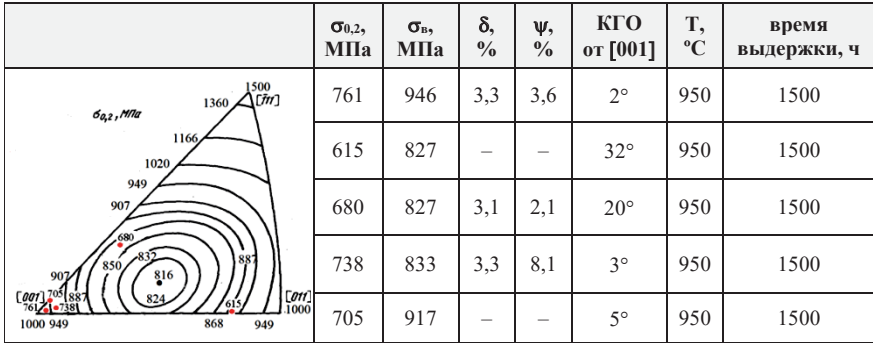
## Изменение структуры сплава ЖС32-ВИ

	После термообработки	Выдержка при температуре, T =					
		100 °C	1050 °C	1100 °C	1150 °C	1200 °C	1250 °C
Объемное содержание $\gamma'$ -фазы	65 %	60 %	52 %+ карбидные превращения	40 %+ карбидные превращения	30 %+ карбидные превращения	58 %-выделение вторичной фазы	перекристаллизация и выделение вторичной $\gamma'$ -фазы

Рисунок 1. Снижение предела текучести  $\sigma_{0,2}$  после кратковременных выдержек

## Механические свойства сплава ЖС32-ВИ при комнатной температуре после длительных выдержек 850 °C, 950 °C

	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_b$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	КГО от [001]	T, °C	время выдержки, ч
	646	895	8,0	10,3	6°	850	2000
	599	856	7,1	11,2	24°	850	2000
	727	865	4,0	4,4	2°	850	1500
	710	938	3,3	7,4	7°	850	1500
	744	984	4,6	4,7	4°	850	1500

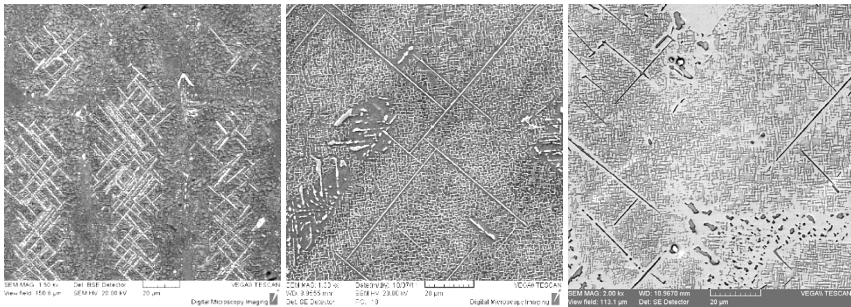


Методом количественной металлографии и рентгенофазовым анализом определена структурно-фазовая диаграмма состояния сплава ЖС32-ВИ после «старения» (рис. 2а, б, в) и размер игольчатого карбида  $Me_6C$ .

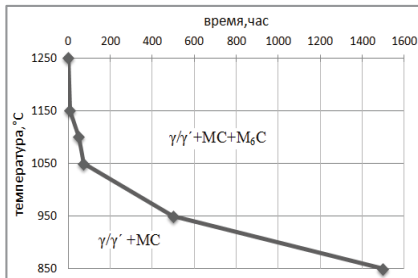
850°С, 2500 часов

950°С, 1500 часов

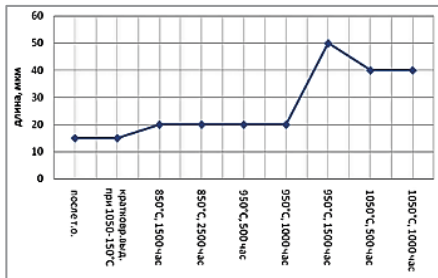
1050°С, 1000 часов



a



б



в

**Рисунок 2.** а — вид карбида  $Me_6C$  после длительных выдержек;

б — структурно-фазовая диаграмма образования карбида  $Me_6C$  в сплаве ЖС32;

в — Размер карбидных частиц  $Me_6C$  в сплаве ЖС32 после длительных выдержек



Исследовалось влияние длительных выдержек на скорость ползучести при различных температурах и напряжениях, рис. 3. Как видно из данных таблицы 4 скорость ползучести на установившейся стадии приближается к скорости испытания при активной деформации. По сравнению с образцами без длительной выдержки у образцов с выдержкой долговечность (длительная прочность) снижается в 3 раза, что иллюстрирует рис. 4.

Таблица 4

Данные по длительной пластичности и скорости ползучести образцов после изотермической выдержки при 1050 °С в течение 500 часов (испытания проведены по ГОСТ 3248 при температуре 975 °С)

Долговечность, час	$\delta$	$\Psi$ , %	Приложенное напряжение, МПа	Скорость ползучести, $\text{ч}^{-1}$
40	26	39	250	$4,3 \times 10^{-5}$
20	36	44	300	$1,8 \times 10^{-4}$
10	22	46	350	$4,7 \times 10^{-4}$
4	34	48	400	$1,6 \times 10^{-3}$

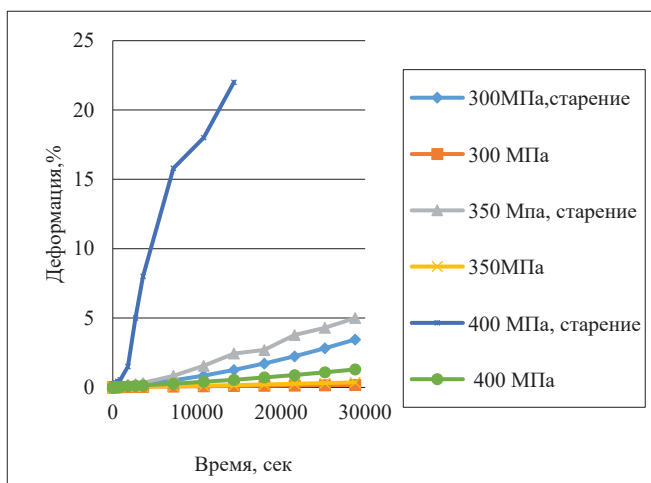
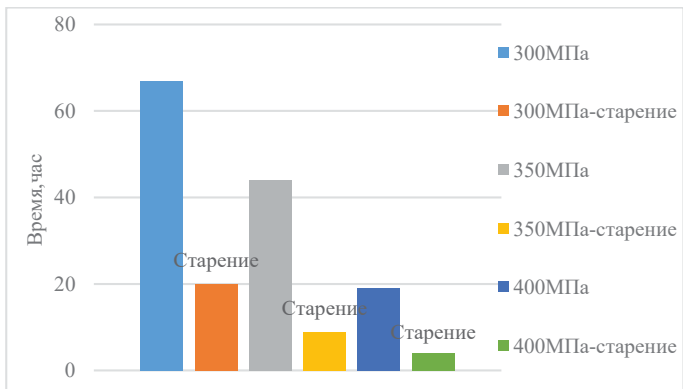


Рисунок 3. Кривые ползучести сплава ЖС32 при 975 °С при различном уровне напряжений в сравнении с кривыми ползучести материала после предварительной выдержки при 1050 °С в течение 500 часов



**Рисунок 4.** Сравнение долговечности образцов с выдержкой при 1050 °С в течение 500 часов с образцами без выдержки

Рост длительной пластичности материала, подвергнутого температурной выдержке при 1050 °С в течение 500 часов, свидетельствует о локализации пластической деформации в шейке образцов. На кривых ползучести отмечается монотонный рост деформации без признаков стадии неустановившейся ползучести. О значительной пластической деформации образцов можно судить по увеличению длительной пластичности  $\Psi$  % по сравнению с образцами в состоянии после термической обработки, где  $\Psi$  % в среднем 20÷25 %.

Проведено обобщение результатов определения скоростей ползучести на установившейся стадии  $\dot{\epsilon}_{st}$ , с уровнем действующих напряжений  $-\sigma$ . Связь скорости, установившейся ползучести и приложенных напряжений, подчиняется степенному закону Нортона:

$$\dot{\epsilon} = A\sigma^n. \quad (1)$$

В таблице 5 приведены результаты обработки кривых ползучести при температурах 850 °С, 975 °С, 1050 °С, а также при 975 °С на образцах после длительной выдержки при 1050 °С, 500 часов. На рис. 5 представлен график зависимости,  $\dot{\epsilon}_{st}$  от  $\sigma$  в логарифмических координатах, по которым найдены постоянные  $n$  и  $A$ .

Экспериментальные данные удовлетворительно описываются степенной зависимостью Нортона. Наклон прямой ( $n = 11$ ), соответствующий испытаниям материала, подвергнутого длительным температурным выдержкам 1050 °С в течение 500 часов, существенно отличается от наклона прямых при всех температурах испытания.

Расчет значений для построения зависимости Нортона

T°, C	$\dot{\epsilon}_{st}, \text{сек}^{-1}$	$\dot{\epsilon}_{st}, \text{ч}^{-1}$	$\lg \dot{\epsilon}_{st}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\lg \sigma$	$\tau_p, \text{ч}$	n	$\lg A$	$\tau_p \dot{\epsilon}_{st}$
850	$1 \times 10^{-8}$	$3,6 \times 10^{-5}$	-8	400	2,6	-	10	-34	-
	$7 \times 10^{-8}$	$2,5 \times 10^{-4}$	-7,15	480	2,68	-			-
	$14 \times 10^{-8}$	$5,0 \times 10^{-4}$	-6,85	550	2,74	-			-
1050	$0,8 \times 10^{-8}$	$2,9 \times 10^{-5}$	-8	150	2,18	200	7,8	-26,5	$0,6 \times 10^{-2}$
	$16 \times 10^{-8}$	$5,8 \times 10^{-4}$	-6,8	200	2,3	42			$2,4 \times 10^{-2}$
	$180 \times 10^{-8}$	$6,5 \times 10^{-3}$	-5,74	250	2,4	7			$4,6 \times 10^{-2}$
	$160 \times 10^{-6}$	$5,8 \times 10^{-1}$	-3,8	300	2,48	5			-
975	$1,2 \times 10^{-8}$	$4,3 \times 10^{-5}$	-7,92	250	2,4	180	10	-29	$0,8 \times 10^{-2}$
	$5 \times 10^{-8}$	$1,8 \times 10^{-4}$	-7,3	300	2,48	67			$1,2 \times 10^{-2}$
	$13 \times 10^{-8}$	$4,7 \times 10^{-4}$	-6,9	350	2,54	44			$2,0 \times 10^{-2}$
	$43 \times 10^{-8}$	$1,6 \times 10^{-3}$	-6,4	400	2,6	19			$3,0 \times 10^{-2}$
975 (п.в)*	$130 \times 10^{-7}$	$4,7 \times 10^{-2}$	-4,89	300	2,48	20	2,5	-11	0,9
	$180 \times 10^{-7}$	$6,5 \times 10^{-2}$	-4,74	350	2,54	9			0,6
	$265 \times 10^{-7}$	$9,7 \times 10^{-2}$	-4,58	400	2,6	4			0,4

\* образцы после предварительной выдержки при 1050 °C в течение 500 часов.

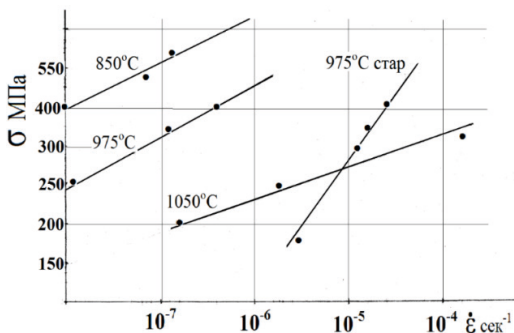


Рисунок 5. Зависимость скорости стационарной ползучести от напряжений

Полученные экспериментальные результаты позволяют проверить их соответствие выражению, связывающему долговечность до разрушения  $\tau_p$  и скорость ползучести  $\dot{\epsilon}_{st}$  [3]:

$$\dot{\epsilon}_{st} \tau_p = const. \quad (2)$$

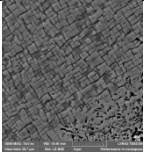
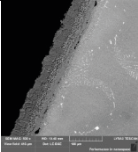
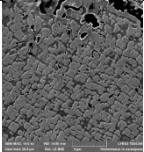
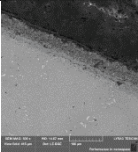
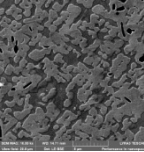
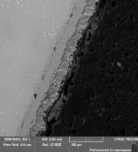
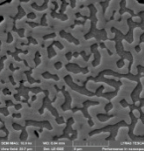
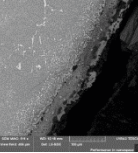
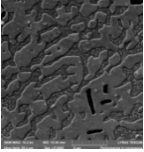
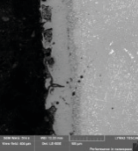
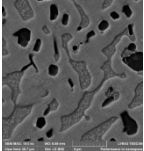
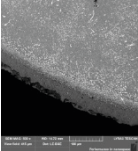
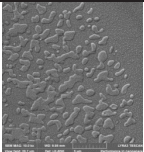
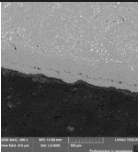
Подтверждено, что данное выражение справедливо для монокристаллов сплава ЖС32 (см. правую колонку в таблице 5). Следовательно, по деформационной характеристике материала возможно определить его долговечность на всем протяжении кривой ползучести, включая стадию разрушения.

Справедливость выражения для монокристаллов, вероятно, объясняется ростом микротрещин, которые образуются уже на первых стадиях ползучести и интенсификацией процесса разрушения из-за наличия карбидной фазы  $Me_6C$ . Скорость ползучести на установившейся стадии определяется концентрацией этих повреждений. С уменьшением концентрации микронесплошностей скорость ползучести снижается и долговечность вырастает. Тогда как в материале, подвергнутом длительным выдержкам, вероятно, невозможно понизить концентрационную неоднородность в связи со значительной коагуляцией  $\gamma'$ -фазы и максимальным выделением карбидов, это и объясняет значительную деформацию ползучести образцов после выдержки при 1050 °С в течение 500 часов. Справедливость выражения, вероятно, связана с тем, что упорядоченное расположение кубоидных частиц  $\gamma'$ -фазы, которое сохраняется таким же, как и после термической обработки, приводит к образованию хорошо ориентированных и ограненных пластин с высоким значением форм-фактора  $\phi = l/h$ , где  $l$  и  $h$  — соответственно длина и толщина пластины при образовании рафт-структуры на неустановившейся стадии ползучести и на установившейся стадии ползучести не происходит резкого изменения скорости деформации ползучести. Крупнодисперсная, перестаренная микроструктура с неправильной морфологией исходных частиц  $\gamma'$ -фазы трансформируется в нерегулярные волнистые пластины с малым значением форм-фактора и скорость ползучести на неустановившейся стадии достаточно высока.

Применительно к реальным условиям эксплуатации сплава ЖС32-ВИ в конструкции проведена оценка температурного состояния лопаток турбин после наработки 690 часов и 995 часов. Лопатки для определения температурного состояния поступили с трещинами по торцевой поверхности и по защитному покрытию (таблица 6).

По результатам оценки температурного состояния лопаток и с учетом их наработки в изделии установлено, что в сечениях с измененной структурой и фазовым составом будут более интенсивно протекать процессы накопления необратимой пластической деформации, что окажет влияние на снижение предела текучести и предела длительной прочности. Таким образом, остаточный ресурс конструкции будет ограничен возможностями материала из-за состояния «старения».

**Оценка температурного состояния лопаток турбины сплава ЖС32-ВИ  
с нар. 690 ч и 955 ч**

Температурное состояние лопаток турбины		
Температура, °С	$\gamma'$	Распределение карбидов
<1000 °С		
1000 °С		
1050 °С		
1100 °С		
1150 °С		
1200 °С		
1250 °С		

## Выводы

1. На установившихся режимах работы двигателя, когда в лопатках турбин определяющим фактором в их разрушении является длительная прочность/ползучесть установлено, что монокристаллы сплава ЖС32-ВИ после длительного «старения» снижают свою долговечность в среднем в два-три раза за счет увеличения скорости установившейся ползучести. Увеличение скорости установившейся ползучести связано со структурно-фазовыми изменениями в сплаве ЖС32-ВИ. Подтвержден закон связи долговечности и скорости на установившейся стадии ползучести и формулы Нортона. Таким образом, по виду структуры сплава после длительного «старения» возможно осуществление прогноза по его дальнейшему ресурсу в конструкции. Характеристики длительной прочности/ползучести материалов, подвергнутых длительному «старению», требуют отдельного подхода в рамках работ по специальной квалификации материалов для корректировки расчетных значений характеристик конструкционной прочности в целях расчета остаточного ресурса.

2. На неустановившихся режимах работы двигателя в условиях теплосмен, когда в лопатках турбин определяющим фактором являются долговечность при неизотермической малоцикловой усталости — термоусталости с учетом реализации механизма «активной» деформации сплава, установлено, что долговечность может быть ниже, чем прогнозируемая в связи со снижением предела текучести сплава и снижения его пластичности. В данном случае, процесс начала разрушения может быть инициирован в условиях охлаждения материала в конструкции и снижение пластичности сплава приведет к началу зарождения первых трещин.

Необходимо отметить, что до сих пор нормативные документы на испытания материалов не предусматривают определение долговечности материала при неизотермическом малоцикловом нагружении, в связи с отсутствием окончательно сформированной концепции, кроме предложенной Коффином, которая, однако тоже не включает поправки на структурно-фазовое состояние материала после «старения».

*Авторы благодарят коллег, оказавших помощь в подготовке материалов статьи С. В. Малинину, Л. В. Грязнову, А. А. Живушкина.*

## Литература

1. Тихомирова Е. А. Изменение структуры и свойств литейного жаропрочного никелевого сплава при температурно-силовом воздействии: дис. 2013. 222 с.
2. Григорьев А. В., Скворцов Е. В., Соловьева А. В., Тихомирова Е. А., Рыбников А. И., Гецов Л. Б. Изменение структуры и свойств жаропрочных сплавов в процессе двигательной эксплуатации // Климовские чтения — 2012: «Перспективные направления развития предприятий авиодвигателестроения». Спб.: Скифия-принт, 2012. С. 244–253.
3. Орлов А. Н. Введение в теорию дефектов в кристаллах. М.: Высшая школа, 1983. 144 с.

**В. А. Зотов<sup>1</sup>, В. Г. Павлов<sup>1</sup>, С. Май<sup>1,2</sup>, И. Цзян<sup>1,2</sup>, Д. В. Евдокимов<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Самарский национальный исследовательский университет

им. акад. С. П. Королева, Самара

vlad198189@gmail.com

<sup>2</sup> Северо-Западный политехнический университет, Сиань, Китай

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАЛОРАЗМЕРНОГО СТАНКА**

*Аннотация.* В данной работе представлены результаты натурального эксперимента, посвящённого токарной обработке алюминиевого сплава Д16 и замеру параметров шероховатости поверхностного слоя. Эксперимент был поставлен в рамках полного факторного эксперимента, что позволило вывести зависимости по определению параметров шероховатости в зависимости от режимов токарной обработки. Основной особенностью работы служит то, что в процессе проведения эксперимента был задействован весь диапазон возможных скоростей резания, которые может обеспечить станок, отведённый под проведение эксперимента. Для этого было составлено несколько матриц полного факторного эксперимента. Полученные в данной работе зависимости могут быть использованы для оптимизации технологических процессов на производстве, а также могут быть полезными при проведении прочностных расчетов деталей.

При производстве деталей значительное внимание уделяется качеству поверхностного слоя изделий, а также экономичности обработки. Объясняется это тем, что параметры качества поверхностного слоя, закладываемые на этапах технологического процесса изготовления детали, в значительной мере оказывают влияние на эксплуатационный ресурс [1–4]. Современные детали зачастую обладают сложной конфигурацией и часто испытывают переменное нагружение, например, особенно часто подобные детали можно встретить в составе газотурбинных двигателей (ГТД) [1, 2]. Как известно, эксплуатационный ресурс деталей оказывается ниже в условиях переменного нагружения в сравнении со статическим [5]. Причиной этому служат постепенно нарастающее число микроскопических пластических деформаций и трещин в поверхностном слое изделий. Исходя из этого, объяснимо, что с увеличением шероховатости поверхности процесс образования деформаций и трещин в поверхностном слое при переменном нагружении интенсифицируется. При этом стоит добавить, что соблюдение строгих требований к параметрам качества поверхностного слоя в случаях со сложнопрофильными изделиями только усложняется. Связано это с частым использованием труднообрабатываемых материалов, изготовлением деталей с малой жесткостью и трудностью доступа обрабатывающего инструмента в зону обработки. Последнее не редко становится причиной быстрой потери режущих свойств инструментом, что делает актуальным разработку методик прогнозирования его стойкости

в зависимости от условий обработки, с целью подбора оптимальных траекторий движения инструмента, его геометрии и используемых материалов при производстве этого инструмента.

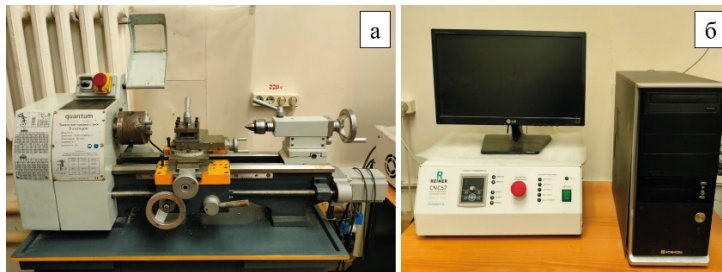
Исходя из этого, важно корректно оценивать максимально допустимые параметры шероховатости поверхностного слоя каждой проектируемой детали. Кроме того, важным является и этап дальнейшей разработки технологического процесса, когда требуется обеспечить заданную конструктором шероховатость. Для решения данных задач используются различные методики и рекомендации, разработка которых невозможна без натуральных экспериментов, посвященных определению параметров шероховатости поверхности и их влияния на прочностные характеристики. Как пример, инструментом к подбору оптимальной шероховатости конструктором могут служить зависимости, связывающие эффективный коэффициент концентрации напряжений с параметрами шероховатости и параметрами режима обработки. Отсюда оценка рабочего напряжённо-деформированного состояния проектируемого изделия будет производиться с учетом данных зависимостей и в случае неудовлетворительного результата, требуемые параметры шероховатости будут переназначены, с последующей переоценкой напряжённо-деформированного состояния. На данном этапе, конструктор уже способен иметь ориентировочное понимание о методах, с помощью которых возможно изготовить спроектированную им деталь, а вместе с этим и понимание о возможных диапазонах параметров шероховатости, которые возможно получить данными методами.

На производстве, при окончательном решении о способах получения спроектированной детали, могут быть использованы зависимости, связывающие параметры шероховатости и параметры режима обработки. При их помощи возможен подбор оптимальных режимов и условий обработки, однако, если выбранным методом обработки невозможно достичь заданную конструктором шероховатость, метод меняется, а оценку напряжённо-деформированного состояния изделия следует провести по-новому.

Стоит отметить, что качество готовой продукции будет зависеть не только от учтенных параметров шероховатости в методиках, используемых на этапах конструкторско-технологической подготовки производства, но и от множества других параметров качества поверхностного слоя. Подробнее ознакомиться с этим возможно из работ [2–4, 6, 7].

В данной статье демонстрируются результаты натурального эксперимента по определению шероховатости заготовки из алюминиевого сплава Д16, обрабатываемой на малоразмерном токарном станке. Обработка проводилась на станке QUANTUM с модулем числового программного управления. Управление происходило с помощью блока управления Reiner CNC57, оснащенного программным обеспечением PUMOTIX. Общий вид станка и модуля числового программного управления представлен на рис. 1.





**Рисунок 1.** Токарный станок QUANTUM (а) и модуль числового программного управления Reiner CNC57 (б)

В качестве варьируемых в процессе эксперимента величин параметров режима токарной обработки были выбраны: скорость резания  $v$ , глубина резания  $t$ , и минутная подача  $S_m$ . Для проведения эксперимента были составлены матрицы полного факторного эксперимента. С целью охватить в процессе проведения эксперимента весь диапазон возможных скоростей резания, достигаемых на выбранном станке, было составлено три матрицы. То есть весь диапазон возможных скоростей резания был поделен на три. В таблицах 1–3 представлены величины варьируемых параметров режима токарной обработки, таблицы сформированы в соответствии с порядком проведения полного факторного эксперимента, а их число соответствует числу составленных матриц.

Т а б л и ц а 1

**Параметры режимов токарной обработки, с диапазоном скоростей от 19,3 м/мин до 58,1 м/мин**

Скорость резания $v$ , м/мин	Минутная подача $S_m$ , мм/мин	Глубина резания $t$ , мм	Диаметр заготовки $d$ , мм	Обороты шпинделя $n$ , об/мин	Шероховатость по		Средний шаг местных выступов $S$ , мкм
					$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	
58,1	40	0,4	41,7	444	1,55	9,21	21,3
19,2	40	0,4	45,7	134	10,7	58,1	34,5
58,1	2	0,4	41,7	444	0,639	4	15,2
19,2	2	0,4	45,7	134	1,19	6,84	13,3
58,1	40	0,1	41,7	444	1,33	8,71	22,5
19,2	40	0,1	45,7	134	8,49	48,5	33,5
58,1	2	0,1	41,7	444	0,614	4,75	11,3
19,2	2	0,1	45,7	134	0,808	6,29	10,4
38,7	21	0,25	27,7	444	1,06	10,7	20,4

Таблица 2

**Параметры режимов токарной обработки, с диапазоном скоростей  
от 55 м/мин до 93,3 м/мин**

Скорость резания $v$ , м/мин	Минутная подача $S_m$ , мм/мин	Глубина резания $t$ , мм	Диаметр заготовки $d$ , мм	Обороты шпинделя $n$ , об/мин	Шероховатость по		Средний шаг местных выступов $S$ , мкм
					$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	
93,3	40	0,4	27,8	1068,5	0,623	4,78	17,5
55	40	0,4	16,4	1068,5	0,509	3,43	11,3
93,3	2	0,4	27,8	1068,5	0,402	3,92	11,9
55	2	0,4	16,4	1068,5	0,736	5,57	14,4
93,3	40	0,1	27,8	1068,5	0,822	5,38	11,6
55,023	40	0,1	16,4	1068,5	0,659	4,85	18,2
93,272	2	0,1	27,8	1068,5	0,435	4,14	13,8
55,023	2	0,1	16,4	1068,5	0,807	7,56	13,4
74,147	21	0,25	22,1	1068,5	2,42	14,7	25,8

Таблица 3

**Параметры режимов токарной обработки, с диапазоном скоростей  
от 100,2 м/мин до 151 м/мин**

Скорость резания $v$ , м/мин	Минутная подача $S_m$ , мм/мин	Глубина резания $t$ , мм	Диаметр заготовки $d$ , мм	Обороты шпинделя $n$ , об/мин	Шероховатость по		Средний шаг местных выступов $S$ , мкм
					$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм	
151	40	0,4	23,8	2020	4,50	25,2	22,9
100,2	40	0,4	15,8	2020	1,20	7,80	18,7
151	2	0,4	23,8	2020	1,67	15,2	17,7
100,2	2	0,4	15,8	2020	2,25	15,6	17,9
151	40	0,1	23,8	2020	3,50	24,8	27,5
100,2	40	0,1	15,8	2020	1,14	8,06	19,7
151	2	0,1	23,8	2020	2,43	16,8	19,4
100,2	2	0,1	15,8	2020	1,67	10,7	12,9
125,6	21	0,25	19,8	2020	0,856	5,51	17

В процессе проведения эксперимента использовались заготовки цилиндрической формы, на которых под каждый исследуемый режим обработки отводилась своя полоса, тем самым формируя на каждой заготовке по пять-шесть полос. На рис. 2 представлена одна из таких заготовок.



**Рисунок 2.** Общий вид заготовки с пятью полосами после обработки на исследуемых режимах

Для проведения эксперимента был выбран резец, материал режущей части которого выполнен из быстрорежущей стали марки Р6М5. В главной секущей плоскости режущий клин имеет передний угол  $\gamma = 15^\circ$  и задний угол  $\alpha = 17,5^\circ$ , а во вспомогательной секущей плоскости передний угол  $\gamma_1 = 5^\circ$  и задний угол  $\alpha_1 = 12^\circ$ , угол наклона режущей главной режущей кромки  $\lambda = -5^\circ$ , а вспомогательной  $\lambda = -15^\circ$ .

С целью достижения равномерного припуска и чёткого соблюдения заданных величин параметров режима токарной обработки перед сериями экспериментальных проходов, на черновом режиме подготавливалась технологическая база, а величина оборотов шпинделя контролировалась тахометром Мегеон 18003. После каждой серии экспериментальных проходов заготовка вынималась из патрона и устанавливалась на профилометр БВ-7669, где проводились соответствующие замеры параметров шероховатости. Для каждой полоски, сформированной в результате прохода на исследуемом режиме, было выполнено по 3 замера таких величин, как среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ , высота микронеровностей по 10 точкам  $R_z$  и средний шаг неровностей  $S$ . Результаты измерений также представлены в табл. 1–3. Полученные зависимости представлены в табл. 4.

Таблица 4

**Степенные зависимости между параметрами шероховатости и параметрами режима токарной обработки для разных диапазонов скоростей резания**

Скорость резания $v$ в диапазоне от 19,3 м/мин до 58,1 м/мин	Скорость резания $v$ в диапазоне от 55 м/мин до 93,3 м/мин	Скорость резания $v$ в диапазоне от 100,2 м/мин до 151 м/мин
$R_a = 21,2 \cdot \frac{S_m^{0,52} \cdot t^{0,15}}{v^{1,06}}$	$R_a = \frac{2,57 \cdot S_m^{0,04}}{v^{0,38} \cdot t^{0,13}}$	$R_a = \frac{8,58 \cdot v^{1,54} \cdot S_m^{0,03} \cdot t^{0,04}}{10^4}$
$R_z = 108,98 \cdot \frac{S_m^{0,47} \cdot t^{0,03}}{v^{0,99}}$	$R_z = \frac{14,79}{v^{0,25} S_m^{0,04} \cdot t^{0,15}}$	$R_z = 3,66 \cdot \frac{v^{1,66} \cdot t^{0,05}}{S_m^{6,8 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^3}$
$S_m = 13,99 \cdot \frac{S^{0,26} \cdot t^{0,09}}{v^{0,15}}$	$S_m = \frac{18,02 \cdot S^{0,02}}{v^{0,08} \cdot t^{0,03}}$	$S_m = 0,79 \cdot v^{0,57} \cdot S^{0,09} \cdot t^{1,3 \cdot 10^{-4}}$

## Вывод

Таким образом, в результате проведения экспериментов и обработки полученных в их результате данных были получены эмпирические зависимости, связывающие параметры шероховатости при точении алюминиевого сплава Д16 и параметрами режима обработки. Данные зависимости могут быть полезны в составе методик по подбору оптимальных режимов и условий обработки, в процессе разработки и внедрения технологического процесса. А также, могут быть полезны при оценке напряжённо-деформированного состояния проектируемых изделий, совместно с оценкой их эксплуатационного ресурса.

## Литература

1. *Акимов В. М.* Основы надежности газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 207 с.
2. *Братухин А. Г., Язов Г. К., Карасёв Б. Е., Елисеев Ю. С., Крымов В. В., Нежурич И. П.* Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1997. 416 с.
3. *Овсеевко А. Н.* Технологические основы методов снижения остаточных деформаций и обеспечения качества обработки высоконагруженных деталей энергомашин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 2006. 32 с.
4. *Сулима А. М., Шулов В. А., Ягодкин Ю. Д.* Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
5. *Куркин С. А.* Модели развития разрушения от дефектов типа несплошностей при циклическом нагружении, основанные на методах механики разрушения // Контроль. Диагностика. 1998. № 2. С. 17–20.
6. *Alajmi M. S., Almeshal A. M.* Prediction and Optimization of Surface Roughness in A Turning Process Using the ANFIS-QPSO Method // Materials. 2020. Vol. 13, no. 13. P. 1.
7. *Скуратов Д. Л., Трусов В. Н.* Обработка конструкционных материалов. Процессы резания и режущие инструменты. Ч. 1. Самара: М-во образования и науки Рос. Федерации, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2012. 196 с.

*А. А. Леонов<sup>1</sup>, В. А. Дуюнова<sup>1</sup>, Н. В. Трофимов<sup>1</sup>,  
А. В. Заводов<sup>1</sup>, А. А. Ашмарин<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ ГНЦ РФ, Москва

<sup>2</sup> Федерально государственной бюджетное учреждение науки институт металлургии и материаловедения им. А. А. Байкова Российской академии наук, Москва  
lab24@viam.ru

## **ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРНО-ФАЗОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОЖАРОБЕЗОПАСНОГО ЛИТЕЙНОГО МАГНИЕВОГО СПЛАВА И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПРОЧНОСТНЫЕ И ЖАРОПРОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

*Аннотация.* В статье представлены результаты исследования структурно — фазовых особенностей пожаробезопасного литейного магниевого сплава нового поколения с повышенной температурой воспламенения, обеспечивающих превосходство прочностных и жаропрочных характеристик в сравнении с серийными жаропрочными магниевыми сплавами. Установлено, что повышенные характеристики обусловлены эффектом твердорастворного упрочнения за счет замещения атомов магния атомами гадолиния и иттрия, который оценивается периодами решетки твердого раствора и эффектом упрочнения за счет выделения интерметаллических частиц, который оценивается по величине интенсивности дифракции от интерметаллидных частиц  $\text{XMg}_3$ . В процессе термической обработки в структуре сплава формируются упрочняющие метастабильные  $\beta'$ ,  $\beta\gamma$  и  $\beta_1$  фазы, обладающие повышенной термической стабильностью и способствующие максимальному упрочнению сплава при комнатной и повышенных температурах.

### **Введение**

Магниевые сплавы системы  $\text{Mg—PЗЭ—Zr}$  в отличие от других систем легирования ( $\text{Mg—Al—Zn}$ ,  $\text{Mg—Zn—Zr}$ ) обладают значительными преимуществами при их эксплуатации в условиях повышенных температурах. Так, рабочей температурой эксплуатации серийного жаропрочного сплава МЛ19 является 300 °С длительно и 400 °С кратковременно, в то время как высокопрочный сплав МЛ15 работает при температурах до 150 °С длительно и 175 °С кратковременно [1].

Повышение рабочих температур эксплуатации жаропрочных магниевых сплавов обусловлено их фазовым составом и структурными особенностями. Ключевым фактором, влияющим на жаропрочность таких сплавов, является использование редкоземельных элементов (РЗЭ), позволяющих создать сложнолегированные многокомпонентные твердые растворы и упрочняющие фазы, обладающие повышенной термической стабильностью [2–4].

Проблема заключается в том то, что серийные жаропрочные литейные магниевые сплавы не обеспечивают современные требования по выдерживанию нагрузок при повышенных рабочих температурах. Серийные жаропрочные литейные магниевые

вые сплавы обладают относительно высокими жаропрочными характеристиками при недостаточно высоких прочностных свойствах в условиях нормальных температур (МЛ10:  $\sigma_{0,2} = 140$  МПа,  $\sigma_B = 240$  МПа,  $\sigma_{100}^{250} = 70$  МПа; МЛ19:  $\sigma_{0,2} = 120$  МПа,  $\sigma_B = 220$  МПа,  $\sigma_{100}^{250} = 113$  МПа). Это обуславливает необходимость разработки нового жаропрочного магниевого сплава с повышенными механическими характеристиками при комнатной и повышенных температурах.

В настоящее время в РФ самым высокопрочным и жаропрочным литейным магниевым сплавом является сплав марки ВМЛ26, который превосходит отечественный МЛ19 и зарубежный WE43 (Англия) сплавы по прочностным (временному сопротивлению и пределу текучести при комнатной температуре на 25 % и 35 % для сплава МЛ19 и 23 % и 32 % для сплава WE43), жаропрочным (пределу длительной прочности  $\sigma_{100}^{250}$  на 50 % для сплава МЛ19 и на 40 % для сплава WE43) характеристикам. Это делает его наиболее перспективным литейным магниевым материалом при использовании в таких узлах изделий, где требуется качественное соотношение характеристик «удельный вес — рабочая температура» [5–7].

Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления 10.10 «Энергоэффективные, ресурсосберегающие и аддитивные технологии изготовления деформированных полуфабрикатов и фасонных отливок из магниевых и алюминиевых сплавов («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года») [8].

## Основная часть

Исследуемый новый литейный магниевый сплав марки ВМЛ26 относится к системе Mg—PЗЭ—Zr. В его состав входят «легкие» (церий) и «тяжелые» (гадолиний, иттрий) редкоземельные элементы. Введение легирующих элементов осуществлялось из кусковых материалов (цинк, гадолиний, церий) и лигатур (магний-неодим, магний-иттрий, магний-цирконий).

Данный сплав относится к группе пожаробезопасных магниевых сплавов. Проведенные огневые испытания показали, что температура его воспламенения при воздействии открытого пламени 1100 °С превышает температуру воспламенения серийных жаропрочных магниевых сплавов более чем на 100 °С. При этом после окончания воздействия пламени у сплава ВМЛ26 отсутствует характерное для магниевых сплавов горение материала, что говорит о его способности к быстрому самозатуханию.

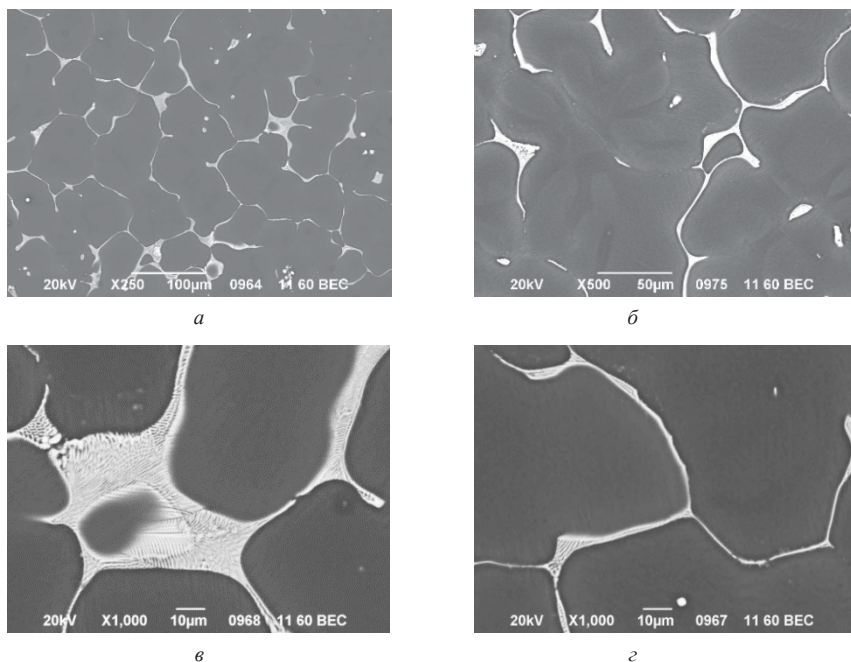
Повышение прочностных, жаропрочных характеристик и рабочих температур эксплуатации магниевых сплавов обусловлено их фазовым составом и структурными особенностями. Ключевым фактором, влияющим на жаропрочность таких сплавов, является использование редкоземельных элементов (PЗЭ), легирование которыми позволяет создать сложнелегированные многокомпонентные твердые растворы и упрочняющие фазы, обладающие повышенной термической стабильностью.

Для выявления роли легирующих элементов в образовании высокодисперсных фаз, участвующих в упрочнении сплавов на основе системы Mg—PЗЭ—Zr, были

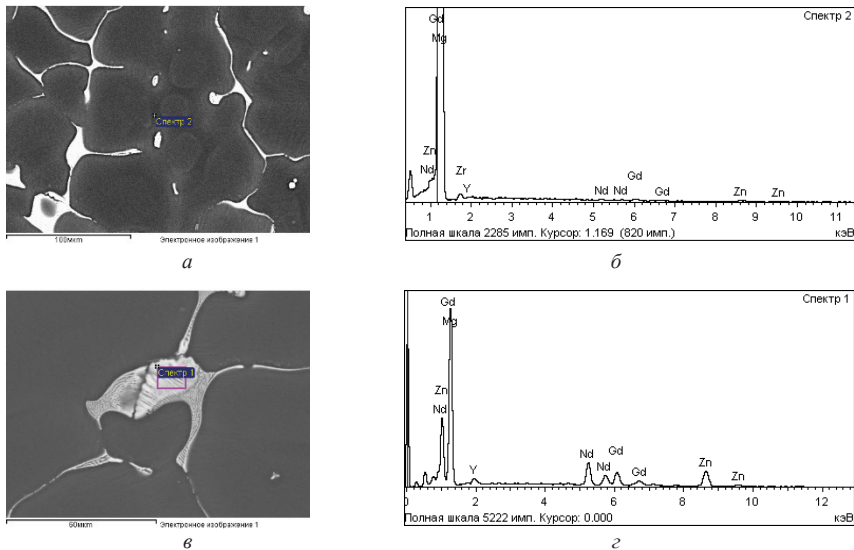
проведены металлографические исследования. Для проведения исследований сплав ВМЛ26 выплавляли в индукционной плавильной установке с применением защитной газовой атмосферы. Металлографические исследования проводились на образцах в литом и термообработанном по полному циклу (закалка с последующим искусственным старением) состояниях.

При исследовании методом растровой микроскопии установлено, что микроструктура в литом состоянии состоит из дендритов твердого раствора на основе магния. По границам дендритов располагается эвтектика. По данным качественного электроннозондового микроанализа в эвтектике присутствуют фазы, в состав которых входят магний, цинк, иттрий, гадолиний и неодим. Вблизи эвтектики наблюдается полосчатая структура, характерная для сплавов с иттрием.

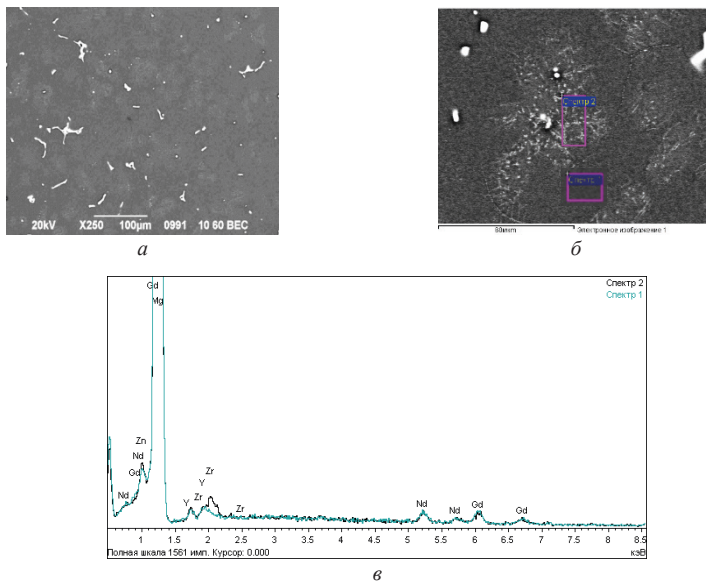
Проведение термической обработки позволяет обеспечить растворение в твердом растворе редкоземельных элементов, находящихся в эвтектической составляющей, с последующим выделением в процессе старения упрочняющих фаз. Микроструктура образца после термической обработки представляет собой зерна с распределенными как в объеме, так и по их границам дисперсными частицами. Качественный электроннозондовый микроанализ показал наличие областей с дисперсными частицами (по сравнению с матрицей сплава), обогащенных цирконием.



**Рисунок 1.** Микроструктура образца из сплава ВМЛ26 в литом состоянии: *а, б* — общий вид; *в, з* — эвтектика



**Рисунок 2.** Места проведения ЭЗМА и спектры характеристического рентгеновского излучения: *а, б* — основа сплава; *в, г* — эвтектика.  
Образец из сплава ВМЛ26 в литом состоянии



**Рисунок 3.** Микроструктура образца из сплава ВМЛ26 в состоянии Т6: *а* — общий вид; *б* — дисперсные частицы в теле и по границам зерен, частицы на основе циркония (указаны стрелками); *в* — данные качественного ЭЗМА



Проведенные исследования рентгеноструктурным методом показали, что на полученных рентгенограммах кроме рефлексов (рис. 4)  $\alpha$ -твердого раствора на основе магния присутствуют отчетливые рефлексы, которые соответствуют кристаллической структуре интерметаллидной фазы.

Из результатов микроанализа (рис. 5) установлено, что данная фаза содержит магний, цинк, неодим, гадолиний и иттрий. Наличие большой доли цинка объясняет пониженную в сравнении с интерметаллидными соединениями  $\text{NdMg}_3$  (7,39 Å) и  $\text{GdMg}_3$  (7,33 Å) величину периода решетки интерметаллидной фазы  $\text{XMg}_3$  (7,170-7,231 Å), поскольку атомный радиус цинка (1,37Å) значительно меньше не только любых РЗЭ (1,74-1,87 Å), но и самого магния (1,6 Å).

Таблица 1

Периоды решетки  $\alpha$ -твердого раствора и интерметаллидной фазы  $\text{XMg}_3$

Образец	Объемная доля $\text{XMg}_3$ .	Периоды решетки			c/a	$z\text{XMg}_3$	Ат. объем
	Отн.ед	$\text{XMg}_3$	$a_\alpha$	$c_\alpha$	Отн.ед	Å <sup>3</sup>	
Mg	–	–	3,208	5,210	1,624		
$\text{NdMg}_3$	–	7,39	–	–		16	25,2
$\text{GdMg}_3$	–	7,33	–	–		16	24,6
Экспериментальные значения							
Литое	1	7,170	3,213	5,207	1,621	16	23,0
После ТО	0,38	7,231	3,216	5,213	1,621	16	23,6

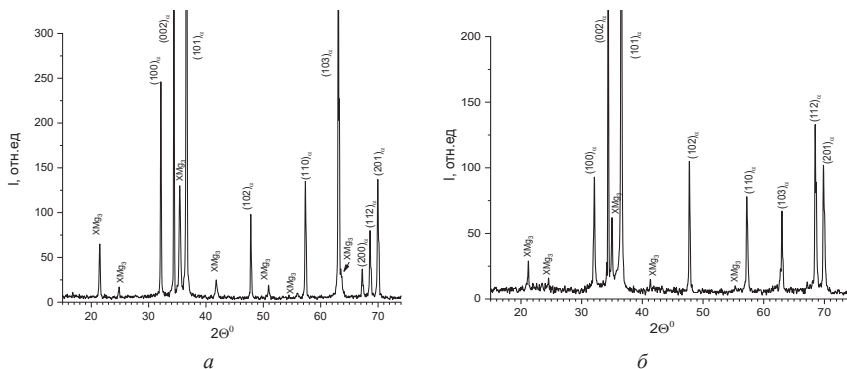
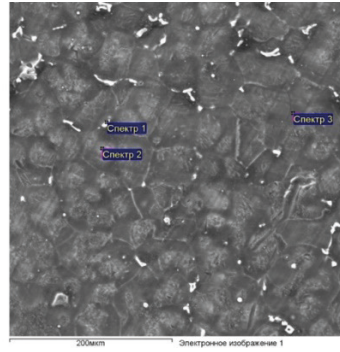
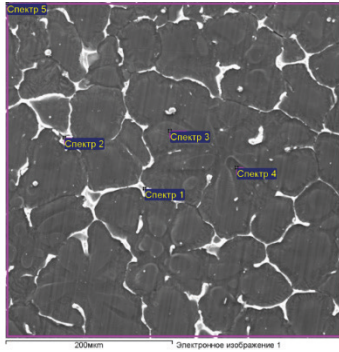


Рисунок 4. Дифрактограммы образца в литом (а) и термически обработанном (б) состояниях



Спектр	Mg	Zn	Y	Zr	Nd	Gd
Спектр 1	37.70	16.43	2.82	0.34	21.69	12.86
Спектр 2	26.81	21.63	3.55	0.37	25.17	14.12
Спектр 3	93.50	0.74	0.05	1.71	0.26	0.49
Спектр 4	92.95	0.91	0.40	0.21	0.67	1.25
Спектр 5	89.31	1.98	0.37	0.78	2.03	1.73

*a*

Спектр	Mg	Zn	Y	Zr	Nd	Gd
Спектр 1	66.99	1.80	3.06	0.25	5.63	6.15
Спектр 2	87.71	1.24	0.87	2.10	2.09	2.95
Спектр 3	87.01	0.77	1.04	0.24	2.43	3.72

*б*

**Рисунок 5.** Микроструктура образца в литом состоянии и термообработанном состоянии в отраженных электронах и результаты электронно — зондового микроанализа

Следует обратить внимание на то, что периоды решетки  $\alpha$ -твердого раствора существенно превышают периоды решетки чистого магния. Это свидетельствует о том, что в твердом растворе растворены РЗЭ, радиусы атомов которых значительно превышают радиус атома магния. При этом в  $\alpha$ -твердом растворе могут присутствовать только атомы Gd и Y, поскольку растворимость в магнии Ce и Nd ничтожна.

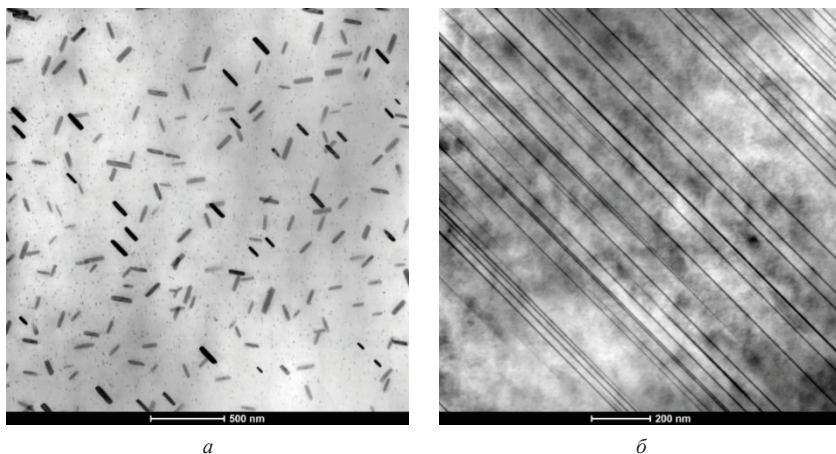
Проведение термической обработки способствует увеличению периода решетки твердого раствора, что свидетельствует об увеличении в нем содержания РЗЭ и об обеспечении эффекта твердорастворного упрочнения.

Кроме того, существует и другой, основной эффект упрочнения за счет выделения интерметаллидных фаз. Из приведенных рентгенограмм следует, что интенсивность рефлексов интерметаллидной фазы существенно снижается в результате термообработки. Однако полученные в отраженных электронах микроструктуры образца показывают, что термообработка приводит к принципиальному изменению морфологии выделений интерметаллидов (рис. 4, б). После кристаллизации интерметаллиды концентрируются по границам зерен и не могут давать эффективного

упрочнения. В результате термообработки дисперсные интерметаллиды рассредоточиваются в теле зерна, что приводит к значительному упрочняющему эффекту, при этом большая часть интерметаллидов становится рентгеноаморфной, о чем свидетельствует резкое снижение интенсивности интерметаллидных рефлексов. Рентгеноаморфными становятся интерметаллидные частицы менее 10 нм. В этом плане эффективность термообработки оценивается по максимальному снижению интенсивности дифракционных линий интерметаллидных частиц.

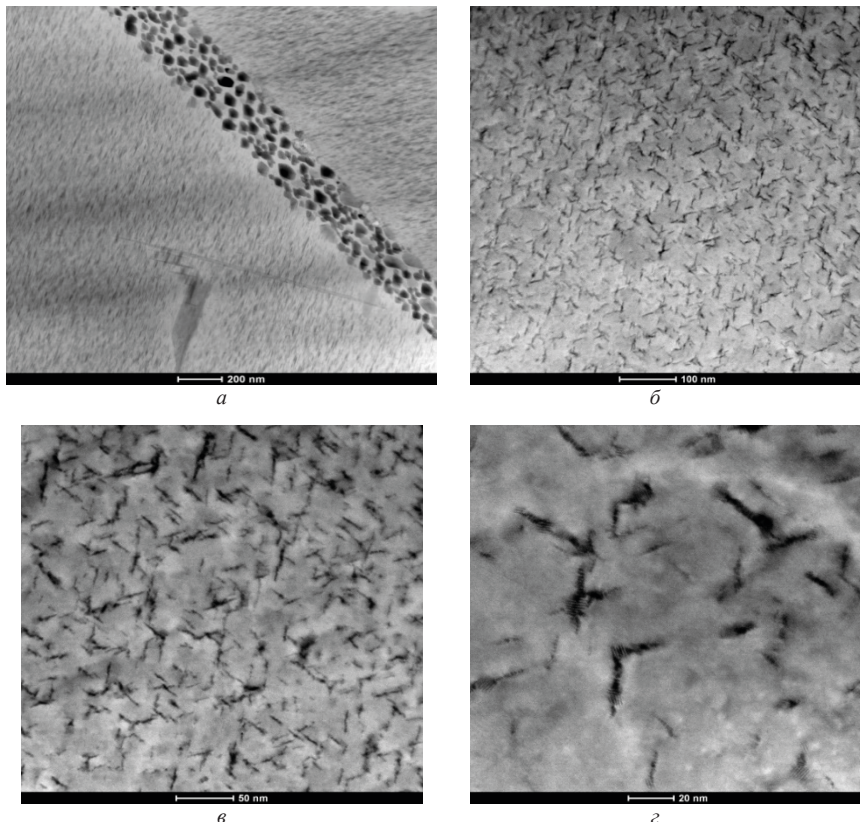
Таким образом, повышенные характеристики обусловлены двумя факторами. Во-первых, эффектом твердорастворного упрочнения за счет замещения атомов магния атомами гадолиния и иттрия, который оценивается периодами решетки твердого раствора. Чем выше период решетки, тем больше содержание атомов гадолиния и иттрия в твердом растворе, поскольку радиусы их атомов существенно выше, чем у магния. Во-вторых, эффектом упрочнения за счет выделения интерметаллидных частиц, который оценивается по величине интенсивности дифракции от интерметаллидной фазы  $\text{XMg}_3$ , при этом чем меньше эта интенсивность, тем выше эффект упрочнения за счет выделения большего количества выделений дисперсных рентгеноаморфных частиц интерметаллидов.

Методом просвечивающей электронной микроскопии исследовалось атомное строение. Структура материала в литом состоянии представлена двумя фазами. Пластинчатой фазой с повышенным содержанием Gd, Nd и Zn, а также пластинами LPSO-фазы с толщиной не более двух периодических слоёв (рис. 6). Расположение обеих фаз нерегулярное, присутствуют как скопления фазы, так и области твердого раствора  $\alpha\text{-Mg}$  без дополнительной фазы.



**Рисунок 6.** Структура сплава ВМ126 в литом состоянии (объём зерна):  
*a* — выделения пластинчатой фазы с повышенным содержанием Nd, Gd и Zn;  
*б* — пластины LPSO-фазы в объёме зёрен

Проведение термической обработки практически не приводит к существенному изменению LPSO-фаз, однако способствует выделению метастабильных упрочняющих  $\beta'$ ,  $\beta_T$  и  $\beta_1$  фаз (рис. 7), располагающихся как по всему объему зерен, так и по их границам, за исключением зон, свободных от выделений.



**Рисунок 7.** Выделения упрочняющих фаз в сплаве VM126 после ТО:  
*a* — мелкие частицы  $\beta_1$ -фазы в плоскости границы зёрен (граница наклонена);  
*б-з* — упрочняющие метастабильные  $\beta'$ ,  $\beta_T$  и  $\beta_1$  фазы

Эффект упрочнения при старении достигается за счет процесса торможения дислокаций теми выделениями, которые образовались при распаде пересыщенного твердого раствора и обуславливается, как правило, тремя основными причинами — торможением дислокаций полем упругих напряжений, возникающих вокруг выделений; упрочнением при перерезании выделений дислокациями; упрочнением при огибании частиц дислокациями.

Так как выделения стабильной фазы, как правило, некогерентны матрице, вокруг них не возникают поля упругих напряжений, а расстояния между выделениями достаточно велики, поэтому дислокации под действием сравнительно небольших напряжений могут их огибать. Исходя из изложенного, выделения стабильных фаз обычно вызывают значительно более слабое упрочнение при старении, чем выделения метастабильных фаз [9, 10].

Ввиду того, что в исследуемом магниевом сплаве ВМЛ26  $\alpha$ -твердый раствор на основе магния и интерметаллидные соединения имеют разные кристаллические решетки, дислокация, входящая в соединения, нарушает укладку атомов вдоль плоскости скольжения. Чем больше отличается строение выделения в плоскости перерезания от строения матрицы в этой же плоскости, тем выше требуется напряжение для перерезания выделений дислокациями. Это также способствует упрочнению при огибании интерметаллидных частиц дислокациями, которое возникает тогда, когда дислокации не перерезают выделения. В этом случае требуется повысить напряжение, чтобы выгнуть дислокации между выделениями [10].

Указанные тенденции в полной мере прослеживаются в пожаробезопасном магниевом сплаве ВМЛ26. Так, при длительной выдержке при старении в структуре формируется стабильная  $\beta$  фаза, при этом показатели твердости и прочности начинают снижаться.

Таким образом, именно указанные структурные особенности пожаробезопасного литейного магниевых сплава ВМЛ26 обуславливают повышенные прочностные и жаропрочные характеристики, превосходящие серийные и зарубежные магниевые сплавы-аналоги.

Т а б л и ц а 2

**Сравнительные прочностные и жаропрочные характеристики магниевых сплава ВМЛ26 и сплавов-аналогов.**

Марка сплава	Температура воспламенения	Характеристика				
		$d/\sigma_b$ , у.е.	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_{100}^{250}$ , МПа	$\sigma_{100}^{300}$ , МПа
МЛ5	550	13,6	235	90	44	-
МЛ10	$\approx 700$	13,0	230	140	69	24,5
МЛ19	$\approx 700$	12,5	220	120	113	59
<b>Пожаробезопасный магниевый сплав ВМЛ26</b>	<b><math>\geq 800</math></b>	<b>15,8</b>	<b>300</b>	<b>190</b>	<b>135</b>	<b>65</b>

**Выводы**

Установлено, что повышенные характеристики обусловлены эффектом твердо-растворного упрочнения за счет замещения атомов магния атомами гадолиния

и иттрия, который оценивается периодами решетки твердого раствора и эффектом упрочнения за счет выделения интерметаллидных фаз, который оценивается по величине интенсивности дифракции от интерметаллидных частиц  $\text{XMg}_3$ .

Установлено, что в процессе термической обработки в структуре сплава формируются упрочняющие метастабильные  $\beta'$ ,  $\beta\text{т}$  и  $\beta_1$  фазы, обладающие повышенной термической стабильностью и способствующие максимальному упрочнению сплава при комнатной и повышенных температурах.

Применение разработанного в ВИАМ пожаробезопасного литейного магниевого сплава ВМЛ26, имеющего стабильно высокие характеристики при комнатной ( $\sigma_b \geq 300$  МПа,  $\sigma_{0,2} \geq 190$  МПа) и повышенных ( $\sigma_{100}^{250} \geq 135$  МПа,  $\sigma_{100}^{300} \geq 65$  МПа) температурах и обладающего высокой температурой воспламенения, позволит повысить рабочую температуру и безопасность эксплуатации изделий из магниевых сплавов и расширить область их применения в отраслях промышленности.

## Литература

1. Авиационные материалы. Справочник. Т. 5. Магниевые сплавы, спецматериалы для трения. Припои. 2013.
2. *Рохлин Л. Л.* Магниевые сплавы, содержащие редкоземельные металлы. М.: Наука, 1980.
3. *Рейнор Г. В.* Металловедение магния и его сплавы / пер. с англ. Е. А. Гальперина и Н. М. Тиховой. М.: Металлургия, 1964. 486 с. с ил.
4. *Волкова Е. Ф., Рохлин Л. Л., Овсянников Б. В.* Современные деформируемые магниевые сплавы: состояние и перспективы применения в высокотехнологичных отраслях промышленности. М., 2021.
5. *Дуюнова В. А., Леонов А. А., Трофимов Н. В., Ростовцева А. С.* Особенности влияния качественного и количественного соотношения редкоземельных элементов в новом пожаробезопасном литейном магниевом сплаве // *Металлы*. 2021. № 6. С. 34–38.
6. *Трофимов Н. В., Леонов А. А., Дуюнова В. А., Мухина И. Ю., Ростовцева А. С., Токарев М. С.* Использование РЗМ как основной фактор, влияющий на повышение температуры воспламенения и механические свойства перспективного пожаробезопасного магниевого сплава // *Современные достижения в области создания перспективных легких сплавов и покрытий для авиационной и космической техники: сб. докладов всероссийской научно-технической конференции*. Москва. 2021. С. 7–23.
7. *Леонов А. А., Дуюнова В. А., Трофимов Н. В., Уридия З. П., Мухина И. Ю.* Исследование влияния режимов термической обработки на структуру и свойства пожаробезопасного литейного магниевого сплава системы Mg-РЗМ-Zr // *Металлы*. 2023. № 1. С. 16–22.
8. *Каблов Е. Н.* Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 г. // *Авиационные материалы: сб. М.: ВИАМ, 2012. С. 7–17.*
9. *Каблов Е. Н., Акинина М. В., Волкова Е. Ф., Мостяев И. В., Леонов А. А.* Исследование особенностей фазового состава и тонкой структуры литейного магниевого сплава МЛ9 в литом и термообработанном состояниях // *Авиационные материалы и технологии*. 2020. № 2 (59).
10. *Новиков И. Н.* Теория термической обработки металлов. М.: Металлургия, 1986. С. 324–369.



*С. В. Овсепян, М. В. Ахмедзянов, М. Н. Летников,  
А. В. Востриков, И. С. Кононова, Е. В. Филонова*

ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов»  
Национального исследовательского центра «Курчатовский институт»  
(НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ), Москва  
lab3@viam.ru

## **ИЗГОТОВЛЕНИЕ МОДЕЛЬНЫХ ЗАГОТОВОК ДИСКОВ ТУРБИНЫ ГТД ДЕФОРМАЦИЕЙ ГРАНУЛИРОВАННОГО ВЫСОКОЖАРОПРОЧНОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА ЭП975**

*Аннотация.* Определены оптимальные режимы производства модельных заготовок дисков ГТД из гранул сплава ЭП975, включающего деформационно-термическую обработку заготовки ГИП. В ходе многостадийной горячей деформации в процессе динамической рекристаллизации происходит разрушение границ исходных гранул и формирование равномерной структуры металла. Это позволяет обеспечить высокий уровень кратковременной, длительной и циклической прочности.

Диски турбин и компрессора высокого давления являются основными деталями горячего тракта газотурбинного двигателя (ГТД) и во многом определяют их надежность, ресурс и технические характеристики. Современные жаропрочные никелевые сплавы для дисков предельно легированы, содержат более 50 % упрочняющей  $\gamma'$ -фазы, в связи с чем производство из них крупногабаритных, сложной формы деталей с однородной структурой и свойствами по всему объему заготовки является сложной научно-технической задачей [1, 2]. Создание новых металлургических технологий производства дисков, которые в полной мере позволяют реализовать потенциал химического состава высоколегированных материалов, актуальна, как при совершенствовании серийных, так и при создании новых ГТД.

Для производства заготовок дисков турбин из жаропрочных сплавов на никелевой основе широко используется технология многоступенчатой деформации слитка вакуумного дугового или электрошлакового переплавов [1, 3, 4]. Преимуществом этого способа производства является возможность обеспечить повышенную прочность и сопротивление МЦУ за счет мелкозернистой структуры материала. Среди недостатков — значительные трудности при получении крупногабаритных слитков и штамповок дисков из высоколегированных сплавов по причине сильной ликвационной неоднородности и низкой технологичности литого материала.

Гранульная технология, применяемая в отечественной промышленности, предусматривает плазменное распыление вращающейся заготовки на микрослитки — гранулы (метод PREP), засыпку их в капсулы, консолидацию материала горячим изостатическим прессованием (ГИП) и окончательную термическую и механическую обработку. Главные преимущества этого способа, называемого «пря-

мым ГИП», по сравнению с деформацией слитка является возможность получать из высоколегированных жаропрочных никелевых сплавов заготовки дисков сложной формы и большей массы с равномерным химическим составом [5, 6]. Среди недостатков — невозможность получить структуру диска с размером микроструктуры менее 25 мкм. В таком материале встречаются: границы исходных гранул, состоящие из частиц оксидов, карбидов и крупной  $\gamma'$ -фазы, неметаллические включения и пористость. Эти дефекты могут стать причинами снижения сопротивления МЦУ, роста СРТУ и чувствительности к надрезу, в результате чего материал не в полной мере отвечает требованиям технического задания конструкторов авиационных ГТД.

Для ГТД перспективных летательных аппаратов требуется сплав длительно работоспособный до 850 °С, с характеристиками в крупногабаритной штамповке сложной геометрии:  $\sigma_{\text{в}}^{20} \geq 1330$  МПа и  $\sigma_{0,2}^{20} \geq 940$  МПа,  $\sigma_{100}^{650} \geq 1080$  МПа и  $\sigma_{100}^{750} \geq 725$  МПа, с МЦУ при 650 °С на базе  $10^4$  циклов не ниже  $\sigma_0 = 1000$  МПа.

Комбинированная технология, включающая получение исходной заготовки по гранульной технологии с применением ГИП и последующую её деформацию, позволяет получать диски необходимых размеров из высоколегированных сплавов с требуемыми характеристиками. Деформационно-термическая обработка разрушает границы исходных гранул, снижает пористость и размер неметаллических включений, обеспечивает равномерную структуру материала с контролируемым размером зерна [7, 8, 9]. Такая технология широко применяется за рубежом для производства дисков из серийных высоколегированных сплавов последнего поколения: RR1000, Me3, Al-loy 10, LSHR, гранулы из которых изготавливают методом распыления аргоном. В России данный метод не используется в промышленном производстве, но проведенные исследования на сплавах ЭП741НП, ВЖ178П, ВВ750ПД и др. позволяют говорить о его перспективности.

Данная работа посвящена исследованию получения модельных заготовок диска ГТД из гранулированного высокожаропрочного никелевого сплава ЭП975 методом деформации.

В работе исследовали образцы из высоколегированного жаропрочного никелевого сплава ЭП975 с добавкой гафния. Гранулы были подготовлены методом плазменного распыления вращающегося электрода (PREP), засыпаны в стальные капсулы Ø120x220 мм и обработаны методом горячего изостатического прессования в газостате (ГИП). Реологические свойства определяли на образцах Ø 15×20 мм и Ø 10×15 мм при температурах: 950–1180 °С, при скоростях деформации: 0,01; 0,04; 0,1; 1 с<sup>-1</sup>, и степенях: 15, 30, 40 и 50 %. Технологическую пластичность определяли по ГОСТ 8817. Для анализа микроструктуры использовали растровый электронный микроскоп, оснащенный детектором анализа картин дифракции обратнорассеянных электронов (EBSD-анализ). Компактированные заготовки деформировали на гидравлическом прессе 1600 тс с устройством изотермического нагрева штампов. Испытания на растяжение проводили по ГОСТ 1497, на длительную прочность — по ГОСТ 10145 на резьбовых образцах с рабочей частью Ø5 мм и длиной 25 мм. Ударную вяз-



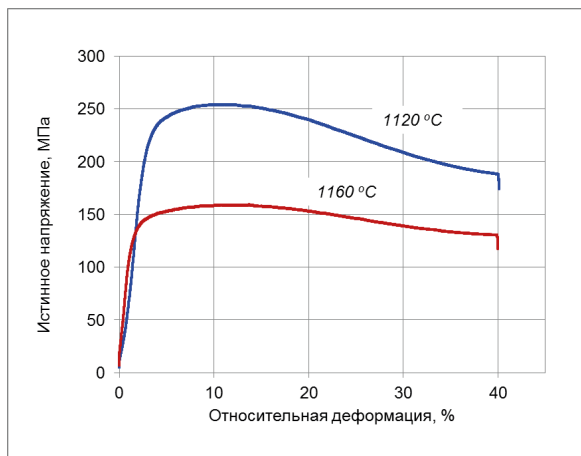
кость определяли на образцах с U-образным надрезом по ГОСТ 9454. МЦУ определяли при 650 °С по «мягкому» циклу с постоянным напряжением в соответствии с ГОСТ 25.502 на гладких образцах круглого сечения, в условиях циклического растяжения при коэффициенте асимметрии цикла  $R = 0$  и частоте нагружения 1 Гц.

Для оптимизации режимов деформации гранульных заготовок из сплава ЭП975 были определены реологические свойства материала: допустимая степень деформации, напряжения течения при разных температурах и скоростях деформирования.

Максимально допустимую степень деформации при которой для заданных условий испытаний на образующей поверхности образца нет трещин, закатов или надрывов определяли на образцах  $\varnothing 15 \times 20$  мм. Осадку проводили со скоростью:  $0,04 \text{ с}^{-1}$ , степенях деформации 15, 30 и 50 %, в диапазоне температур: 1000–1180 °С на гидравлическом прессе в контейнере, нагревая его в печи до нужной температуры. После деформации на 15 % и 30 % на образующей поверхности образцах не обнаружено трещин или надрывов. При осадке на 40 % трещины не обнаружили внутри образцов при 1120 и 1140 °С.

Образцы размером  $\varnothing 10 \times 15$  мм осаживали на 40 % при температурах 1100–1160 °С со скоростью деформации  $0,04 \text{ с}^{-1}$ . Для снижения трения на торцы образцов наносили стеклокерамическую эмаль. В отличие от испытаний на прессе в контейнере, где в процессе осадки возможно охлаждение образцов на 10–20 °С, температура поддерживалась постоянной. В процессе испытания определяли напряжение течения. Типичные кривые деформации показаны на рисунке 1. Их форма характерна для осадки жаропрочных никелевых сплавов при высоких температурах.

На основе полученных данных провели моделирование в специализированных компьютерных программах, температурно-скоростные условия процессов обработки были оптимизированы.

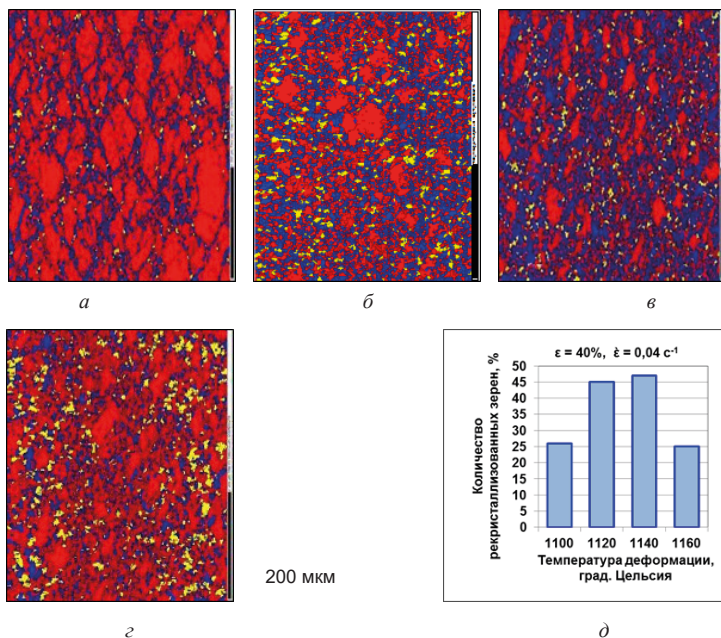


**Рисунок 1.** Кривые упрочнения образцов сплава ЭП975, скорость деформации  $0,04 \text{ с}^{-1}$

С целью выбора оптимальных параметров деформации при производстве заготовок дисков было изучено влияние обработки давлением и отжигов на микроструктуру однократно осаженных образцов. Исследовали диаметральные темплеты на середине высоты, на расстоянии  $\frac{1}{2}$  радиуса образца на сканирующем электронном микроскопе. Изображение микроструктуры в виде ориентационных карт получали методом дифракции обратно рассеянных электронов ДООЭ (EBSD).

На рисунке 2 (а-г) на картах рекристаллизации можно проследить влияние температуры деформации на микроструктуру материала. Деформированные зерна показаны красным цветом, рекристаллизованные зерна — синим, желтым цветом — зерна с субструктурой. На графике (д) видна зависимость количества рекристаллизованных зерен от температуры деформации. Видно, что более полно рекристаллизация проходит при 1120 и 1140 °С. При 1100 °С остается много исходных крупных зерен, а при 1160 °С — крупных зерен, образовавшихся в процессе деформации.

Также установлено, что увеличение степени и скорости деформации при 1120 °С повышает количество рекристаллизованных зерен и снижает их размер; при отжиге после деформации достигается наиболее равномерная структура с рекристаллизацией наибольшего объема материала.



**Рисунок 2.** Микроструктура (карты рекристаллизации) гранулированного сплава ЭП975 после осадки на 40 % со скоростью 0,04 с<sup>-1</sup> и температурах: а — 1100 °С, б — 1120 °С, в — 1140 °С, з — 1160 °С, д — количество рекристаллизованных зерен при разных температурах испытания

Таким образом, для компактированных заготовок гранулированного сплава ЭП975 был выбран режим, который приводит к формированию рекристаллизованной структуры типа «микродуплекс» в значительном объеме металла уже при первой деформации и гарантирует отсутствие трещин и микропор. Для проработки всего объема металла заготовки необходимо несколько этапов деформации с промежуточными отжигами.

Деформацию компактированных заготовок по выбранному режиму проводили на гидравлическом прессе. Штамповый инструмент на всех этапах деформации был нагрет на температуру 650 °С.

Окончательная геометрия двух модельных заготовок выбиралась таким образом, чтобы соответствовать минимальной и максимальной степени деформации для ступицы и полотна крупногабаритной заготовки реального диска ГТД. Внешний вид модельных заготовок после осадки представлен на рисунке 3.



**Рисунок 3.** Модельные заготовки дисков из сплава ЭП975, полученные методом ГИП с последующей деформацией: № 1 (*a*) и № 2 (*б*)

После термической обработки проведено исследование свойств модельных заготовок, таблица 1. Для сравнения в таблице представлены свойства того же сплава, полученного деформацией слитка и прямым ГИП.

Видно, что изготовленные методом ГИП с последующей деформацией модельные заготовки дисков из сплава ЭП975 имеет высоких комплекс механических свойств, превосходят по кратковременной прочности и жаропрочности при 750°С сплав той же марки, полученный деформацией слитка, а по МЦУ превосходит по долговечности сплав ЭП975 после ГИП.

Механические свойства модельных заготовок дисков

Наименование характеристики	Уровень свойств			
	ЭП975-№ 1	ЭП975-№ 2	ЭП975 <sup>[10]</sup> деформа- ция слитка	ЭП975 заготовка ГИП
	ГИП + деформация			
Временное сопротивление $\sigma_{\sigma}^{20}$ , МПа	1460; 1510	1530; 1500	1320	1480
Условный предел текучести $\sigma_{0,2}^{20}$ , МПа	990; 1110	1130; 1070	1020	1010
Относительное удлинение $\delta_5^{20}$ , %	26; 21	20; 24	19	26
Относительное сужение $\Psi^{20}$ , %	25; 21	20; 23	20	24
МЦУ, мягкий цикл, 650 °С при $\sigma = 1000$ МПа, ц	78 309– 138 980	98 121–117 709	–	13 404–51 152
Долговечность при $\sigma^{750} = 725$ МПа, ч	125–264	178–374	100	143–209
Ударная вязкость, Дж/см <sup>2</sup>	61; 54	53; 53		

### Заключение

В результате проведенных реологических исследований заготовок ГИП из гранул сплава ЭП975 установлены закономерности влияния параметров осадки на напряжения течения, максимально допустимую разовую деформацию, структуру материала; определены оптимальные режимы технологии изготовления дисков ГТД.

Используя полученные результаты, деформацией гранулированного высококачественного никелевого сплава ЭП975 получены модельные заготовки дисков турбины ГТД с мелкозернистой, равномерной, рекристаллизованной микроструктурой во всем объеме материала. По длительной прочности и сопротивлению МЦУ материал превосходит образцы, полученные деформацией слитка и прямым ГИП.

### Литература

1. *Antolovich S. D., Armstrong R. W.* Plastic strain localization in metals: origins and consequences // *Progress in Materials Science*. 2014. No. 59. P. 1–160. DOI: 10.1016/j.pmatsci.2013.06.001.
2. *Кенжалиев Б. К., Черноглазова Т. В., Мофа Н. Н.* и др. Локализация пластической деформации и неравновесные структурно-деформационные превращения: избранные труды. Алматы, 2004. 271 с.
3. Деформация и свойства материалов для авиационной и космической техники: труды международной конференции / пер. с англ. Л. М. Бернштейна, А. П. Матевосьяна, В. С. Сандлера. М.: Металлургия, 1982. 376 с.

4. *Новиков И. И., Золоторевский В. С., Портной В. К., Белов Н. А., Ливанов Д. В., Медведева С. В., Аксенов А. А., Евсеев Ю. В.* Металловедение. Т. 2. М.: НИТУ МИСиС, 2014. 528 с.
5. *Tian G., Zou J., Wang Y., Wang W.* Hot deformation behaviors and microstructure evolution in a new PM nickel-base superalloy // Euro Superalloys 2010. Trans Tech Publications Ltd, Switzerland., 2010. P. 411–416.
6. *Волков А. М., Карашаев М. М., Летников М. Н., Бакрадзе М. М.* Ключевые отличия технологии производства заготовок дисков ГТД из гранул жаропрочных никелевых сплавов в сравнении с технологией изотермической деформации. Обзор // Технология металлов. 2019. № 1. С. 2–8.
7. *Ганеев А. А., Валитов В. А., Нагимов М. И., Имаев В. М.* Влияние деформационно-термической обработки на микроструктуру и сверхпластические свойства порошкового никелевого сплава ЭП741НП // Letters on Materials. 2020. No. 10 (1). P. 100–105.
8. *Утяшев Ф. З., Рааб Г. И., Валитов В. А.* Деформационное наноструктурирование металлов и сплавов: монография. СПб.: Научное издание, 2020. 185 с.
9. *Bi Z., Xudong Lv X., Zhanga J.* Solutions for the “difficult-to-deform” wrought superalloys // All issues, MATEC Web of conferences. 2014. Vol. 14. P. 07002 <http://www.matec-conferences.org>.
10. *Авиационные материалы: справочник в 13 т. 7-е изд., перераб. и доп. / под общ. ред. Е. Н. Каблова. М.: ВИАМ, 2018/ 248 с.*

*Н. В. Петрушин, О. А. Базылева, Э. Г. Римша,  
С. А. Луцкая, Ю.В. Артеменко*

НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, Москва  
lab3@viam.ru

## **ИНТЕРМЕТАЛЛИДНЫЕ И КОРРОЗИОННОСТОЙКИЕ ЖАРОПРОЧНЫЕ НИКЕЛЕВЫЕ СПЛАВЫ ДЛЯ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК ПЕРСПЕКТИВНЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Аннотация.* В работе описаны разработанные в НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ перспективные жаропрочные никелевые сплавы ВИН4М, ВЖЛ23 и ВЖМ9 и режимы их термической обработки, обеспечивающей устранение междендритной ликвации и формирование оптимальной микроструктуры. Представлены механические свойства сплавов в интервале температур 20–1200 °С. Для интерметаллидного сплава приведены результаты опытно-промышленного опробования.

### **Введение**

При разработке перспективных авиационных двигателей перед конструкторами встаёт множество технических задач, решение которых не представляется возможным без применения новых материалов. Использование жаропрочных никелевых сплавов 5–6 поколения позволило поднять рабочие температуры материала лопаток авиационных ГТД [1]. Однако легирование большим количеством тугоплавких и дорогостоящих элементов приводит к повышению плотности сплавов, и, следовательно, к увеличению массы турбинных лопаток двигателя. Одной из альтернатив является применение интерметаллидных сплавов на основе никеля, которые обладают меньшей плотностью [2].

Другим направлением развития жаропрочных никелевых сплавов является повышение их коррозионной стойкости, особенно стойкости к сульфидно-оксидной и хлоридной коррозии. Использование коррозионностойких материалов позволит эксплуатировать изделия из этих сплавов в различных климатических условиях, в том числе и в агрессивном морском климате.

Применение способов компьютерного моделирования позволяет оценивать фазовую стабильность материала и минимизировать склонность сплава к образованию в процессе эксплуатации сложных карбидов типа  $M_{23}C_6$  и топологически плотноупакованных (ТПУ) интерметаллидных фаз.

### **Основная часть**

*Интерметаллидные сплавы.* Первые сплавы на основе алюминиды никеля были предназначены для нанесения покрытий [2] и восстановления рабочих поверхностей высокотемпературных деталей. Однако дальнейшие исследования показали возмож-

ность повышения технологических свойств интерметаллидных сплавов и использования их в качестве конструкционных материалов. Одним из главных недостатков интерметаллидных соединений является малая пластичность и хрупкость при низких температурах. Для преодоления этих недостатков в структуре материала должно содержаться не менее 5 % вязкой структурной составляющей, обеспечивающей пластичность. В случае сплавов на базе Ni<sub>3</sub>Al в роли такой вязкой фазы выступает  $\gamma$ -твердый раствор на основе Ni, находящийся в равновесии с  $\gamma'$ -фазой на основе Ni<sub>3</sub>Al.

В НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ разработан ряд литейных интерметаллидных сплавов серии ВКНА и ВИН, предназначенных для изготовления рабочих и сопловых лопаток авиационных ГТД. В настоящее время уже нашли применение в промышленности серийные сплавы марок ВКНА-1В, ВКНА-1ВР и ВКНА-4. При конструировании новых сплавов используются методы прогнозирования фазовой стабильности, позволяющие оценивать склонность материала к образованию нежелательных фаз в процессе эксплуатации. Несмотря на то, что ряд исследований допускает возможный положительный вклад ТПУ-фаз в упрочнение материала, обеднение  $\gamma$ -твердого раствора и  $\gamma'$  фазы легирующими элементами приводит к локальному разупрочнению сплава, поэтому изменение фазового состава в процессе обработки считается нежелательным.

К перспективным литейным интерметаллидным материалам относится новый сплав ВИН4М системы Ni-Al-Ti-Cr-Mo-W-Co-Re, микролегированный редкоземельными элементами. Сплав предназначен для литья монокристаллических лопаток с кристаллографической ориентацией <001>. В отличие от применяемых в серийном производстве интерметаллидного сплава ВКНА-1В, сплав ВИН4М легирован 1,2 % (масс.) рения, что положительно сказывается на характеристиках длительной прочности (табл. 1). Плотность нового интерметаллидного сплава составляет 8141 кг/м<sup>3</sup>.

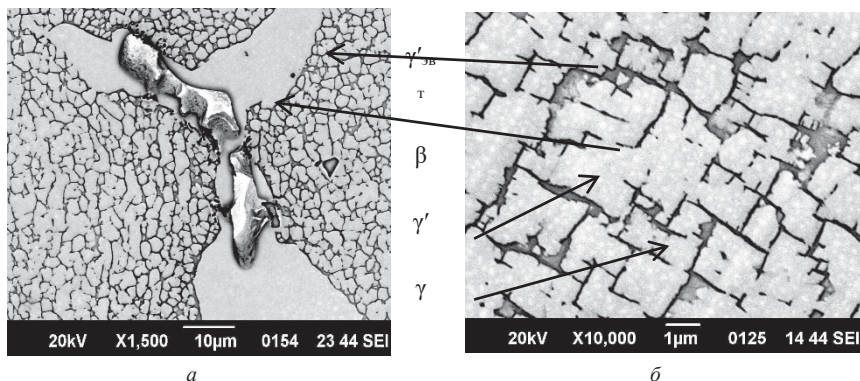
Таблица 1

Сравнение механических свойств интерметаллидных сплавов ВИН4М, IC438 [3] и ВКНА-1В с кристаллографической ориентацией <001>

Марка сплава	Т, °С	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Длительная прочность $\sigma^T$ , МПа, при продолжительности испытания $\tau$ , ч	
			100	500
ВИН4М	20	1100	–	–
	1100	395	60	50
	1200	280	40	30
IC438	20	1010	–	–
	1100	380	50	–
	1200	130	30	–
ВКНА-1В	20	550	–	–
	1100	440	90	62
	1200	–	30	–



В производственных условиях было проведено технологическое опробование интерметаллидного сплава ВИН4М при литье лопаток ГТД. Структура <001> монокристаллов полученных лопаток в литом состоянии приведена на рис. 1.



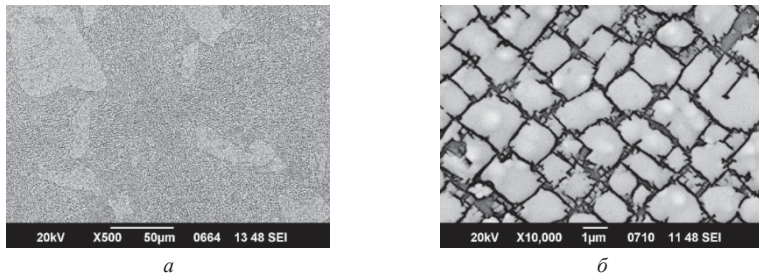
**Рисунок 1.** Микроструктура поперечного сечения заготовки монокристаллической сопловой лопатки из интерметаллидного сплава ВИН4М в литом состоянии:  
*а* — междендритный участок; *б* — ось дендрита 1 порядка.

Микроструктура сопловой лопатки в литом состоянии состоит из частиц  $\gamma'$ -фазы, обрaмлённых прослойками  $\gamma$ -фазы. В междендритных участках наблюдаются глобулы эвтектической  $\gamma'$ -фазы и выделения неравновесной  $\beta$ -фазы. Междендритное пространство обогащено Al и Ti, их коэффициенты ликвации  $K = C_{м/ось} / C_{ось} > 1$ . Оси дендритов 1 порядка напротив обогащены тугоплавкими легирующими элементами (Re и W), коэффициенты ликвации:  $K < 1$ .

Термическая обработка направлена на растворение неравновесной  $\beta$ -фазы и устранение ликвации легирующих элементов. После гомогенизационного отжига и старения в междендритных областях также происходит частичное растворение эвтектической  $\gamma'$ -фазы. Микроструктура сопловой лопатки после термической обработки показана на рис. 2. Химическая неоднородность легирующих элементов после термической обработки уменьшается, коэффициенты ликвации становятся близки к единице.

В условиях НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ на перо лопаток методами ионно-плазменного и атмосферного плазменного напыления было нанесено многослойное теплозащитное покрытие (ТЗП), состоящее из жаростойкого металлического слоя и термобарьерного керамического слоя. Испытания образцов-свидетелей с ТЗП показали, что привес удельной массы образцов при температуре 1150 °С за 500 часов составил 36,23 г/м<sup>2</sup>, а убыль удельной массы при температуре 1200 °С за 50 часов — 44,71 г/м<sup>2</sup>. В таблице 2 приведены результаты испытаний на длительную прочность образцов с ТЗП.





**Рисунок 2.** Микроструктура поперечного сечения заготовки монокристаллической сопловой лопатки из интерметаллидного сплава ВИН4М после термической обработки: *а* — междендритное пространство; *б* — ось дендрита 1 порядка

Т а б л и ц а 2

**Длительная прочность образцов из интерметаллидного сплава ВИН4М с ТЗП и без покрытия**

Т, °С	покрытие	$\sigma_1$ , МПа	$\sigma_5$ , МПа	$\sigma_{10}$ , МПа	$\sigma_{50}$ , МПа	$\sigma_{100}$ , МПа	$\sigma_{500}$ , МПа	$\sigma_{1000}$ , МПа
1150	без покрытия	—	—	—	—	50	35	25
	с покрытием	—	—	—	—	48	30	23
1200	без покрытия	—	—	65	45	40	—	—
	с покрытием	—	—	60	43	37	—	—
1250	без покрытия	63	47	40	—	—	—	—
	с покрытием	63	47	40	—	—	—	—

**Коррозионностойкие жаропрочные никелевые сплавы.** Особенностью легирования коррозионностойких ЖНС является повышенное содержание хрома в сплаве — до 12–16 % (масс.) — и определенное соотношение концентраций титана, алюминия и хрома [4]:

$$C_{Ti}/C_{Al} \geq 1,0,$$

$$C_{Cr}^{0.5} \cdot C_{Ti}/C_{Al}^{0.5} > 6.$$

В НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ разработаны коррозионностойкие жаропрочные никелевые сплавы ВЖЛ23 с поликристаллической структурой и ВЖМ9 с монокристаллической структурой.

Сплав ВЖЛ23 предназначен для рабочих и сопловых лопаток, работающих при температурах до 900 °С. Сплав ВЖМ9 — для рабочих лопаток, работоспособных при температурах до 1000 °С. Оба сплава базируются на системе Ni-Al-Ti-Cr-Mo-W-Co, сплав ВЖМ9 содержит ~ 1,5 % Re. В сплавах не содержится ниобий и гафний, поскольку эти химические элементы способствуют понижению температуры солидус и повышению объемной доли неравновесной эвтектики  $\gamma+\gamma'$ . В качестве микролегирующих добавок использовались В и La.

Термическая обработка коррозионностойких сплавов разрабатывалась исходя из необходимости устранить ликвационную неоднородность легирующих элементов, растворить выделения неравновесной эвтектической  $\gamma'$ -фазы, сформировать частицы  $\gamma'$ -фазы кубической формы и заданного размера. Для обоих сплавов оптимальный режим термической обработки, решающий поставленные выше задачи, состоит из высокотемпературного отжига и двухступенчатого старения. Температуры термической обработки были подобраны исходя из значений температур фазовых превращений ( $\gamma'$ -солvus, плавление неравновесной эвтектики  $\gamma+\gamma'$  (перитектической  $\gamma'$ -фазы), солидус, ликвидус), которые были определены методом ДТА.

В таблице 3 приведены механические свойства коррозионностойких сплавов ВЖЛ23 и ВЖМ9. Там же для сравнения показаны аналогичные характеристики некоторых промышленных коррозионных жаропрочных никелевых сплавов [5–8].

Таблица 3

**Свойства коррозионностойких сплавов с поликристаллической и монокристаллической структурой**

Наименование характеристики	Температура испытания Т, °С	Длительная прочность $\sigma^T$ , Мпа, при продолжительности испытания $\tau$ , ч	
		100	1000
Сплавы с поликристаллической структурой			
ВЖЛ23	700	850	705
	800	525	405
	900	310	190
ЧС-70	800	500	370
	900	260	165
IN738	800	465	329
	900	228	155
IN792	800	545	400
	900	285	195
Сплавы с монокристаллической структурой			
ВЖМ9	800	625	535
	900	360	265
	1000	200	115
ЦНК-8М	800	570	460
	900	320	191
СЛЖС-5	900	355	260
	1000	195	–
SC-16	800	535	412
	900	292	215
	1000	145	77
CMSX-11B	900	345	250
	1000	184	–

Разработанные сплавы обладают высокой коррозионной стойкостью в камере солевого тумана, камере тропического тумана и в натуральных условиях умеренного климата промышленной атмосферы. Скорость сульфидно-оксидной коррозии при температуре 850 °С по методике ВИАМ [6] составляет: 3,2 г/(м<sup>2</sup>·ч) для сплава ВЖЛ23 и 11,9 г/(м<sup>2</sup>·ч) для сплава ВЖМ9. Скорость хлоридной коррозии при температуре 850 °С составляет: 3,8 г/(м<sup>2</sup>·ч) для сплава ВЖЛ23 и 3,1 г/(м<sup>2</sup>·ч) для сплава ВЖМ9.

### Заключение

Разработанные в НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ жаропрочные сплавы позволяют решить актуальные научно-технические задачи при конструировании перспективных авиационных двигателей нового поколения.

### Литература

1. *Петрушин Н. В., Оспенникова О. Г., Светлов И. Л.* Монокристаллические жаропрочные никелевые сплавы для лопаток перспективных ГТД // *Авиационные материалы и технологии*. 2017. № 5. С. 72–103.
2. *Базылева О. А., Аргинбаева Э. Г., Туренко Е. Ю.* Высокотемпературные интерметаллидные сплавы для деталей ГТД // *Авиационные материалы и технологии*. 2013. № 3. С. 26–31.
3. Патент US00610664 Ni<sub>3</sub>Al-based intermetallic alloys having improves strength above 850 °C, Lockheed Martin Energy Research Copr., 2000.
4. *Никитин В. И.* Коррозия и защита лопаток газовых турбин. М.: Машиностроение, 1987. 272 с.
5. *Donachie M. J., Donachie S. J.* Selection of superalloys for design. Chapter 8 // *Mechanical Engineers Handbook*. Vol. 1. Third Edition. Hoboken: Copyright @ 2006 by John Wiley & Sons. Inc. P. 287–334.
6. *Яковлев Е. И.* Исследование и разработка процесса направленной кристаллизации с охлаждением форм аргоном для литья крупногабаритных лопаток газовых турбин: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015.
7. *Erickson G. L., Harris K.* DS and SX superalloys for industrial gas turbines // *Material for advanced engineering*. Part II. Proc. Cong. Liege (Belgium) 3–4 Oct. 1994. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht, Boston, London. P. 1055–1074.
8. *Schneider K.* Advanced Blading // *High temperature materials for power engineering 1990*. Part II. Proc. Cong. Liege (Belgium) 24–27 Sept. 1990. Kluwer Academic Publishers. Dordrecht, Boston, London. P. 935–955.

*Н. В. Петрушин, И. Л. Светлов, М. М. Карашаев,  
Д. В. Зайцев, А. В. Востриков*

НИИ «Курчатовский институт» — ВИАМ, Москва  
conf@viam.ru

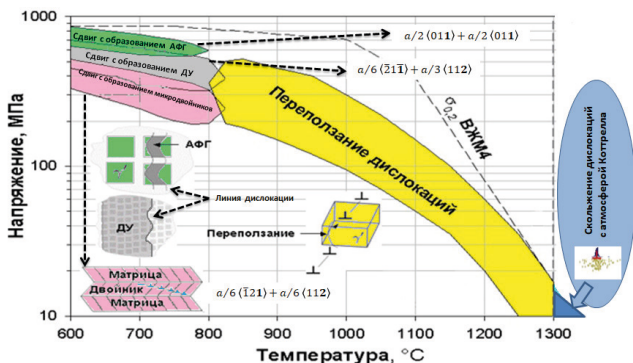
## **ЭВОЛЮЦИЯ ФАЗОВОГО СОСТАВА И МЕХАНИЗМЫ ПОЛЗУЧЕСТИ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ ДИСКОВ ГТД В ИНТЕРВАЛЕ ТЕМПЕРАТУР 750–850 °С**

**Аннотация.** В работе представлен сравнительный анализ экспериментальных данных, полученных методом просвечивающей электронной микроскопии, о фазовом составе и микроструктуре после испытаний на ползучесть гранулированного никелевого жаропрочного сплава марки ВЖ178П (при 750 °С,  $\sigma = 628$  МПа, время до разрушения  $\tau$  более 100 ч) и экспериментального НЖС с нулевым  $\gamma/\gamma'$ -мисфитом (при 750 °С,  $\sigma = 650$  МПа,  $\tau = 99$  ч и при 850 °С,  $\sigma = 300$  МПа,  $\tau = 705$  ч). Показано, в процессе длительной ползучести сплава ВЖ178П на образующихся дефектах упаковки в  $\gamma'$ -фазе происходит сегрегация легирующих элементов Cr, Co, Mo и W, что приводит к зарождению и росту ТПУ частиц фазы со стехиометрией  $(\text{Co,Cr})_3(\text{Mo,W})$ . После длительных испытаний экспериментального НЖС в его структуре следов образования топологически плотноупакованных фаз не обнаружено. Приведены результаты анализ механизмов ползучести исследованных сплавов.

**Ключевые слова:** никелевые жаропрочные сплавы для дисков турбин, фазовая стабильность, дефекты кристаллической структуры, сегрегация легирующих элементов, механизмы ползучести.

Деформированные жаропрочные сплавы на никелевой основе используют для производства дисков турбин высокого давления (ТВД) авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). В отличие от лопаток ТВД, длительно работающих при температурах, превышающих 1000 °С, рабочие температуры дисковых сплавов колеблются в интервале 650–800 °С. Для обеспечения необходимого ресурса ГТД дисковые НЖС должны обладать повышенной конструкционной прочностью во всём интервале рабочих температур. Для этого, необходимо понимание эволюции микроструктуры сплавов в процессе ползучести, а также механизмов их пластической деформации в зависимости от температуры и прикладываемого напряжения [1–3]. Эти данные помогают выбрать оптимальный химический состав сплава и технологические параметры изготовления изделий, от которых зависит комплекс свойств и ресурс деталей в условиях эксплуатации [4, 5].

Для удобства анализа особенностей механизмов пластической деформации в процессе ползучести НЖС при различных температурах авторами в работе [6] была построена схема, показывающая изменение механизмов ползучести НЖС в зависимости от напряжения и температуры. На рисунке 1 приведена схематичная диаграмма механизмов ползучести НЖС в интервале температур от 600 °С до температуры солидус.



**Рисунок 1.** Схема изменения механизмов ползучести жаропрочных никелевых сплавов в зависимости от напряжения и температуры, полученная авторами в работе [6]. Диаграмма взята из работы [7], усовершенствована и адаптирована для сплава ВЖМ4 (штриховая линия показывает изменение предела текучести сплава, ДУ — дефект упаковки, АФГ — антифазная граница)

При температурах  $<800\text{ }^{\circ}\text{C}$  коэффициенты диффузии легирующих элементов малы, кубические частицы  $\gamma'$ -фазы мелкодисперсны ( $\sim 0,5\text{ }\mu\text{m}$ ) и стабильны. Поэтому скорость ползучести при этих температурах контролируется перерезанием  $\gamma'$ -частиц дислокациями. При этом конкретный механизм перерезания определяется уровнем приложенного напряжения, приведённым на рисунке 1.

При высоких напряжениях частицы  $\gamma'$ -фазы перерезаются полными сверхструктурными дислокациями  $a\langle 011 \rangle$ , скользящими по октаэдрическим плоскостям  $\{111\}$  и состоящими из двух частичных сверхструктурных дислокаций  $a/2\langle 011 \rangle$ , разделённых антифазной границей [8].

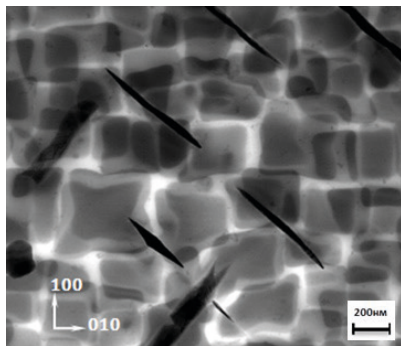
При средних напряжениях частицы  $\gamma'$ -фазы перерезаются частичными сверхструктурными дислокациями Шокли  $a/3\langle 112 \rangle$ , образующимися в результате диссоциации прижатых к межфазной границе дислокаций. Такой тип перерезания описан во многих публикациях, например в работе [9]. При низких напряжениях  $\gamma'$ -частицы пересекаются частичными дислокациями с образованием микродвойников [10, 11].

При повышении температуры, когда диффузия значительно ускоряется, дислокации обходят  $\gamma'$ -частицы путем переползания по межфазной границе  $\gamma/\gamma'$  [12].

Цель настоящей работы заключалась в сравнительном анализе данных, полученных методом просвечивающей электронной микроскопии (ПЭМ), об эволюции фазового состава двух НЖС, опубликованных авторами в работах [13, 14]: гранулированного НЖС марки ВЖ178П и экспериментального НЖС с нулевым  $\gamma/\gamma'$ -мисфитом системы Ni–Al–Cr–Co–Ti–Mo–W–Nb–Ta–Hf–C–B для дисков газовых турбин, рассчитанного с помощью метода компьютерного конструирования [15] в соответствии с алгоритмом, подробно изложенным в работе [16].

В работе [13] на примере дискового гранулированного НЖС марки ВЖ178П после испытаний на ползучесть при температуре 750 °С и напряжении 628 МПа продолжительностью более 100 ч при высоком увеличении в сплаве были обнаружены тёмные структурные объекты (фазовые образования), стехиометрического состава  $(\text{Co}, \text{Cr})_3(\text{Mo}, \text{W})$ , идентифицированные как ТПУ-фаза (рисунок 2).

Был предложен механизм образования этих выделений, который заключается в следующем: перерезание дислокациями частиц  $\gamma'$ -фазы с образованием дефектов упаковки; микросегрегация на дефектах упаковки атомов легирующих элементов Cr, Co, Mo, W и образование атмосфер Сузуки; зарождение, рост и выделение на дефектах упаковки частиц ТПУ фазы стехиометрического состава  $(\text{Co}, \text{Cr})_3(\text{Mo}, \text{W})$ .



**Рисунок 2.** Микроструктура сплава ВЖ178П после ползучести при температуре 750 °С и напряжении 628 МПа, время до разрушения составило более 100 ч. Светлопольное ПЭМ-изображение. В структуре видны фазовые образования (пластинчатые тёмные частицы)

На основе этих данных, в работе [14] авторов настоящей статьи с помощью метода компьютерного конструирования был рассчитан химический состав экспериментального сплава с нулевым  $\gamma/\gamma'$ -мисфитом и высокой фазовой стабильностью системы Ni-Al-Cr-Co-Ti-Mo-W-Nb-Ta-Hf-C-B для дисков ГТД. При этом принимали, что химический состав усовершенствованного сплава является сбалансированным и, следовательно, сплав фазово-стабильным, если для него выполняются условия  $0 \leq \Delta E \leq 0,04$  [17, 18] и  $(\text{Md})_\gamma \leq 0,93$  [19], где  $\Delta E$  и  $(\text{Md})_\gamma$  — параметры фазовой стабильности, характеризующие склонность НЖС к выделению ТПУ фаз при длительном высокотемпературном воздействии.

Структурно-фазовые характеристики экспериментального сплава и сплава ВЖ178П приведены в таблице 1.

По принятым критериям фазовой стабильности  $\Delta E$  и  $(\text{Md})_\gamma$  НЖС марки ВЖ178П склонен к дестабилизации структуры при длительном высокотемпературном воздействии [13]. В экспериментальном НЖС по сравнению со сплавом ВЖ178П была понижена суммарная концентрация  $\gamma'$ -образующих легирующих эле-

ментов Al, Ti, Ta, Nb, Hf при примерно равной суммарной концентрации  $\gamma$ -стабилизирующих легирующих элементов Cr, Co, Mo, W, V. Незначительно уступая сплаву ВЖ178П по количеству  $\gamma'$ -фазы и температуре  $\gamma'$ -сольвус, он имеет перед ним существенное преимущество по параметрам фазовой стабильности  $\Delta E$  и  $(Md)_{\gamma}$ . Кроме того, в отличие от сплава ВЖ178П, для которого рассчитанное значение  $\gamma/\gamma'$ -мисфита равно 0,17% (20 °С), для экспериментального сплава  $\gamma/\gamma'$ -мисфит близок к нулевому значению  $\delta=0,004\%$  ( $a_{\gamma} \approx a_{\gamma'}$ , 20 °С). В этом случае в экспериментальном сплаве между  $\gamma$ -твёрдым раствором и микрочастицами  $\gamma'$ -фазы должна осуществляться когерентная связь без упругой деформации их решёток и, следовательно, морфология  $\gamma'$ -частиц, определяется только фактором минимизации поверхностной энергии границы раздела фаз [20, 21], т.е. должна быть сферической.

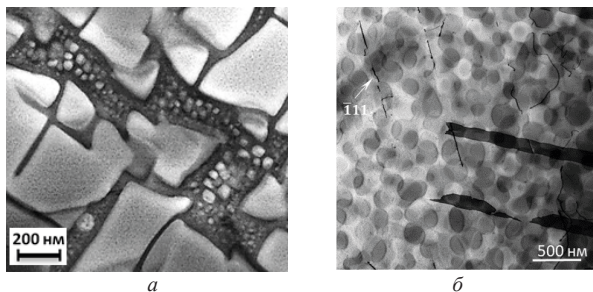
Т а б л и ц а 1

Характеристики жаропрочных никелевых сплавов для дисков ГТД [14]

Характеристики	Значения характеристик для сплавов		
	экспериментального		ВЖ178П
	расчет	опыт	расчет
Суммарная концентрация $\gamma'$ -образующих легирующих элементов Al, Ti, Ta, Nb, Hf в сплаве $(\Sigma\gamma')$ , % (по массе)	10,10	–	11,13
Суммарная концентрация $\gamma$ -стабилизирующих легирующих элементов Cr, Co, Mo, W, V в сплаве $(\Sigma\gamma)$ , % (по массе)	33,0	–	33,69
Содержание $\gamma'$ -фазы ( $V_{\gamma'}$ ), % (объемн.), при температуре, °С:			
20	50,1	–	56,6
700	50,1	–	56,6
800	49,4	–	55,9
900	44,6	–	50,8
1000	34,8	–	40,5
1100	20,2	–	25,1
1200	0,7	–	4,5
$\gamma/\gamma'$ -мисфит ( $\delta^*$ ) при температуре 20 °С, %	+0,004	–0,08	+0,17
Температура, °С:			
$\gamma'$ -сольвус ( $T'_{\text{solv}}$ )	1203	1190	1219
солидус ( $T_s$ )	1259	1260	1250
ликвидус ( $T_L$ )	1355	1342	1342
Плотность сплава ( $d$ ), г/см <sup>3</sup>	8,34	–	8,36
Параметр фазовой стабильности			
$\Delta E$	–0,036	–	–0,156
$(Md)_{\gamma}$	0,927	–	0,944

\*  $\delta = (a_{\gamma} - a_{\gamma'})/a_{\gamma}$ , где  $a_{\gamma}$  и  $a_{\gamma'}$  — периоды кристаллических решеток  $\gamma'$ -фазы и  $\gamma$ -твердого раствора соответственно.

На рисунке 3 последовательно представлены исходная микроструктура гранулированного ВЖ178П и экспериментального сплава системы Ni–Al–Cr–Co–Ti–Mo–W–Nb–Ta–Hf–C–B после полной термической обработки. Микроструктура гранулированного НЖС ВЖ178П (рисунок 3а) представляет собой сложнoleгированный  $\gamma$ -твёрдый раствор никеля (матрица), упрочнённый вторичными микрочастицами и третичными наночастицами  $\gamma'$ -фазы, которые сформировались в процессе охлаждения от температуры  $\gamma'$ -сольвуса и последующего старения при температурах 750–800 °С. Крупные частицы вторичной  $\gamma'$ -фазы кубоидной морфологии размером 250–400 нм равномерно распределены в структуре сплава, а мелкие сферические наночастицы третичной  $\gamma'$ -фазы размером 10–50 нм расположены в прослойках  $\gamma$ -твёрдого раствора.



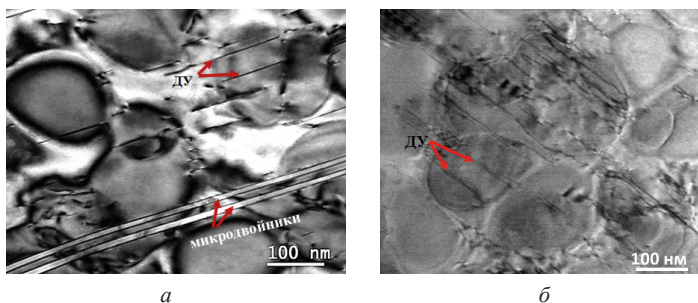
**Рисунок 3.** Исходная микроструктура двух сплавов после полной термической обработки: *а* — двухфазная  $\gamma/\gamma'$ -микроструктура гранулированного НЖС марки ВЖ178П (ПЭМ, тёмное поле в сверхструктурном рефлексе); *б* — вторичные микрочастицы  $\gamma'$ -фазы с дефектами упаковки и частичными дислокациями экспериментального сплава (ПЭМ, тёмное поле в сверхструктурном рефлексе)

В отличие от гранулированного сплава ВЖ178П, упрочнение экспериментального сплава (рисунок 3б) осуществляется вторичными микрочастицами  $\gamma'$ -фазы размером около 0,2 мкм округлой (сферической) морфологии, типичной для НЖС с близким к нулю значениями  $\gamma/\gamma'$ -мисфита. Третичные выделения  $\gamma'$ -фазы в виде наночастиц размером 10–50 нм так же, как и в сплаве ВЖ178П располагаются в прослойках матричного  $\gamma$ -твёрдого раствора. В исходной микроструктуре экспериментального сплава наблюдаются частичные дислокации и дефекты упаковки.

Таким образом, из сравнительного анализа исходной структуры двух сплавов с различными значениями  $\gamma/\gamma'$ -мисфита видно, что снижение концентрации  $\gamma'$ -образующих элементов приводит к формированию частиц упрочняющей  $\gamma'$ -фазы сферической морфологии, что является результатом минимизации поверхностной энергии между частицами  $\gamma$ - и  $\gamma'$ -фаз. Исходя из вышесказанного следует, что изменяя характер морфологии частиц упрочняющей  $\gamma'$ -фазы можно оказывать влияние на диффузионные процессы, протекающие в сплаве при температурах до 850–900 °С, когда основным механизмом пластической деформации НЖС является переползание дислокаций (см. рисунок 1).

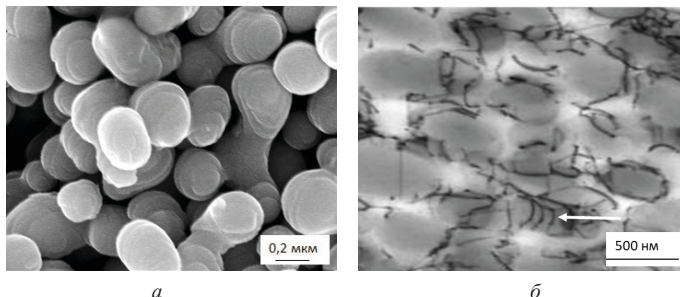


Далее, основываясь на результатах, полученных в работе [13], в работе [14] были исследованы механизмы ползучести экспериментального сплава при температурах 750 и 850 °С. На рисунках 4 и 5 приведены микроstructures, полученные в сканирующем электронном микроскопе (СЭМ) и ПЭМ, экспериментального сплава системы Ni–Al–Cr–Co–Ti–Mo–W–Nb–Ta–Hf–C–B после испытаний на ползучесть при температурах 750 °С ( $\sigma = 650$  МПа,  $\tau = 99$  ч) и 850 °С ( $\sigma = 300$  МПа,  $\tau = 705$  ч).



**Рисунок 4.** Микроstructure экспериментального сплава после ползучести при 750 °С (ПЭМ): *а* — микродвойники, пересекающие частицы  $\gamma'$ -фазы, дефекты упаковки (ДУ) в  $\gamma'$ -частице; *б* — ДУ и частичные дислокации в  $\gamma'$ -частицах

На рисунке 4 можно наблюдать, что характерными дефектами структуры являются микродвойники, пересекающие частицы  $\gamma'$ -фазы (рисунок 4*а*) и дислокации, которые пересекают  $\gamma'$ -частицы и диссоциируют в их объёме с образованием дефектов упаковки (ДУ, на рисунке 4*а*). С помощью МРСА-анализа в ПЭМ было установлено, что при температуре 750 °С механизм ползучести сплава осуществляется перерезанием частиц  $\gamma'$ -фазы путем скольжения дислокаций с последующим образованием дефектов упаковки и сегрегацией на них атомов Со и Сг.



**Рисунок 5.** Диффузионное переползание дислокаций  $a/2[110]$  по поверхностям раздела  $\gamma/\gamma'$ -фаз в процессе ползучести экспериментального сплава при температуре 850 °С:

*а* — СЭМ-изображение частиц  $\gamma'$ -фазы (на вклейке — схема диффузионного переползания частиц  $\gamma'$ -фазы дислокациями); *б* — ПЭМ-изображение частиц  $\gamma'$ -фазы с дислокациями (стрелкой показаны дугообразные дислокации на  $\gamma/\gamma'$ -поверхности)

На рисунке 5а приведено при большем увеличении СЭМ-изображение микроструктуры образца экспериментального сплава после ползучести при температуре 850 °С. На некоторых поверхностях  $\gamma'$ -частиц виден топографический рельеф. Такой рельеф образуется в результате диффузионного переползания частиц  $\gamma'$ -фазы дислокациями с векторами Бюргерса  $b = a/2[110]$ . На ПЭМ-изображении микроструктуры образца экспериментального сплава после ползучести при температуре 850 °С (рисунок 5б) в результате образования дифракционного контраста визуализируются аналогичные дислокации на  $\gamma/\gamma'$  интерфейсах, а некоторые из них имеют дугообразную форму. Подобные дислокационные конфигурации типичны для случая преодоления  $\gamma'$ -частиц дислокациями переползанием по интерфейсу  $\gamma/\gamma'$  при повышенных температурах ползучести, когда диффузия атомов значительно ускоряется. Отметим, что при таких условиях испытаний следов перерезания частиц  $\gamma'$ -фазы путем скольжения дислокаций в экспериментальном сплаве не обнаружено.

Механизм образования представленной на рисунке 5 микроструктуры кратко можно описать следующим образом: в процессе ползучести исходные сферические частицы  $\gamma'$ -фазы в рабочей части образца коагулируют и приобретают форму «гантелей» в результате диффузионного срачивания двух соседних частиц (рисунок 5б). Отсутствие пластинчатой  $\gamma/\gamma'$ -структуры, известной как «рафт-структура» [22], также свидетельствует о низкой абсолютной величине  $\gamma/\gamma'$ -мисфита при температуре испытания, поскольку для формирования такой структуры требуется наличие значительных мисфитных напряжений.

## Выводы

Сравнительного анализ исходной структуры исследуемых сплавов с различными значениями  $\gamma/\gamma'$ -мисфита показал, что снижение концентрации  $\gamma'$ -образующих элементов приводит к формированию частиц упрочняющей  $\gamma'$ -фазы сферической морфологии. Следовательно, изменяя характер морфологии частиц упрочняющей  $\gamma'$ -фазы, можно оказывать влияние на диффузионные процессы, протекающие в сплаве при температурах до 850–900 °С, когда основным механизмом пластической деформации НЖС является переползание дислокаций.

Установлено, что в экспериментальном сплаве системы Ni–Al–Cr–Co–Ti–Mo–W–Nb–Ta–Hf–C–B при температуре 750 °С механизм ползучести осуществляется перерезанием частиц  $\gamma'$ -фазы путем скольжения дислокаций с последующим образованием дефектов упаковки и сегрегацией на них атомов Co и Cr. В гранулированном сплаве марки ВЖ178П при температуре 750 °С механизм ползучести осуществляется с образованием дефектов упаковки в  $\gamma'$ -фазе, сегрегацией на них атомов Co, Cr, Mo, W с последующим зарождением и ростом ТПУ фазы стехиометрического состава  $(Co, Cr)_3(Mo, W)$ .

При температуре 850 °С механизм ползучести экспериментального сплава системы Ni–Al–Cr–Co–Ti–Mo–W–Nb–Ta–Hf–C–B осуществляется путем переползания

дислокаций по интерфейсу  $\gamma/\gamma'$ . В этих условиях испытаний следов образования ТПУ фазы в экспериментальном сплаве не обнаружено.

## Литература

1. *Каблов Е. Н.* Материалы и технологии ВИАМ для «Авиадвигателя» // Пермские авиационные двигатели. 2014. № 31. С. 43–47.
2. *Гарибов Г. С., Гриц Н. М., Востриков А. В., Федоренко Е. А.* Разработка и исследование нового гранулируемого высокопрочного жаропрочного никелевого сплава ВВ752П для перспективных изделий авиационной техники // Технология легких сплавов. 2011. № 1. С. 7–11.
3. *Логунов А. В., Шмотин Ю. Н., Храмин Р. В., Заводов С. А., Данилов Д. В.* Влияние легирующих элементов на прочностные свойства жаропрочных никелевых сплавов для дисков газовых турбин // Электromеталлургия. 2021. № 3. С. 2–13.
4. *Jena A. K., Chaturvedj M. C.* The role of alloying elements in the design of nickel-base superalloys // *J. Mater. Sci.* 1984. Vol. 19. P. 3121–3139.
5. *Murakumo T., Kobayashi T., Koizumi Y., Harada H.* Creep behavior of Ni-base single-crystal superalloys with various  $\gamma'$  volume fraction // *Acta Materialia*. 2004. Vol. 52. P. 3737–3744.
6. *Светлов И. Л., Петрушин Н. В., Епишин А. И., Карашаев М. М., Елютин Е. С.* Монокристаллы жаропрочных никелевых сплавов, легированных рением и рутением (обзор). Часть 1 // Авиационные материалы и технологии: электрон. науч.-технич. журн. 2023. № 1 (70). Ст. 03. URL: <http://www.journal.viam.ru> (дата обращения: 04.10.2023)
7. *Barba D., Alabort E., Pedrazzini S., Collins D. M., Wilkinson A. J., Bagot P. A. J., Moody M. P., Atkinson C., Jerusalem A., Reed R. C.* On the microtwinning mechanism in a single crystal superalloy // *Acta Materialia*. 2017. Vol. 135. P. 314–329. DOI: 10.1016/j.actamat.2017.05.072.
8. *Mishin Y.* Atomistic computer modelling of intermetallic alloys // *Materials Science Forum*. 2005. Vol. 502. P. 21–26. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.502.2
9. *Rae C., Vorontsov V., Kovarik L., Mills M.* Dislocations in a Ni-based superalloy during low temperature creep // *MATEC Web of Conferences* 14, 2014, art. 01006. DOI: 10.1051/matec-conf/20141401006
10. *Smith T. M., Unocic R. R., Deutchman H., Mills M. J.* Creep deformation mechanism mapping in nickel base disk superalloys // *Materials at High Temperature Transactions*. 2008. Vol. 49A. P. 4173–4185. DOI: 10.1007/s11661-018-4567-6
11. *Nabarro F. R. N.* Rafting in Superalloys // *Metallurgical and Materials Transactions*. 1996. Vol. 27, no. 3. P. 513–530. DOI: 10.1007/BF02648942
12. *Unocic R. R., Vismathan G. B., Sarosi P. M., Karthikeyan S., Mills J. L.* Mechanisms of creep deformation in polycrystalline Ni-base disk superalloy // *Materials Science and Engineering A*. 2008. Vol. 483–484. P. 25–32.
13. *Светлов И. Л., Зайцев Д. В., Карашаев М. М., Епишин А. И., Петрушин Н. В.* Микросегрегация легирующих элементов на деформационных дефектах структуры в гранулированном никелевом сплаве // *Физика металлов и металловедение*. 2023. Т. 124. № 6. С. 517–523. DOI: 10.31857/S00153230230600296
14. *Петрушин Н. В., Зайцев Д. В., Светлов И. Л., Карашаев М. М., Епишин А. И.* Механизмы ползучести в интервале температур 750–850 °С жаропрочного никелевого сплава с нулевым  $\gamma/\gamma'$ -мисфитом // *Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн.* 2023. № 12 (130). С. 3–18. URL: <http://www.journal.viam.ru> (дата обращения: 04.08.2024).

15. *Каблов Е. Н., Петрушин Н. В.* Компьютерный метод конструирования литейных жаропрочных никелевых сплавов // *Авиационные материалы и технологии.* 2004. № 1. С. 3–21.
16. *Петрушин Н. В., Висик Е. М., Елютин Е. С.* Усовершенствование химического состава и структуры литейного жаропрочного никелевого сплава с малой плотностью // *Труды ВИАМ: электрон. научн.-технич. журн.* 2021. № 4 (98). С. 3–15. URL: <http://www.journal.viam.ru> (дата обращения 04.10.2023).
17. *Самойлов А. И., Морозова Г. И., Кривко А. И., Афоничева О. С.* Аналитический метод оптимизации легирования жаропрочных никелевых сплавов // *Материаловедение.* 2000. № 2. С. 14–17.
18. *Морозова Г. И.* Компенсация дисбаланса легирования жаропрочных никелевых сплавов // *Металловедение и термическая обработка металлов.* 2012. № 12 (690). С. 52–56.
19. *Morinaga M., Yukawa N., Adachi H., Ezaki H.* New phase and its applications to alloy design // *Superalloys 1984.* Pennsylvania: Minerals, Metals & Materials Society, 1984. P. 523–532.
20. *Мартин Дж., Дозрти Р.* Стабильность микроструктуры металлических систем. М.: Атомиздат, 1978. 280 с.
21. *Reed R. C.* *The Superalloys. Fundamentals and Applications.* Cambridge: United Kingdom at University Press, 2006. 372 p.
22. *Nabarro F. R. N.* Rafting in superalloys // *Metallurgical and Materials Transactions A.* 1996. Vol. 27. No. 3. P. 513–530. <https://doi.org/10.1007/BF02648942>

**С. М. Полонцов**

ПАО «ОДК-Кузнецов», Самара  
polontsovvv@gmail.com

## **ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРЫЛЬЧАТКИ РАДИАЛЬНОГО СУФЛЁРА МЕТОДОМ ПРОТОТИПИРОВАНИЯ**

*Аннотация.* В статье рассматривается важность масляной системы для обеспечения работоспособности газотурбинных двигателей, в том числе промышленного двигателя НК-36СТ. Особое внимание уделяется системе суфлирования, которая отвечает за отделение масла от воздуха в масляных полостях. Проводится анализ влияния геометрии и кинематических параметров крыльчатки центробежного суфлера на эффективность маслоотделения. Для повышения эффективности маслоотделения предлагается использование технологий быстрого прототипирования, в частности, селективное лазерное сплавление, которое позволяет изготавливать крыльчатку с более совершенной конструкцией.

Обеспечение работоспособности, как авиационного, так и наземного газотурбинного двигателя невозможно без масляной системы. Не является исключением и НК-36СТ — промышленный газотурбинный двигатель предназначенный для работы в составе газоперекачивающего агрегата номинальной мощностью 25МВт. Как известно, маслосистема ГТД предназначена для смазки и охлаждения трущихся пар подшипниковых узлов, зубчатых передач и контактных уплотнений с заданными величинами температуры и давления на всех режимах работы двигателя во всех ожидаемых условиях эксплуатации [3]. В корпусах опор роторов любого ГТД его масляные полости отделены от воздушных с помощью уплотнений. Вне всякого сомнения, для недопущения возможных утечек масла, необходимо сделать возможным перепад давления перед и внутри масляной полости, причём давление перед должно быть непременно больше. При создании достаточного перепада давления, воздух будет непрерывно проникать внутрь масляных полостей опор, препятствуя утечкам масла из них в предмасляную воздушную полость [1, 2, 7]. Очевидно, что для исключения возможности накопления в масляных полостях воздуха, которое приводило бы к уменьшению перепада давления на уплотнениях до нуля, необходимо непрерывно осуществлять равновесный отвод воздуха из масляных полостей с дальнейшей сепарацией центробежным суфлёром [6]. Данную работу выполняет система суфлирования.

Одним из наиболее важных параметров масляной системы ГТД являются безвозвратные потери масла, причины расхода масла представлены на рисунке 1. В связи с этим, эксплуатационный расход масла самым непосредственным образом зависит от эффективности суфлёра. Главным элементом в центробежном суфлере радиального типа, представленном на рисунке 2, от которого она зависит, является

крыльчатка. При попадании смеси в каналы при дальнейшем движении потока осуществляется разложение на составляющие. Масло, как наиболее тяжелая фракция удаляется в зону входа смеси, а воздух, как более легкий перемещается в центр крыльчатки с дальнейшим сбросом в выхлопную шахту.

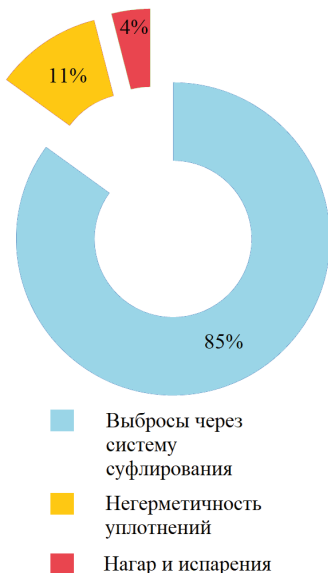


Рисунок 1. Диаграмма безвозвратных потерь масла

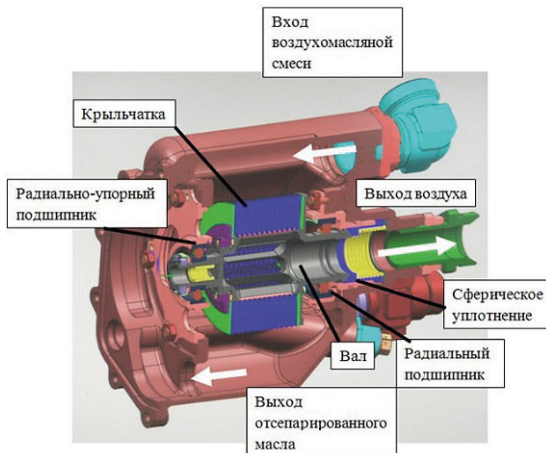
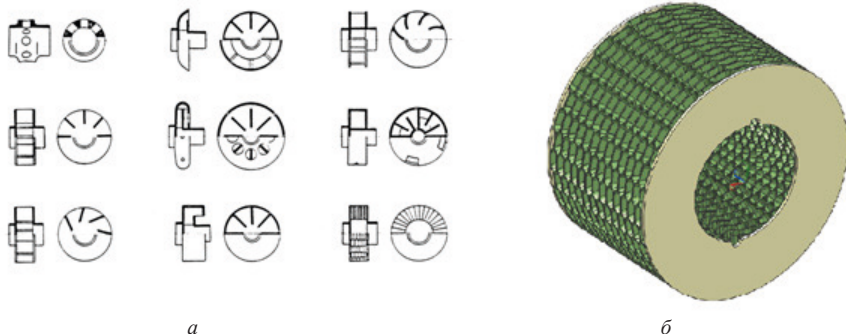


Рисунок 2. Суфлер радиального типа

Главным элементом в суфлере, от которого зависит эффективность его работы, является крыльчатка. Соответственно, чтобы обеспечить высокую степень очистки воздуха, который удаляется посредством системы суфлирования, первостепенное значение имеет выбор геометрии и кинематических параметров, исходя из условий работы двигателя.

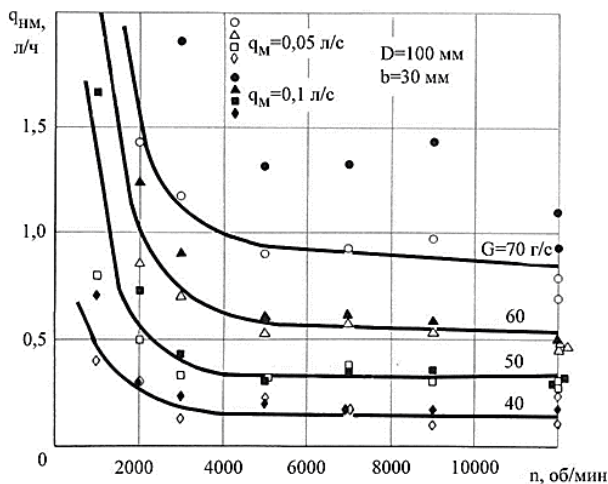
Известно множество различных видов крыльчаток (рис. 3а) приводных центробежных суфлёров. Однако широкое применение нашли те из них, которые, имеют не только высокую сепарирующую способность, но и отличаются простотой конструкции. В настоящее время на изделиях ПАО «ОДК-Кузнецов» применяют крыльчатку сотовой конструкции (рис. 3б). Радиальные каналы данного элемента системы суфлирования представляют собой 25–28 спаянных между собой по торцам гофрированных дисков, образующих 225–252 радиальных каналов, в зависимости от количества дисков. Крыльчатка в данном исполнении обладает развитой поверхностью, за счёт которой обеспечивается более эффективное отделение масла путём захвата капель стенками каналов [6].



**Рисунок 3.** Рабочие колеса: а — виды крыльчаток; б — сотовая крыльчатка

Следует отметить, что начиная, примерно с 4000 об/мин. и далее эффективность маслоотделения паянного рабочего колеса остается величиной неизменной, график зависимости количества неотделённого масла от частоты вращения крыльчатки представлен на рисунке 4.

Отсюда следует вывод, что для данных геометрических параметров колеса достигнут предел возможностей сепарации масловоздушной смеси. Соответственно, для увеличения эффективности маслоотделения рабочего колеса необходимо изменить его геометрию, которая ограничена габаритами корпуса агрегата суфлирования. Для этого на помощь приходят технологии быстрого прототипирования.



**Рисунок 4.** Зависимость количества неотделённого масла от режима работы.

$q_{н.м.}$  — количество неотделённого масла;  $q_M$  — количество масла, распылённого в воздухе, поступающем в рабочее колесо, л/с;  $G$  — расход воздуха, поступающего в рабочее колесо суфлёра, г/с;  $D$  — наружный диаметр рабочего колеса, мм;  $b$  — ширина рабочего колеса, мм;  $n$  — частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Традиционные способы изготовления деталей и сборочных единиц трудоёмки, обладают низкой точностью и плохой повторяемостью при воспроизведении. В свою очередь, проектируемую крыльчатку изготавливают с использованием технологии быстрого прототипирования — инструмент создания и отработки новых изделий-прототипов посредством 3D-печати (метод, основывающийся на добавлении материала (в отличие от классической механообработки)), позволяющий проверить конструкцию и выявить ошибки проектирования еще до запуска в производство и, при необходимости, внести необходимые коррективы не в готовую деталь, а в ее электронную модель [5]. Изготовление происходит следующим образом: сначала формируют слой: дозированно насыпают на рабочую платформу порошковый металл и разравнивают его с помощью ролика или «ножа», создавая таким образом ровный слой материала определенной толщины; затем выборочно обрабатывают порошок в сформированном слое лазером, сплавляя частицы порошка в соответствии с текущим сечением исходной CAD-модели [4]. Данная технология получила название селективное лазерное сплавление — SLM Selective Laser Melting. Следует отметить главные преимущества 3D-печати:

- значительная экономия расходных материалов и низкая себестоимость;
- аддитивные технологии позволяют выпускать уникальные изделия со сложной геометрией, что, в свою очередь, дает преимущество перед изделиями,



изготавливаемыми традиционными методами (литье, штамповка и т. д.) в прочности, массе или конструктивном совершенстве;

– мобильное производство и быстрый обмен данных.

В отличие от традиционной крыльчатки, представленной на рисунке 5а, которая представляет собой сборочную единицу из деталей: вал, крыльчатка, шпонки, контровка и гайка, то вновь проектируемая, представлена на рисунке 5б, является деталью с рядом конструктивных изменений. Во-первых, увеличилось количество радиальных каналов, при неизменных габаритных размерах, с 243 до 840, что благоприятно скажется на эффективности маслоотделения, благодаря увеличенной суммарной площади внутренних полостей радиальных каналов более чем в 2 раза, о чем говорит коэффициент эффективности маслоотделения  $K$  (формула 1).

$$K = \frac{\sum_{i=1}^{840} S_{\text{кан.}}}{S_{\text{пов.}}}, \quad (1)$$

где  $S_{\text{кан.}}$  — площадей радиального канала%;

$S_{\text{пов.}}$  — площадь цилиндрической части крыльчатки.

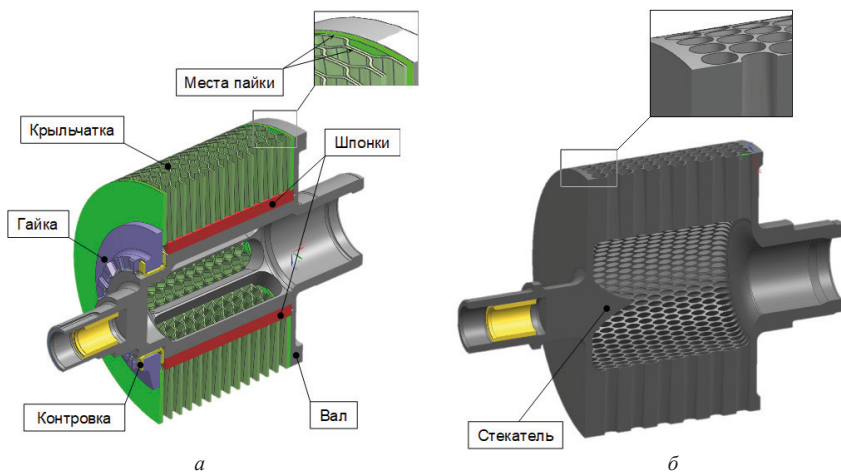
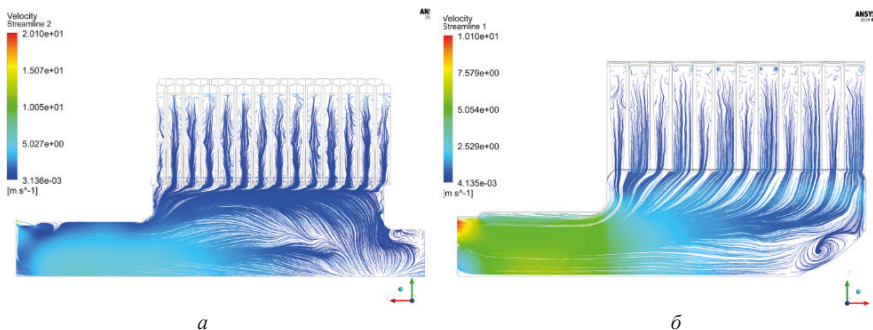


Рисунок 5. Конструкции крыльчаток: а — исходная; б — аддитивная

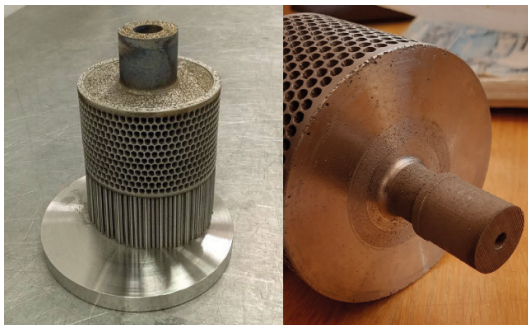
Достижение таких показателей исходной крыльчаткой невозможно по причине ограничения минимальной площади поверхности спаеваемых штампованных дисков. Во-вторых, благодаря аддитивным технологиям, впервые было применено необычное конструктивное решение — добавление стекателя. При разделении масла от воздуха, последний устремляется в центр вала, очевидно, что в наиболее удаленной от выхода части вала создается турбулентный поток, который в свою очередь растягивается на всю дину втулочной части каналов, запирая их и тем самым ухудшая откачку воздуха (рис. 6а). В данном случае, стекатель призван минимизировать

турбулентность потока воздуха внутри вала. Видно небольшое завихрение потока в районе стекателя, однако оно не распространяется на весь поток в целом, а значит и улучшается продувка каналов (рис. 6б).



**Рисунок 6.** Поля разделений линий тока:  
*a* — исходная крыльчатка; *б* — аддитивная крыльчатка

Также, к достоинствам разработанной крыльчатки (Рис. 7) стоит отнести уменьшение массы на 9 %, по сравнению с исходным вариантом за счет оптимизации конструкции и напротив увеличение коэффициента использования материала (КИМ) до 0,9 в сравнении с традиционными методами изготовления, где это число варьируется в районе 0,25.



**Рисунок 7.** Аддитивная крыльчатка

В результате проведенных исследований решена актуальная задача повышения эффективности маслоотделения системы суфлирования наземной газотурбинной установки путём проектирования более совершенной крыльчатки радиального суфлёра методом прототипирования, подразумевающий использование аддитивных технологий, повышение качества, снижение сроков с момента проектирования до готового изделия и отсутствие бумажной документации, как таковой.

## Литература

1. *Домотенко Н. Т., Кравец А. С.* Масляные системы газотурбинных двигателей. М.: Транспорт, 1972.
2. *Бич М. М., Вейнберг Е. В., Сурнов Д. Н.* Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979.
3. Системы масляные газотурбинных двигателей самолетов. Общие технические требования. Отраслевой стандарт. ОСТ 1 00969 — 80.
4. *Зленко М. А., Нагайцев М. В., Довбыш В. М.* Аддитивные технологии в машиностроении. М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2015. 220 с.
5. *Боровиков А. И., Лысенко Л. В. и др.* Цифровое производство методы, экосистемы, технологии / Московская школа управления СКОЛКОВО. М., 2017. 82 с.
6. *Трянов А. Е., Гришанов О. А., Бутылкин С. В.* Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей. Самара: Изд-во СГАУ, 2006. 83 с.
7. *Трянов А. Е.* Конструкция масляных систем авиационных двигателей: учеб. пособие. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. С. 81: ил.48, табл.9 (в том числе 4 в приложении), 24 библиогр. назв.

**Т. В. Подлипенец, Н. Д. Мареева, Е. А. Тихомирова, С. В. Малинина**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
klimov@klimov.ru

## **К ВОПРОСУ О ДЕФЕКТАХ ТРУБОПРОВОДОВ НА СТАДИИ ПРИЕМКИ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ И НЕОБХОДИМОСТИ УЖЕСТОЧЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ ПО ВЫХОДНОМУ КОНТРОЛЮ МЕТАЛЛОПРОДУКЦИИ**

*Аннотация.* Статья посвящена исследованию трубопроводов, изготовленных из трубы стальной бесшовной холоднодеформированной из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Актуальность данного исследования продиктована необходимостью определить стадию возникновения дефекта в бесшовных трубопроводах в связи с тем, что они предназначены для изготовления деталей ответственного назначения (трубопроводы, топливный коллектор)

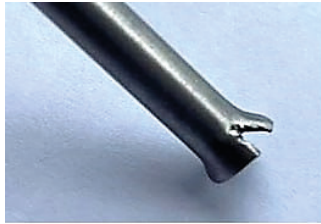
### **Введение**

Во времена СССР бесшовные трубы поставлялись на предприятия промышленности по государственным стандартам ГОСТ 19277-73, ГОСТ 9941-81, которые впоследствии были заменены на ГОСТ 19277-2016 [1] и на ГОСТ 9941-2022 [2]. Основные изменения в приемо-сдаточных испытаниях металлопродукции коснулись объемов проводимого выходного неразрушающего контроля на металлургических предприятиях. Современные редакции ГОСТ 2016 и 2022 года не регламентируют требования по неразрушающему контролю (был исключен вихретоковый неразрушающий контроль, а для трубопроводов малого диаметра 6,0 мм и толщиной стенки 1,0 мм не предусматривается ультразвуковой контроль при отправке продукции заказчику).

За последнее время выявились случаи растрескивания по месту «развальцовки» при изготовлении деталей ГТД на большом числе партий-поставок труб бесшовных холоднодеформированных из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Данные проблемы, возможно, связаны со смягчением требований по производству бесшовных холоднодеформированных труб, что стало причиной для настоящего исследования.

### **Методики и результаты исследования**

Трубопроводы изготавливаются из трубы стальной бесшовной холоднодеформированной производства ООО «ТМК-ИНОКС» (Трубная металлургическая компания). В ходе исследования была рассмотрена бесшовная холоднодеформированная труба с диаметром 6,0 мм и толщиной стенки 1,0 мм. Согласно сертификатам качества, трубы соответствуют требованиям ГОСТ 19277-2016. Фото дефекта при развальцовке см. рисунок 1.



**Рисунок 1.** Растрескивание трубы при развальцовке

Спектральный анализ на подтверждение марки материала проводился при помощи оптического эмиссионного спектрометра S5 Solaris и экспресс-анализатора углерода и серы АУС-8044 от каждой партии-поставки. По данным спектрального анализа материалом трубопроводов является сталь типа 12Х18Н10Т, что соответствует нормативной документации.

Т а б л и ц а 1

**Химический состав по ГОСТ 5632-2014 [3]**

Марка материала	№ партии	C	Si	Mn	Ni	Ti	S	P	Cr	Fe
12Х18Н10Т	Требования по ГОСТ 5632-2014	до 0,12	до 0,80	до 2,00	9,00–11,00	до 0,80	до 0,02	до 0,04	17,00–19,00	осн.
	8828	0,10	0,72	1,73	10,1	0,74	0,01	0,02	18,2	68,4
	12335	0,12	0,77	1,97	10,8	0,80	0,02	0,04	17,5	67,9
	12081	0,09	0,60	1,38	9,3	0,68	0,01	0,02	18,9	69,1

Испытания на растяжение проводились при помощи испытательной машины Tinius Olsen при нагрузке 50 кН. Характеристиками необходимыми для исследования являлись: временное сопротивление  $\sigma_B$  Н/мм<sup>2</sup> и относительное удлинение  $\delta$  %.

Т а б л и ц а 2

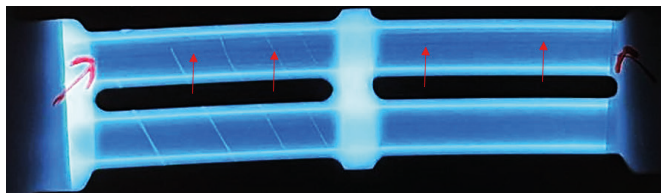
**Механические свойства при комнатной температуре**

№ образца	Временное сопротивление $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение $\delta$ , %	Соответствие НД
1	826	48,2	Соответствует
2	795	<b>38,6</b>	<b>Не соответствует</b>
3	873	43,7	Соответствует
4	835	<b>38,7</b>	<b>Не соответствует</b>
5	823	42,8	Соответствует
6	791	43,2	Соответствует

Испытания на сплющивание были проведены в соответствии с ГОСТ 8695-2022 «Трубы металлические. Метод испытания на сплющивание». Испытания проводились на пресс-машине с нагрузкой 5 кН. Усилие сжатия до заданной величины  $H$ , мм составляет  $P = 885-794$  кгс. Результаты испытания соответствуют требованиям ГОСТ 8695-2022. [4]

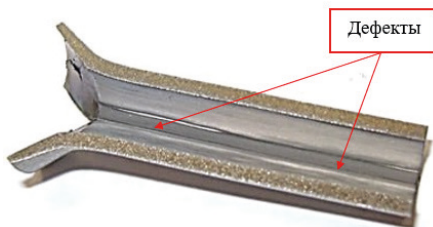
Испытания на склонность к межкристаллитной коррозии проводилось по ГОСТ 6032-2017 [5], методом АМУ. По результатам испытаний на загиб до  $90^\circ$ , трещин не обнаружено.

Для выявления дефекта был проведен радиографический контроль трубы (результаты см. рисунок 2). При расшифровке снимков установлено наличие дефектов, которые распространяются в продольном направлении от зоны растрескивания при развальцовке на всю длину трубы.



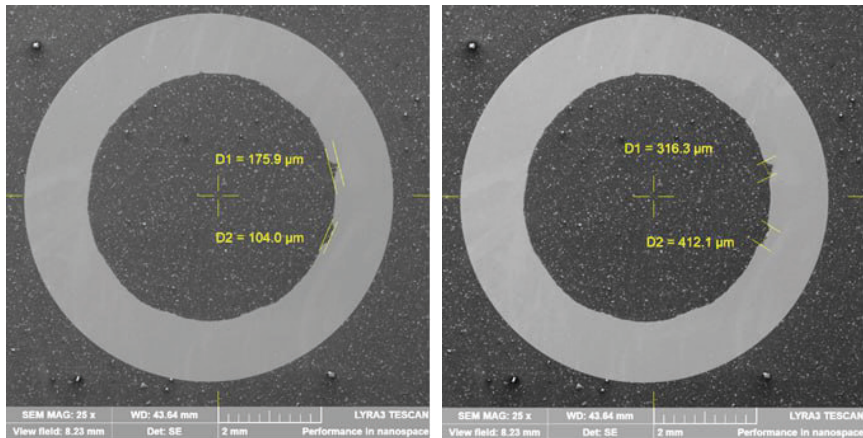
**Рисунок 2.** Продольный дефект на секции трубы на рентген-пленке

Металлографическое исследование проводилось методом оптической микроскопии с использованием анализатора изображений Thixomet на базе оптических микроскопов Meiji и Carl Zeiss, а также при помощи растрового электронного микроскопа TESCAN LYRA 3 XMH с системой рентгеноспектрального микроанализа INCA ENERGY. Для определения причин растрескивания трубки, используемые для изготовления трубопровода, были разрезаны вдоль на два сегмента электроэрозионным способом. При визуальном осмотре внутренней поверхности труб обнаружены дефекты представляющие собой темные полосы, имеющие глубину. Они совпадают с местом развальцовки и найденными дефектами при рентгенконтроле. Дефекты распространяются в продольном направлении от зоны растрескивания при развальцовке на всю длину трубки.



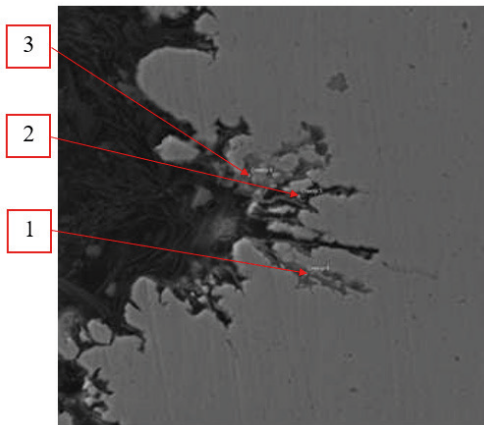
**Рисунок 3.** Внешний вид дефекта на внутренней поверхности трубы

Для определения глубины проникновения, выявленного невооруженным глазом дефекта, из фрагмента трубки в поперечном сечении, был изготовлен микрошлиф.



**Рисунок 4.** Внешний вид дефекта со шлифа

Обнаруженные дефекты проникают вглубь тела трубки с внутренней стороны на величину до 175 мкм и имеют ширину до 400 мкм. Глубина дефекта на внутренней поверхности трубы не соответствует требованиям п. 6.9.2 ГОСТ 19277-2016. По данным микрорентгеноспектрального анализа в выявленном дефекте присутствует оксид марганца и оксид хрома.



**Рисунок 5.** Химический состав в выявленном дефекте

Химический состав к спектрам (качественно)

Метка спектра	C	O	Al	Si	Ca	Ti	V	Cr	Mn	Fe	Ni
Спектр 1	+	+	0,15	0,26	0,14	0,56	0,07	17,81	3,79	52,92	5,54
Спектр 2	+++	+++	0,35	0,13	0,09	1,17	0,23	24,90	10,00	21,91	2,41
Спектр 3	++	++	0,02	0,13	0,10	0,29	0,05	12,54	1,24	58,07	6,94
Требования по ГОСТ 5632-2014	до 0,12	–	–	до 0,80	–	до 0,80	–	17,00–19,00	до 2,00	осн.	9,00–11,00

Согласно вышеизложенному, можно сделать вывод, что причиной растрескивания трубок после одной из операций изготовления «развальцовка» может являться дефект типа «волосовина». Из-за снижения требований по неразрушающему контролю дефект типа «волосовина» мог быть пропущен при сдаче труб, в связи с невозможностью его выявления из-за отсутствия требований по неразрушающему контролю в нормативной документации.

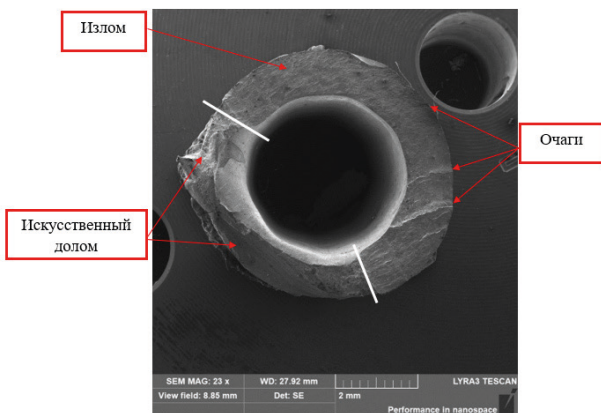
Дополнительно был исследован случай разрушения трубопровода после проведения испытания на подтверждение предела выносливости. Для проведения металлургического исследования были использованы фрагменты разрушившихся трубопроводов после проведения операции термообработка (образец № 1 при  $\sigma = 22$  кгс/мм<sup>2</sup>) и без проведения операции термообработка (образец № 2 при  $\sigma = 22$  кгс/мм<sup>2</sup>). Также был проведен анализ разрушившихся образцов № 3 (при  $\sigma = 26$  кгс/мм<sup>2</sup>) и № 4 (при  $\sigma = 28$  кгс/мм<sup>2</sup>) с развальцовкой, на которых определялся предел выносливости. Для исследования излома, трещины на образцах были вскрыты механическим путем. Результаты исследования представлены в таблице 4.

Таблица 4

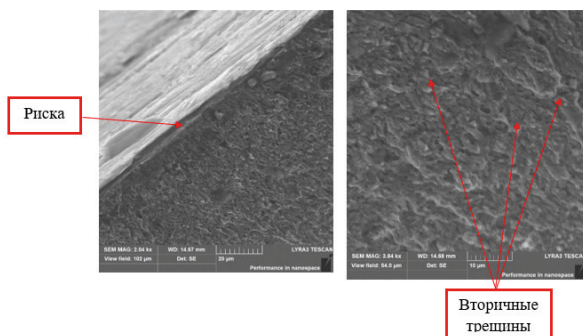
Результаты металлургического исследования

№ образца	Характер разрушения	Инициатор разрушения	Глубина проникновения, мкм
1	Усталостное	Очаги	–
2	Усталостное	Микрориска	4
3	Усталостное	Микрориска	6
4	Усталостное	Микронадрыв	10





**Рисунок 6.** Внешний вид усталостного излома



**Рисунок 7.** Дефекты, обнаруженные на шлифе

Таким образом, для трубопроводов, выполненных из стали 12Х18Н10Т наличие на поверхности дефектов типа «риска», «надрыв» до 10 мкм снижает усталостную долговечность конечной продукции. Выявленный внутренний дефект «волосовина» на трубопроводе на глубину до 175 мкм является недопустимым, приводит к растрескиванию при операции «развальцовка» и также может влиять на снижение усталостной долговечности трубопроводов. Возвращение необходимого объема выходного контроля труб при приемо-сдаточных испытаниях на металлургических предприятиях должны быть рассмотрены на Техническом комитете и потребуют принятия решения для внедрения в современные редакции ГОСТов.

Необходимо отметить, что применение традиционных методик ультразвукового контроля для труб диаметром 6,0 мм и толщиной стенки 1,0 мм не эффективно в связи с наличием на поверхности объекта контроля «мертвой зоны»  $\approx 2,0$  мм. Про-

анализировав возможности ультразвукового контроля для труб малого диаметра, можно предложить следующий вариант контроля при необходимости его последующего опытного опробования.

Ультразвуковой неразрушающий контроль труб может проводиться по государственному стандарту ГОСТ Р ИСО 10893-10-2014 [6]. Настоящий стандарт устанавливает требования к ультразвуковому методу автоматизированного контроля поперечной волной по всей поверхности бесшовных и сварных (за исключением труб, полученных дуговой сваркой под флюсом) стальных труб для обнаружения продольных и (или) поперечных дефектов. В связи с этим, контроль труб на наличие продольно и поперечно ориентированных дефектов должен быть проведен с использованием поперечных ультразвуковых волн. Для выявления продольно ориентированных дефектов возможно использовать волны Лэмба. Указанный вид контроля должен проводиться в двух противоположных направлениях распространения звука, по часовой стрелке и против часовой стрелки для обнаружения продольных дефектов, вперед и назад вдоль оси трубы для обнаружения поперечных дефектов.

Для обнаружения продольных дефектов настройка ультразвукового оборудования должна проводиться с использованием продольных пазов на наружной и внутренней поверхностях настроечного образца-трубы. Пазы должны быть расположены на таком расстоянии от концов настроечных образцов труб и друг от друга, чтобы полученные от них сигналы были четко различимы. Пазы должны располагаться параллельно (продольные пазы) или перпендикулярно (поперечные пазы) оси настроечного образца-трубы. Пазы должны быть «N»-типа (нормальный к поверхности паз), а если высота паза составляет менее 0,5 мм, то на усмотрение изготовителя могут быть использованы пазы «\»-типа (V-образный паз). В случае использования паза «N»-типа его стороны должны быть параллельны, а профиль должен быть по возможности прямоугольной формы.

Для труб малого диаметра уровень приемки выставляется U3, таким образом высота паза составляет 10 % от высоты стенки. Так как высота стенки равняется 1 мм, то высота паза должна быть — 0,1 мм.

Дополнительно к ультразвуковому контролю необходимо внедрить на металлургических предприятиях вихретоковый неразрушающий контроль. Применение 2-х методов дефектоскопии (вихревых токов по ISO 10893-2:2011 с уровнем приемки E3 и ультразвуковым по ГОСТ Р ИСО 10893-10-2014 с уровнем приемки U3) позволит стабилизировать качество выпускаемой продукции и как следствие снизит процент брака при изготовлении деталей ГТД и повысит надежность в эксплуатации.

## **Выводы**

Необходимо рассмотреть вопрос целесообразности возвращения вихретокового контроля в ГОСТ 19277-2016 и возможность разработки оптимальной методики проведения иммерсионного ультразвукового контроля стальных труб по предложениям, представленным в данной статье.

Внедрение методов неразрушающего контроля позволит проводить более тщательную отбраковку дефектных труб, по требованию Заказчика, для изготовления особо ответственных деталей ГТД.

### **Литература**

1. ГОСТ 19277-2016 Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные для маслопроводов и топливопроводов. М.: Стандартинформ, 2017. 22 с.
2. ГОСТ 9941-2022 Трубы бесшовные холоднодеформированные из коррозионно-стойких высоколегированных сталей. М.: Российский институт стандартизации, 2023. 24 с.
3. ГОСТ 5632-2014 Легированные нержавеющие стали и сплавы коррозионно-стойкие, жаростойкие и жаропрочные. М.: Стандартинформ, 2015. 54 с.
4. ГОСТ 8695-2022 Трубы металлические. Метод испытания на сплющивание. М.: Российский институт стандартизации, 2022. 12 с.
5. ГОСТ 6032-2017 Стали и сплавы коррозионно-стойкие. Методы испытаний на стойкость против межкристаллитной коррозии. М.: Стандартинформ, 2017. 36 с.
6. ГОСТ Р ИСО 10893-10-2014 Трубы стальные бесшовные и сварные. Ультразвуковой метод автоматизированного контроля для обнаружения продольных и (или) поперечных дефектов по всей поверхности. М.: Стандартинформ, 2014. 14 с.

**В. А. Семёнов**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТРУБЧАТОГО ДИФFUЗОРА**

*Аннотация.* В настоящее время существует постоянная потребность в улучшении характеристик авиационных двигателей и газотурбинных установок. Одним из направлений улучшения двигателя является повышение его КПД. Применение трубчатого диффузора в перспективе может позволить снизить потери полного давления на выходе из ступени центробежного компрессора, а значит повысить КПД компрессора и двигателя в целом. В данной статье рассматриваются особенности конструирования трубчатого диффузора, включающие в себя технологические аспекты его изготовления и сборки.

В настоящее время производители авиационной техники независимо от её назначения стремятся создать как можно более конкурентоспособные воздушные суда для удовлетворения требований, предъявляемых их заказчиками. В гражданской авиации наиболее весомыми показателями конкурентоспособности самолетов и вертолетов являются технические показатели: топливная эффективность, трудоемкость изготовления, назначенные ресурсы воздушного судна и его комплектующих, надежность и весовое совершенство [6]. В случае военной авиации к перечисленным показателям следует добавить также боевую эффективность (скорость, маневренность, скрытность и др.). Все указанные показатели напрямую зависят от технических и эксплуатационных данных двигателя: термодинамического и газодинамического совершенства, надежности, ресурса, веса и эксплуатационной технологичности. Из сказанного следует, что совершенство авиационных двигателей является первостепенным фактором в обеспечении конкурентоспособности воздушных судов.

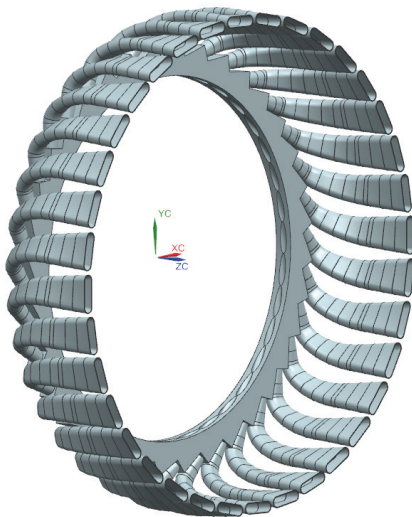
Газодинамическое совершенство двигателя напрямую связано с совершенством его проточной части, которая формируется входным устройством, рабочими полостями компрессора, камерой сгорания, межлопаточным пространством соплового аппарата и лопаток турбины, соплом, и иногда форсажной камерой. В газотурбинных двигателях используются компрессоры двух типов: осевые и центробежные. Немаловажным элементом с точки зрения термодинамического совершенства центробежного компрессора, а значит и всего двигателя, является диффузор. В нем происходит торможение потока воздуха, выходящего из межлопаточного пространства рабочего колеса компрессора, с закономерным преобразованием динамического давления в статическое. При этом совершенство диффузора можно оценить величиной потерь полного давления в его полостях.

Центробежный компрессор широко используется как в авиационной технике, так и в наземном оборудовании. Его применение обосновывается более высокой сте-

пенью повышения давления в сравнении с осевым компрессором. При этом использование центробежного компрессора позволяет сократить осевые размеры установки. Однако применение радиального компрессора в авиации приводит к увеличению наружного диаметра двигателя, что является причиной возрастания его массы. Данный недостаток требует уменьшения наружного диаметра диффузора для меньшего размера и веса компрессора.

Существуют различные типы диффузоров, простейшим из которых является безлопачочный. В нем торможение потока происходит в кольцевом пространстве между стенками диффузора. При этом высокие значения КПД диффузора такого типа можно обеспечить только увеличением его внешнего диаметра. На сегодняшний день чаще всего в центробежных компрессорах используется лопачочный диффузор. Однако он обладает большими потерями на нерасчетных режимах его работы в отличие от трубчатого диффузора.

Трубчатый диффузор (ТД) состоит из кольца с расположенными в нем по окружности профилированными каналами и патрубков, представляющих собой поворотный расширяющийся канал. Колесо центробежного компрессора располагается во внутреннем диаметре диффузора. Таким образом, воздух, покидая межлопачочные каналы колеса, направляется в профилированные отверстия диффузора, в которых происходит торможение потока и преобразование его динамического давления в статическое. Поверхности профилированных каналов по мере приближения к внутреннему диаметру диффузора пересекаются таким образом, что образуют острые эллиптические кромки на входе в каналы.



**Рисунок 1.** Общий вид трубчатого диффузора

Благодаря этой особенности, как утверждается в статьях [2, 3], диффузор трубчатого типа может воспринимать сверхзвуковой поток, выходящий из рабочего колеса компрессора, с наименьшими потерями по сравнению с другими типами диффузоров. Исследования, описанные в статьях [2, 3, 4], показывают, что использование трубчатого диффузора в стоставе центробежного компрессора может повысить его КПД на 3–5 %.

Основные принципы методики проектирования ТД изложены в статье [5] и основываются на геометрических и эмпирических соотношениях, на уравнении неразрывности потока и газодинамических функциях. В качестве входных данных выступают: внешний диаметр рабочего колеса компрессора, массовый расход воздуха, а также температура и давление торможения на входе в диффузор.

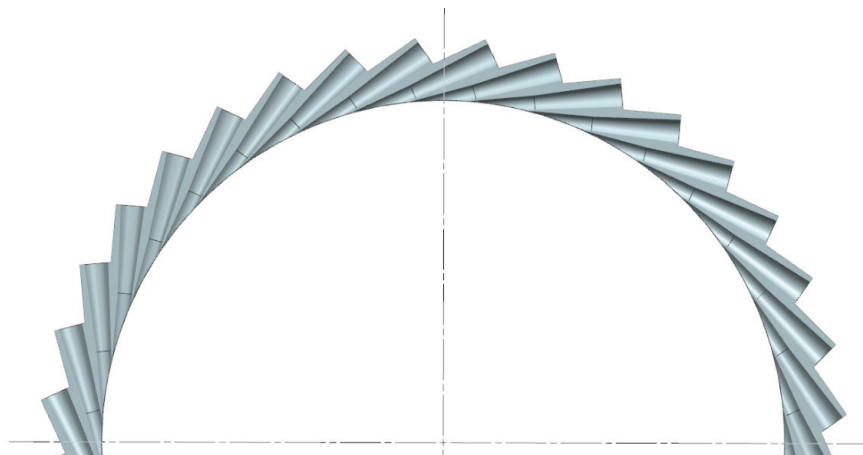
Важным этапом как с точки зрения рассмотрения целесообразности применения ТД в составе ступени центробежного компрессора, так и с точки зрения его будущего производства является проработка возможных вариантов изготовления трубчатого диффузора. В данной статье рассматриваются особенности конструирования ТД, включающие в себя технологические аспекты его изготовления и сборки.

Основной функцией диффузора как элемента центробежного компрессора является преобразование динамического давления в статическое при переходе воздушного потока из центробежного колеса в диффузор. С этой точки зрения ТД должен обладать достаточным уровнем газодинамического совершенства. Данное свойство обеспечивается соответствием геометрии выполненной и расчетной проточных частей, шероховатостью поверхностей проточной части и способностью при воздействии высоких температур и давлений иметь высокий ресурс работы.

Другим важным требованием к проектированию ТД является жаропрочность материала, из которого он изготовлен, его коррозионная стойкость и ресурс работы диффузора в целом. Особенно это важно учитывать, если диффузор выполняет также функцию корпусной детали.

Диффузор неразрывно связан с выполнением требований пожарной безопасности, описанных в параграфе 33.17 части 33 Авиационных правил [7]. В соответствии с пунктом (а) данного параграфа в случае использования в качестве материала диффузора титана или магния должна быть сведена к минимуму вероятность возникновения пожара, его распространение во время работы и в условиях отказа, а также последствия такого пожара. Если элемент диффузора выполняет также роль противопожарной перегородки, то он должен быть огнестойким.

На рисунке 2 изображено кольцо трубчатого диффузора (КТД) с профилированными каналами. Рассмотрим вариант его изготовления путем механической обработки поковки круглого сечения. В конструкции КТД должны быть также предусмотрены крепежные отверстия для соединения с соседними деталями в сборке выше: покрывной диск центробежного колеса, корпусные детали компрессора и паковки ТД.



**Рисунок 2.** Кольцо трубчатого диффузора

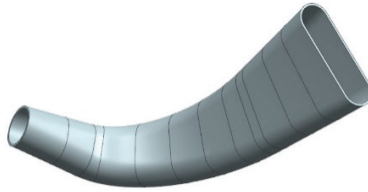
Обработку КТД целесообразно начинать с выполнения внутреннего диаметра ТД. Данный диаметр должен являться базовым и определять ось детали. При этом внутренний диаметр необходимо выполнять с достаточно высокой точностью для уменьшения газодинамических потерь на выходе из центробежного колеса.

Для присоединения к КТД патрубков ТД (ПТД) необходимо выполнить фланцы на выходе из кольца с резьбовыми отверстиями под шпильки или винты. При этом для сопряжения поверхностей проточной части ТД фланцы крепления патрубков должны быть перпендикулярны осям каналов КТД. Размер до поверхности фланца должен задаваться от оси КТД и иметь меньший по отношению к стандартному допуск на размер для минимизации отклонения патрубков в пространстве и геометрии профилированных каналов от расчетной.

Сверление профилированных каналов КТД возможно выполнять с помощью конического сверла. При этом необходимо контролировать угол раскрытия конусной части канала, диаметры выходного сечения и сечения цилиндрической части канала. Очень важно с точки зрения минимизации потерь давления потока в каналах КТД обеспечить шероховатость каналов не выше  $\sqrt{Ra1,6}$ .

Далее необходимо выполнять обработку посадочных поверхностей и контроль их соосности относительно оси КТД и резьбовых отверстий для соединения с соседними деталями.

На рисунке 3 представлен патрубок трубчатого диффузора (ПТД) в упрощенном виде. Для крепления к КТД он должен представлять собой паяную сборочную единицу, состоящую из патрубка и фланца для крепления к КТД посредством винтов или гаек и шпилек.



**Рисунок 3.** Патрубок трубчатого диффузора

В качестве заготовки ПТД может быть использован лист, согнутой в форме трубы с круглым сечением переменного диаметра и скрепленный посредством сварки. Пайку фланца крепления к КТД целесообразно произвести до выполнения гибки во избежание дальнейшего изменения формы патрубка под воздействием высокой температуры.

Начинать гибку патрубка следует с обеспечения размеров его поворота от радиального к коллинеарному с осью компрессора направлению. При этом формой сечения будет являться круг с переменным диаметром. Далее возможно выполнить обжатие патрубка с целью изменения формы сечения от круга к эллипсу с обеспечением поворота сечения вокруг своей оси на заданный угол. При этом форма поперечного сечения меняется от круга к эллипсу по линейному закону (рис. 3).

После выдерживания всех размеров патрубка необходимо обработать припаянный к патрубку фланец и выполнить отверстия под шпильки или винты для крепления к КТД.

Описанный вариант изготовления трубчатого диффузора не претендует быть единственным. Например, в будущем следует рассмотреть вариант изготовления ТД с использованием технологии селективного лазерного сплавления, которая может позволить добиться большей точности изготовления газоздушного тракта. Однако сама возможность изготовления отражает целесообразность проведения как расчетов ТД методами численного моделирования, так и проведения испытаний ступени центробежного компрессора с применением трубчатого диффузора.

### **Литература**

1. *Antas S.* Pipe Diffuser for Radial and Axial-centrifugal Compressor // *Int. J. Turbo Jet-Engines.* 2014. Vol. 31 (1). P. 29–36. DOI: 10.1515/ejj-2013-0031
2. *Han G., Xingen L., Yanfeng Z., Shengfeng Z., Junqiang Z.* Investigation of two pipe diffuser configuration for a compact centrifugal compressor / G. Han, // *Journal of Aerospace Engineering.* 2017. P. 1–13. DOI: 10.1177/0954410016685585
3. *Sun Z., Zheng X., Linghu Z.* Flow Characteristics of a Pipe Diffuser for Centrifugal // *Journal of Applied Fluid Mechanics.* 2017. Vol. 10, no. 1. P. 143–155. DOI: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26476
4. *Yang X., Jin D., Gui X.* Aerodynamic design and optimization of pipe diffuser for a high-loading centrifugal compressor // *Fluids Engineering Division Summer Meeting.* Waikoloa, 2017. DOI: 10.1115/FEDSM2017-69152



5. Семенов В. А. Основные принципы проектирования трубчатого диффузора ступени центробежного компрессора // *Климовские чтения — 2022: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции*. СПб.: 2022. С. 285–290. DOI 10.53454/9785986206257\_285
6. Тюрин Ю. А. Некоторые вопросы состояния и перспектив развития авиационных двигателей для гражданской авиации // *Сборник научных трудов ГосНИИ ГА. М., 2010. № 311. С. 68–74.*
7. Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности воздушных судов. URL: <https://armak-iac.org/dokumenty/aviatsionnye-pravila/> (дата обращения: 03.06.2023).

*М. В. Солдатова<sup>1</sup>, Е. А. Тихомирова<sup>1</sup>, С. П. Дегтярева<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

<sup>2</sup> ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург

## **ОСОБЕННОСТИ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОРСЕТНЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА ТЕРМИЧЕСКУЮ УСТАЛОСТЬ СТАЛИ 12Х18Н10Т**

### **Введение**

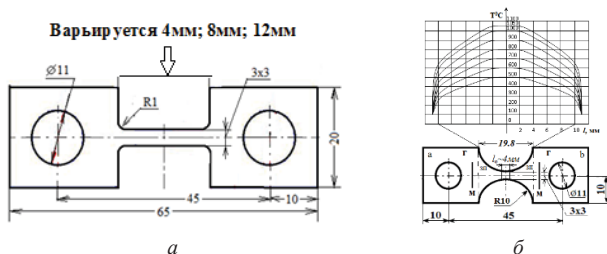
Разрушение материалов под действием циклических нагревов, называемое термической усталостью, является характерным эксплуатационным разрушением деталей, работающих на нестационарных тепловых режимах. Для моделирования процесса разрушения используют термоциклические испытания (ТЦ-испытания) материалов, которые проводят на образцах различной формы, подробный обзор которых приведен в [1-митом]. По результатам испытаний получают зависимости долговечности до разрушения от величины пластической деформации в цикле.

Долговечность до разрушения образцов, выполненных из одного и того же материала не одинакова из-за различной величины пластической деформации в цикле, которая реализуется в рабочей зоне образца [1-митом]. Величина пластической деформации в цикле обусловлена формой образца. Изучение процессов разрушения от термической усталости является предметом отдельного исследования, поскольку зарождение и развитие трещин связано с формированием необратимых структурных изменений в материале при  $T_{\text{мин}}$  и  $T_{\text{макс}}$ . Структурные изменения в материале происходят под действием пластической деформации сжатия при нагреве и пластической деформации растяжения при охлаждении, а также напрямую связаны с величиной пластической деформации в цикле согласно закона Коффина. Как показано в [2-тц-карты] при помощи ТЦ-карт установлено, что пластическая деформация сжатия происходит в интервале температур от  $T_{\text{начала пл.деф}}$  до  $T_{\text{макс}}$ , а пластическая деформация растяжения от  $T_{\text{начала пл.деф}}$  до  $T_{\text{мин}}$ . Как правило, температурный диапазон, в котором протекает процесс пластической деформации составляет 300–400 °С и он не занимает весь интервал полуцикла от  $T_{\text{мин}}$  до  $T_{\text{макс}}$ , вследствие того, что сначала в материале реализуется упругая деформация, а затем происходит инициация пластической деформации по достижении напряжений течения. В связи с этим, в формировании процесса разрушения будут участвовать различные группы дислокаций, движение которых инициируются напряжениями, достигающими предела текучести в интервале температур от  $T_{\text{начала пл.деф}}$  до  $T_{\text{макс}}$  или  $T_{\text{мин}}$ . Температурный интервал протекания пластической деформации ответственен за формирование субструктуры материала и связан с протеканием таких процессов как возврат, отдых, полигонизация, рекристаллизация. Запуск протекания данных процессов в материале зависит от

условий реализации пластической деформации (достижение критической степени наклепа при «холодной» пластической деформации, достаточность температуры для рекристаллизации и пр.). Настоящая статья посвящена изучению эволюции микроструктуры материала в зоне протекания пластической деформации при ТЦ-испытаниях на образцах корсетной формы и образцах Коффина.

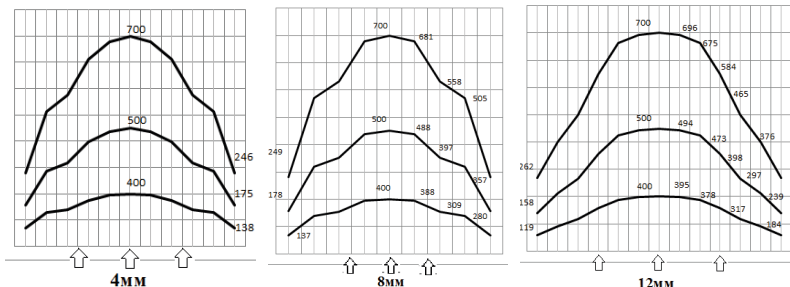
### Методика проведения исследования

В работе оценивались результаты особенностей протекания пластической деформации на плоских корсетных образцах и образцах Коффина, выполненных из аустенитной стали 12Х18Н10Т (толщина 3 мм). рабочая часть образца Коффина представляет собой постоянное сечение с переменной длиной до головок (рис. 1а), которая составляла 4,0 мм, 8,0 мм, 12 мм. Корсетные образцы имеют скругленное сечение радиусом 10мм, на рисунке 1б приведено распределение температуры по длине корсетного образца. ТЦ-испытания проводили в НПО «ЦКТИ» на установке ИМАШ-05-65. Нагрев до  $T_{\text{макс}}$  осуществлялся пропусканием электрического тока и охлаждением на воздухе до  $T_{\text{мин}}$ .



**Рисунок 1.** Образцы для термоциклических испытаний:  
*а* — образец Коффина; *б* — корсетный образец

В связи с варьированием рабочей зоны на образцах Коффина в целях изменения величины пластической деформации в цикле, было получено распределение температуры по длине образцов. Результаты термометрирования для образцов Коффина приведены на рисунке 2.



**Рисунок 2.** Результаты термометрирования образцов Коффина

Результаты термоциклических испытаний приведены в таблице 1. В таблице указаны особенности развития разрушения вследствие неравномерности протекания пластической деформации по рабочей длине образцов Коффина.

Т а б л и ц а 1

Результаты термоциклических испытаний

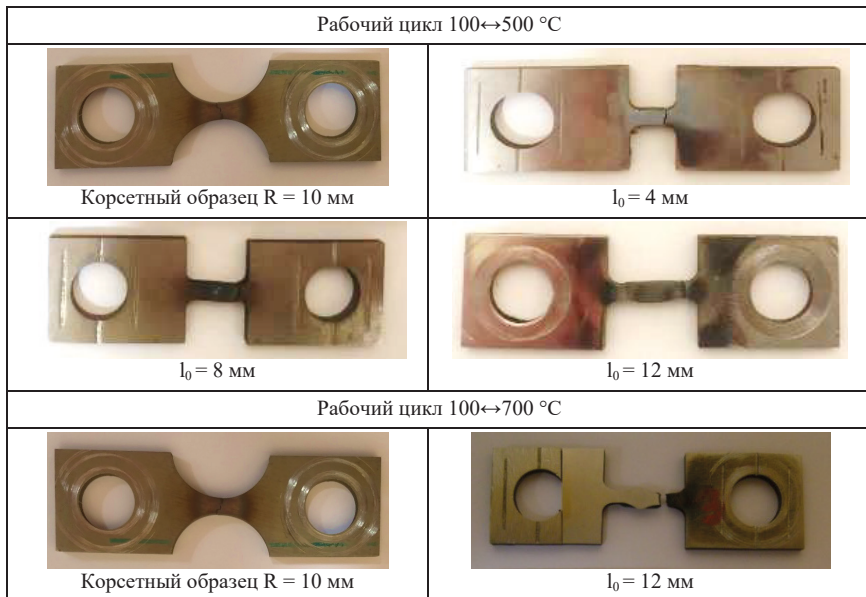
Тип образца	Рабочий цикл Т <sub>мин</sub> ↔Т <sub>макс</sub> °С	Количество циклов до разрушения	Следы макродеформации и разрушения
Корсетный образец	100↔500	2770	разрушение по центру рабочей зоны
образец Коффина l <sub>0</sub> =4мм	100↔500	3014	разрушение 1 мм от перехода в головки
образец Коффина l <sub>0</sub> =8мм	100↔500	6812, 4711	образование бочки, разрушение за бочкой вблизи головок
образец Коффина l <sub>0</sub> =12мм	100↔500	2479	образование бочки, разрушение за бочкой вблизи головок
Корсетный образец	100↔700	193, 211, 271,	образование бочки, разрушение за бочкой
образец Коффина l <sub>0</sub> =12мм	100↔700	396	образование бочки, разрушение за бочкой вблизи головок

При ТЦ-испытаниях на образцах Коффина с рабочей длиной 8 мм и 12 мм отмечается наличие признаков накопления необратимой деформации. В процессе испытания наблюдается увеличение толщины и ширины образцов с образованием «бочки» что является следствием накопления деформации сжатия (изменение размеров относительно исходных составило 20 %), при этом за зоной «бочки» формируется зона с уменьшенной шириной «шейка», сформированная деформацией растяжения (изменение размеров относительно исходных 18 %). Процесс формирования магистральной трещины в образцах с «бочкой» начинается сразу за ней (относительная необратимая деформация формы образца по ширине рабочей зоны между «бочкой» и местным утонением «шейкой» достигает до 60 %). В образцах Коффина и корсетных образцах с рабочей длиной 4 мм образование «бочки» и «шейки» не наблюдается.

Расчетная величина пластической деформации за цикл по режиму 100↔500 °С и 100↔700 °С составляет:

- для корсетных образцов:  $\epsilon_{пл}$  2,5 % и  $\epsilon_{пл}$  4,3 %;
- для образцов с рабочей длиной 8 мм:  $\epsilon_{пл}$  1,2 % и  $\epsilon_{пл}$  2,4 %;
- для образцов с рабочей длиной 12 мм:  $\epsilon_{пл}$  0,7 % и  $\epsilon_{пл}$  1,9%.

Вид образцов после испытания приведен на рисунке 3.



**Рисунок 3.** Вид образцов после испытаний

В связи с неоднородностью протекания пластической деформации по полученным результатам испытаний представляется неочевидность построения зависимости долговечности от пластической деформации в цикле вида  $\epsilon_{пл} * N^k = C$ .

Однако процесс изменения структуры стали 12Х18Н10Т представляет интерес, с точки зрения формирования подхода к изучению особенностей протекания макропластической деформации и определения взаимосвязи данного процесса с изменениями зеренной структуры стали 12Х18Н10Т и подтверждения расчетных значений пластической деформации в рабочей зоне. Результаты металлографических исследований по определению балла зерна приведены в таблице 2. Определение балла зерна проводилось на оптическом микроскопе.

Таблица 2

**Балл зерна образцов после испытаний по режиму 100–500 °С на различных участках**

Тип образца	Излом		2 мм от излома		Запечки	
	Балл зерна	Размер зерна, мкм	Балл зерна	Размер зерна, мкм	Балл зерна	Размер зерна, мкм
Корсетный образец	11	6,8	10	9,8	10	9,8
Образец Коффина $l_0 = 4$ мм	9	12,5	10	9,9	9	14,1

Исследование микроструктуры образца Коффина  $l_0 = 4$  мм (рисунок 4) в области излома и в области заплечиков показало, что зернёная структура стали 12X18H10T осталась равноосной, балл зерна не изменился, вблизи излома (2 мм от излома) размер зерна уменьшается.



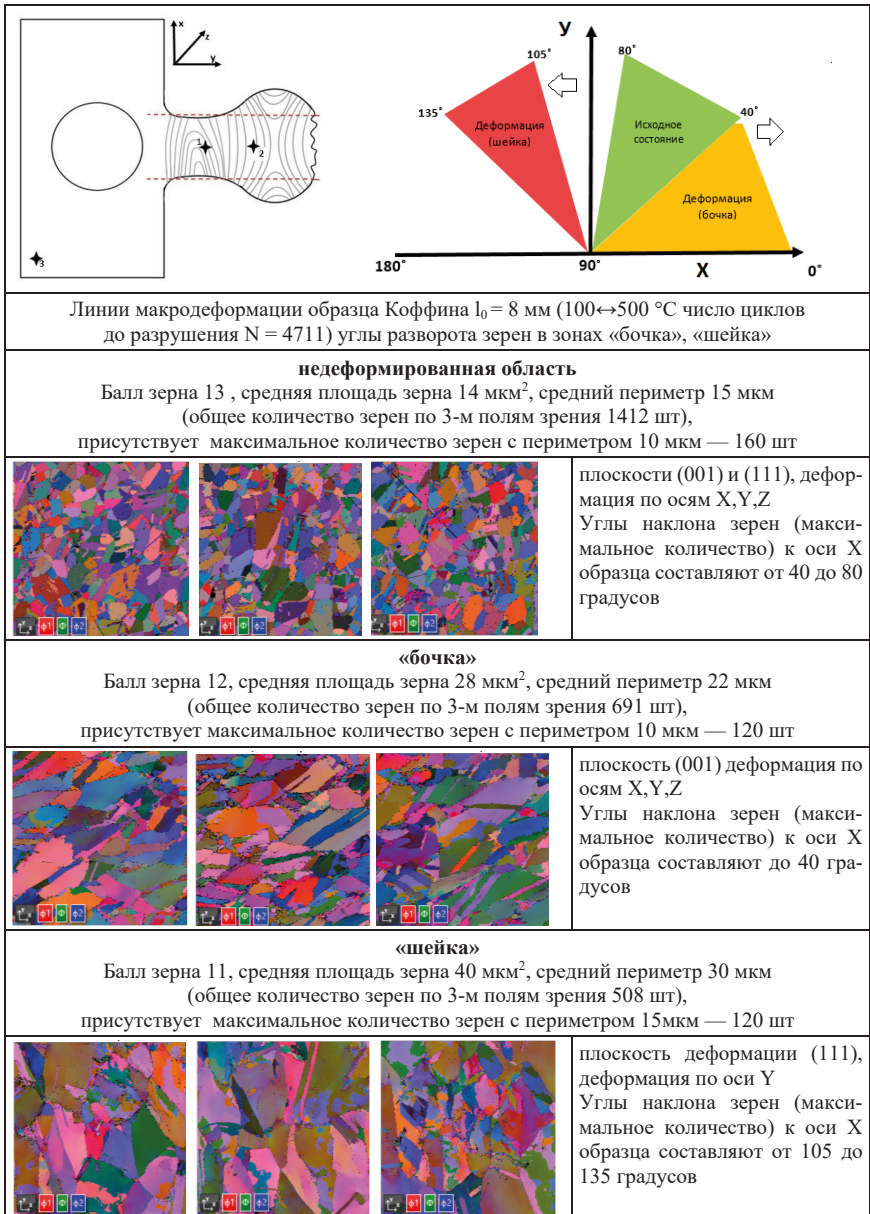
ИЗЛОМ

плечики

**Рисунок 4.** Микроструктура образца Коффина  $l_0 = 4$  мм, испытанного по режиму 100–500 °С, количество циклов 3014

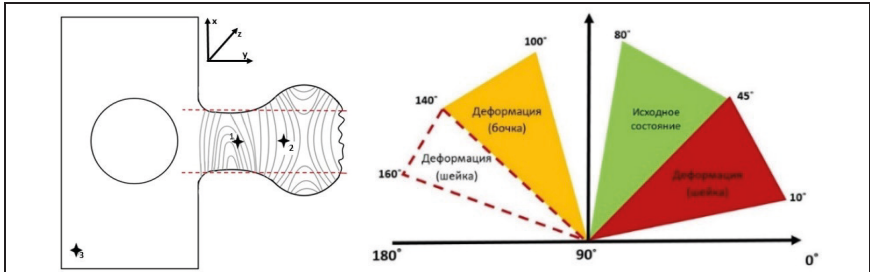
Таким образом, представляет интерес наблюдение за изменением структуры вблизи зоны разрушения, так как в этой области идет процесс накопления структурных изменений, связанный с попеременным перемещением дислокаций для реализации пластической деформации растяжения и сжатия и их выхода на поверхность. Чтобы проследить стадийность развития пластической деформации, данный процесс целесообразно изучать на увеличенной рабочей длине образцов Коффина. Для выявления стадийности процесса протекания пластической деформации по изменению зеренной структуры стали 12X18H10T в рабочей зоне образцов с длиной 8 мм и 12 мм по местам необратимой деформации: «бочка», «шейка» и на заплечиках образцов был применен метод дифракции обратно рассеянных электронов EBSD, который позволяет определять углы разориентировки между зернами в деформированных микрообластях, а также оценивать наличие образования двойников и субзерен. Съемка проводилась при увеличении 2500 крат по трем полям зрения. Строились прямые полюсные фигуры для плоскостей  $\{001\}$ ,  $\{111\}$ ,  $\{311\}$ ,  $\{101\}$ , с направлениями типа  $\langle 100 \rangle$ ,  $\langle 112 \rangle$ . Максимальная плотность ориентировок оценивалась в стандартном стереографическом треугольнике через автоматический перевод прямой полюсной фигуры в обратную полюсную фигуру и проекцией на оси образца X, Y, Z.

По картинам Эйлера проводился расчет параметров зерна: площадь зерна, средняя площадь зерен в полях зрения, периметр зерен, угол наклона зерна относительно оси X образца (ось деформации), (рисунки 5а, б и 6). Исследование выполнялось на электронном микроскопе LYRA3 TESCAN.



**Рисунок 5а.** Определение параметров зерна и наибольшей плотности ориентировок для образца, испытанного по режиму  $100 \leftrightarrow 500$  °С, число циклов до разрушения  $N = 4711$ ,  $l_0 = 8$  мм

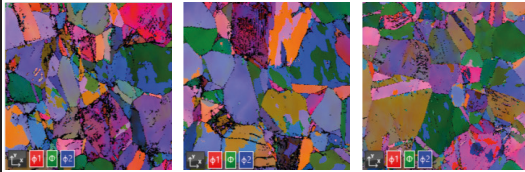




Линии макродеформации образца образца  $l_0 = 8\text{ мм}$  ( $100 \leftrightarrow 500^\circ\text{C}$  с число циклов до разрушения  $N = 6812$ ), углы разворота зерен в зонах «бочка», «шейка»

#### «бочка»

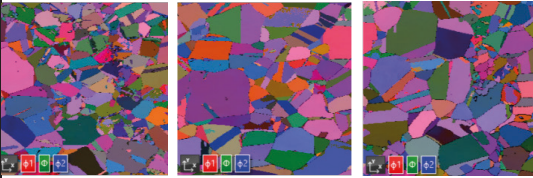
Балл зерна 12, средняя площадь зерна  $40\text{ мкм}^2$ , средний периметр  $25\text{ мкм}$  (общее количество зерен по 3-м полям зрения 1825 шт), присутствует максимальное количество зерен с периметром  $20\text{ мкм}$  — 300 шт



плоскость (001), деформация по оси Y, плоскость (111) деформация по оси Y  
Углы наклона зерен (максимальное количество) к оси X образца составляют от  $100$  до  $140$  градусов

#### «шейка»

Балл зерна 12, средняя площадь зерна  $25\text{ мкм}^2$ , средний периметр  $18\text{ мкм}$  (общее количество зерен по 3-м полям зрения 880 шт), присутствует максимальное количество зерен с периметром до  $10\text{--}15\text{ мкм}$  — 300 шт



плоскость (001), деформация по оси Y, X, Z Углы наклона зерен 116 шт (максимальное количество) к оси X образца составляют от  $140$  до  $160$  градусов и 200 шт с углами от  $10$  до  $45$  градусов

**Рисунок 5б.** Определение параметров зерна и наибольшей плотности ориентировок для образца, испытанного по режиму  $100 \leftrightarrow 500^\circ\text{C}$  с число циклов до разрушения  $N = 6812$ ,  $l_0 = 8\text{ мм}$

В структуре недеформированной части образцов границы зерен четкие, очерченные, для подавляющего большинства зерен отсутствует разворот относительно оси X образца.

В зоне «бочка» у образцов, испытанных по режиму  $100 \leftrightarrow 500^\circ\text{C}$  с долговечностью  $N = 4711$  и  $N = 6812$  циклов различается зеренное строение и их ориентация относительно оси деформации X. Углы разворота зерен относительно оси X разные: в образце с долговечностью  $N = 4711$  циклов разворот зерен от  $0$  до  $40$  градусов, в образце  $N = 6812$  циклов от  $100$  до  $140$  градусов. Относительно «недеформированной» области наблюдается удлинение зерен, размер и периметр зерен увеличива-

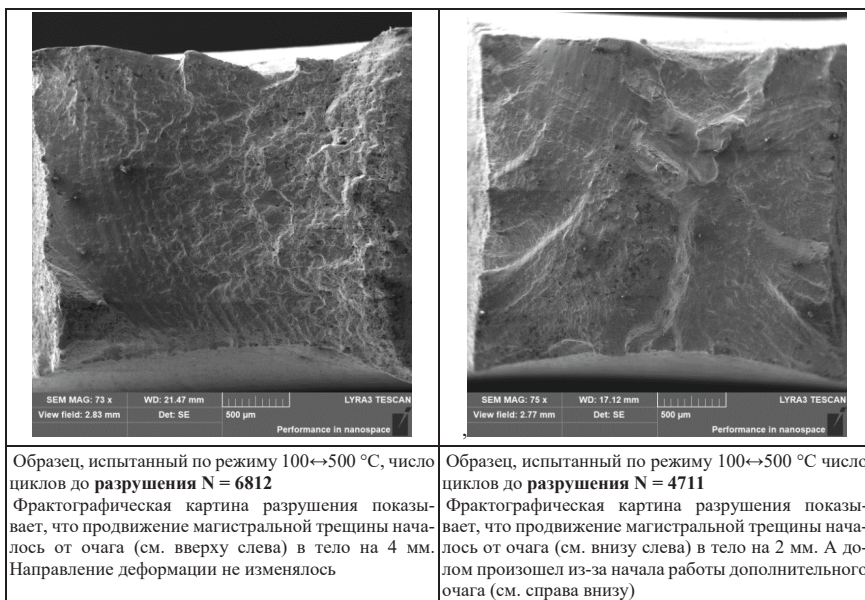


ются. В зернах идет процесс образования субграниц с признаками внутризеренной деформации. Таким, образом в «бочке» в процессе деформации идет интенсивный разворот зерен относительно оси деформации  $X$  и внутризеренное скольжение.

В зоне «шейка» для образца с  $N = 4711$  циклов характерен разворот зерен относительно оси  $X$  на угол до 135 градусов, наблюдается внутризеренное скольжение и образование субграниц. В образце  $N = 6812$  циклов развороты зерен в двух направлениях: блок зерен развернутых относительно  $X$  на углы 140–160 градусов и блок мелкозернистого строения с разворотом 10–40 градусов.

По фрактографическим признакам на изломах по месту разрушения выявлено, что у образца с  $N = 6812$  циклов раскрытие трещины идет монотонно в одном направлении. Шаг макробороздок постоянный: деформация сжатия чередуется с деформацией растяжения. Приоритетное развитие разрушения в одном направлении, по-видимому объясняет наличие в зоне «шейка» двух блоков взаиморазориентированных зерен. Согласно [3], на стадии развитой пластической деформации коллективные моды эволюции дислокационного ансамбля вызывают в кристаллах не только трансляционные сдвиги, но и пластические развороты.

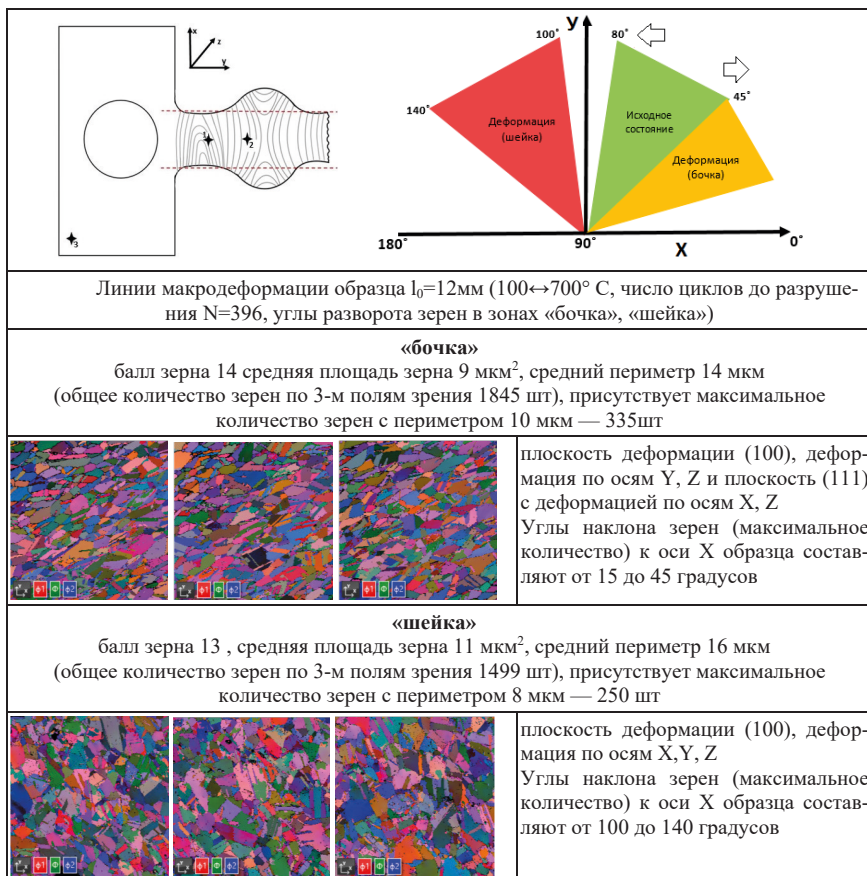
У образца с  $N = 4711$  циклов в разрушении принимают участие два очага, организуя совместный эффект развития магистральной трещины, шаг макробороздок переменный (рисунок 6), что свидетельствует о переменной работе очагов в развитии трещины.



**Рисунок 6.** Макростроение изломов образцов  $N = 4711$  циклов  $N = 6812$  циклов ( $l_0 = 8$  мм  $100 \leftrightarrow 500$  °C)

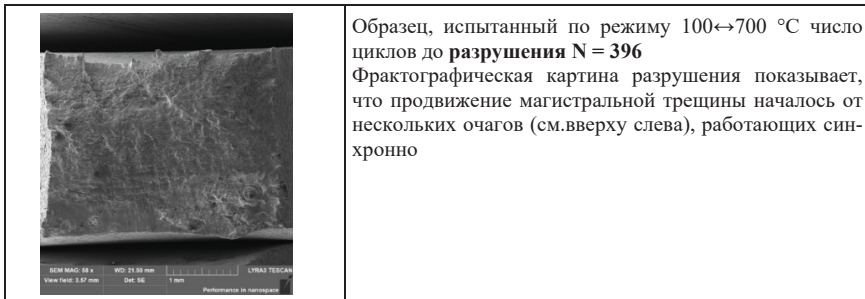
Таким образом, разрушение на длине 8 мм может быть реализовано различными способами по сечению образца с чередованием следов пластической деформации сжатия и растяжения или при конкурирующем воздействии нескольких очагов, подключенных поэтапно и работающих на увеличение скорости роста магистральной трещины.

Рассмотрим процесс развития разрушения образца Коффина с  $l_0 = 12$  мм, испытанного по режиму  $100 \leftrightarrow 700$  °С,  $N = 396$  циклов. В данном образце долговечность до разрушения снижена более, чем в 10 раз, по сравнению с рассмотренными выше образцами, испытанными по режиму  $100 \leftrightarrow 500$  °С. Углы разворота зерен в зонах «шейка» и «бочка» аналогичны образцу  $N = 4711$  циклов (рис. 7).



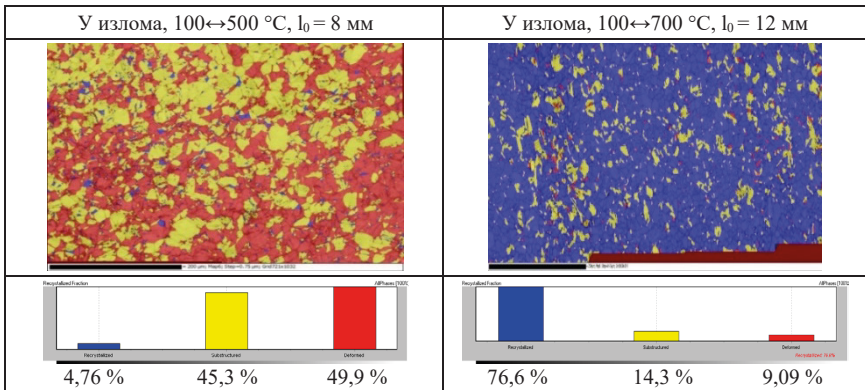
**Рисунок 7.** Определение параметров зерна и наибольшей плотности ориентировок для образца, испытанного по режиму  $100 \leftrightarrow 700$  °С, число циклов до разрушения  $N = 396$ ,  $l_0 = 12$  мм

При этом, обнаружено, что размер зерен, и периметр значительно меньше (более, чем в 3 раза), чем у образца N = 4711 циклов. Не смотря на повышение  $T_{\text{макс}}$  цикла на 200 °С, рост зерна не обнаружен. В зоне «бочка» в основном границы зерен ровные, без признаков внутризеренной деформации. В зоне «шейка» присутствуют фрагменты мелкозернистого строения, с небольшой разориентировкой относительно основных зерен от 1 до 10 градусов. По фрактографическим признакам разрушения, можно полагать, что разрушение инициировано от нескольких очагов, образовавшихся одновременно и принимающих совместное участие в развитии магистральной трещины (рис. 8).



**Рисунок 8.** Макростроение излома образца N = 396 циклов ( $l_0 = 12$  мм, 100↔700 °С)

Для уточнения схемы деформации образцов  $l_0 = 8$  и 12 мм были выполнены дополнительные панорамные снимки на участках «бочка», «шейка». Съемка проводилась при  $\times 750$  в 6-ти полях зрения с площади 1мм<sup>2</sup> в каждой исследованной области. Были заданы граничные условия для идентификации картины деформации в зернах (углы разориентировки между зернами разделялись по следующим категориям: от 0–2° Recrystallized; 2–15° Substructured; более 15° Deformed). Статистический анализ деформации зерен в зоне «бочка» и «шейка» приведен на рисунках 9–10.



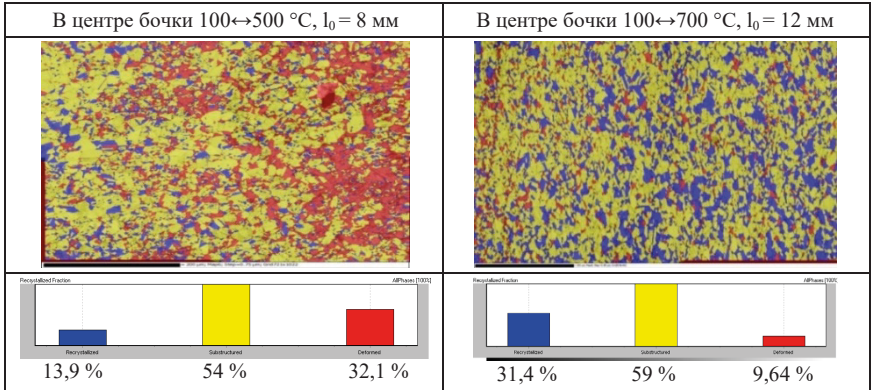


Рисунок 9. Карта деформации зерен в «бочке»

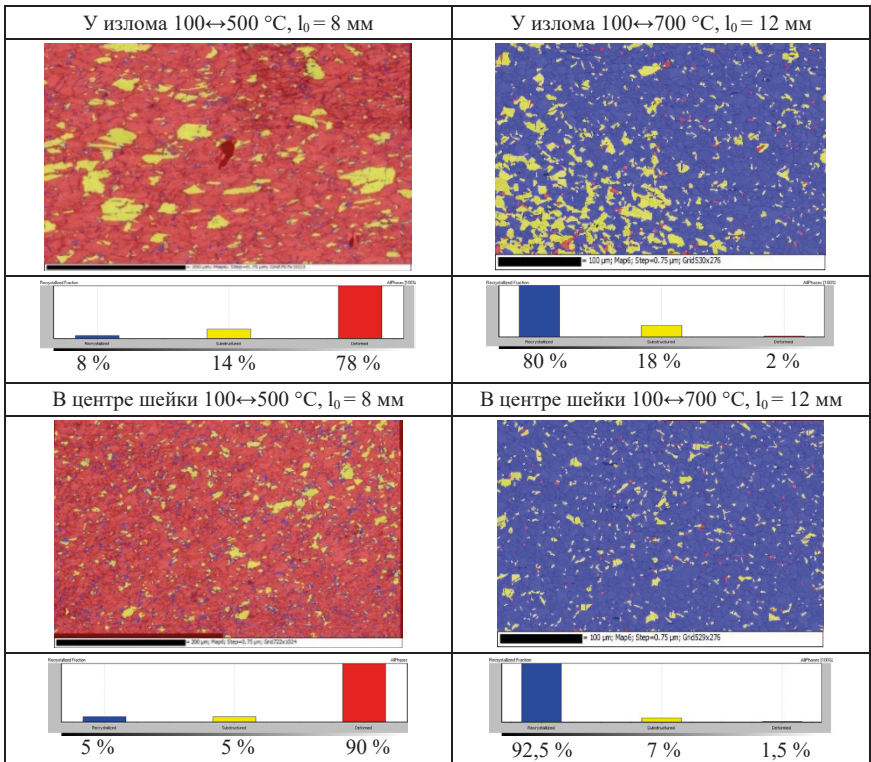


Рисунок 10. Карта деформации зерен в «шейке»

По картам деформации видно, что имеются принципиальные отличия в количестве зерен, задействованных в этапах пластической деформации в рабочей зоне. У образца, испытанного по режиму 100–500 °С в зонах «бочка» и «шейка» до 90 % зерен принимают участие в деформации: формируется субструктура и значительный объем зерен становится разориентированными относительно матрицы на угол более 15°. У образца, испытанного по режиму 100–700 °С в зонах «бочка» и «шейка» зерна сохраняют свою базовую ориентацию до 2°, однако присутствуют области со сформированной субструктурой.

### Обсуждение результатов

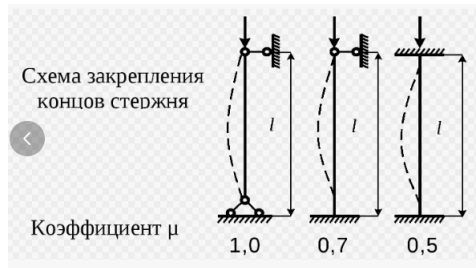
Рассмотренная картина деформации стали 12Х18Н10Т, образцов Коффина после ТЦ-испытаний свидетельствует о фрагментации процесса пластической деформации на различных участках рабочей зоны образцов «бочка», «шейка». В силу большей долговечности образцов испытанных по режиму 100–500 °С (4711–6812 циклов или ≈100 часов воздействия температуры) формируются деформированные области, участвующие в актах пластической деформации. Деформация вызывает рост размеров зерен и разворот блоков зерен относительно линии деформации. Работа пластической деформации отчетливо просматривается по виду разрушения образцов. На разрушенных образцах отчетливо виден фронт продвижения трещин и признаки усталостного нагружения.

Для образцов, испытанных по режиму 100–700 °С (396 циклов или ≈6 часов воздействия температуры) по картам деформации отмечается только разворот зерен относительно оси деформации. Зеренная структура стали имеет меньшее количество искажений. Однако в зоне «бочка», где реализуется деформации сжатия успевает произойти процесс разориентации зерен на углы от 2 до 15°. Зона «шейки» по которой происходит разрушение, практически не приобретает искажения. Верхняя температура цикла 700 °С может приводить к процессу «рекристаллизация». Но если даже этот процесс был реализован, то значит скорость рекристаллизации  $V_{рек'}$  совпадает со скоростью пластической деформации  $V_{пл\ деф}$  на основании [3] при ТЦ-испытаниях.

$$\epsilon_{рек'} = \frac{V_{рек'}}{a}$$

Очевидно, что отношение скорости пластической деформации к скорости рекристаллизации описывает возможность текстурообразования [3]. Для образца испытанных по режиму 100–700 °С это соотношение меньше 1 и следовательно значительных искажений в структуре не обнаружено. Объяснение угла разворота зерен относительно оси деформации  $X$  может быть связано с реализацией эффекта потери устойчивости стержня при сжатии согласно формулы Эйлера, где  $\mu$  — коэффициент приведения длины стержня;  $l$  — длина стержня;  $I$  — изгибающий момент (рис. 11).

$$F_{крит} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{мин}}{(\mu \cdot l)^2}$$



**Рисунок 11.** Схема закрепления стержня (рабочего участка образца)

Явление изгиба стержня продольной силой, вызывающей продольный изгиб, выполняется при условии:

- Устойчивое равновесие при  $F > F_{\text{крит}}$  — ось стержня прямолинейная;
- Неустойчивое равновесие при  $F < F_{\text{крит}}$  — ось стержня искривляется.

При превышении предела упругости, когда материал начинает деформироваться пластически в зонах перегиба стержня начинается процесс пластической деформации, который сопровождается принудительным разворотом зерен. Дальнейшее пластическое течение материала стремиться локализоваться в зонах изгиба/разворота.

### Заключение

Результаты работы свидетельствуют, что развитие разрушения и протекание актов пластической деформации при ТЦ-испытаниях имеют ряд особенностей:

- формирование субструктуры материала в «бочке» и «шейке» имеет фрагментированный характер. Длительность температурного воздействия оказывает влияние на размер деформированного зерна (площадь, периметр);
- длина рабочей зоны образцов Коффина влияет на долговечность до разрушения и не подчиняется закону  $N_{\text{разр}} = f(\epsilon_{\text{пл}})$ . Отсутствие конструктивных препятствий из-за постоянного сечения образца обеспечивает равномерный выход дислокаций на поверхность и формирует сдвиг кристаллов. Так увеличение длины рабочей зоны образца с 8 до 12 мм по расчетам приводит к снижению пластической деформации в цикле, но при этом к снижению долговечности. В связи с данным выводом величины пластической деформации в цикле должен быть скорректирован с учетом не только рабочей длины образца, но и ограничен зоной реализации процесса протекания деформации;
- по линиям макродеформации в зонах «шейка», «бочка» у образцов Коффина присутствует разворот зеренной структуры, связанный с изгибом жестко заземленного стержня длиной 8, 12 мм. Данный разворот фиксируется уже в первых циклах испытания, повернутая зеренная структура «замораживается относительно оси деформации» и последующая циклическая деформация



оказывает влияние только на параметры зерна и углы разориентировки внутри блоков и фрагментов по местам реализации пластической деформации.

- скорость структурных изменений пропорциональна скорости пластической деформации при  $T_{\text{макс}}$ , соответствующей порогу рекристаллизации.

## Литература

1. *Дегтярева С. П., Коджаспиров Г. Е., Пескишев С. А., Тихомирова Е. А.* К вопросу об особенностях развития процесса термической усталости в металлах и методах ее оценки // *Материаловедение и термическая обработка металлов.* 2024. № 3 (825). С. 3–9.
2. *Тихомирова Е. А.* Эвристический подход для оценки термоусталостной долговечности материалов — метод ТЦ-карт // *Климовские чтения — 2016.* СПб., 2016. С. 240–249.
3. *Рыбин В. В.* Большие пластические деформации. М.: *Металлургия*, 1986. 224 с.
4. *Владимиров В. И.* Физическая теория пластичности и прочности. Часть 2. Конспект лекции. Л., 1975.

*Сяожуй Май<sup>1,2</sup>, Ишань Цзян<sup>1,2</sup>, В. А. Зотов, Д. В. Евдокимов*

<sup>1</sup> Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С. П. Королева, Самара

<sup>2</sup> Северо-Западный политехнический университет, Сиань, Китай  
maixiaorui0407@gmail.com

## **РАЗРАБОТКА И ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРОГРАММЫ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА НА МАЛОРАЗМЕРНОМ СТАНКЕ**

*Аннотация.* В представленной работе продемонстрирована возможность проведения фрезерных операций по формированию профиля лопатки компрессора малоразмерного газотурбинного двигателя на малоразмерном трехкоординатном станке, оснащённом системой ЧПУ. При разработке стратегии фрезерования был применен дифференциальный подход, который заключается в делении процесса формообразования пера лопатки на множество этапов. Также приводится набор инструментов САМ программы, в которой проводилась разработка управляющей программы, примененных с целью оптимизации процесса формообразования. Применяются различные способы предотвращения разрушения или изгиба обрабатываемого пера лопатки. В статье также демонстрируются элементы управления качеством посредством использования результатов проведенного полного факторного эксперимента по определению шероховатости поверхности.

В последние годы малоразмерные газотурбинные двигатели (ГТД) нашли широкое применение благодаря своим особенностям, таким как небольшой объем и малый вес в сравнении с полноразмерными экземплярами. Однако их принцип работы и мощность позволяет использовать их в маломощных силовых установках различного назначения, а также в беспилотных летательных аппаратах. Производство малоразмерных ГТД сопряжено с аналогичными проблемами, возникающими и при производстве полноразмерных ГТД [1, 2]. Как известно, каждая изготовленная на производстве деталь может быть оценена с позиции качества её поверхностного слоя, куда входят геометрические параметры, такие как шероховатость поверхности, отклонения формы детали от номинальной и волнистость, а также физическое состояние материала поверхностного слоя и его напряжённость [3, 4]. К последнему стоит относить глубину и степень поверхностного наклёпа, величину, глубину и характер распределения остаточных напряжений, хемосорбцию, образование вторичных структур, диффузию из смазочной среды.

Соблюдение наилучших значений параметров качества поверхностного слоя изделий в процессе реализации технологического процесса трудная задача, усложняющаяся ввиду наличия в составе ГТД, в том числе и малоразмерного, большого количества ответственных деталей, имеющих сложный профиль, малую жёсткость и изготавливаемых из труднообрабатываемых сплавов [5, 6]. Типичным примером подобных изделий могут служить ажурные элементы корпуса двигателя или лопатки.



При этом стоит отметить, что возрастающая удельная нагрузка на узлы двигателя, что является закономерной тенденцией развития машиностроения, как правило ведёт к дальнейшему усложнению конструктором форм деталей, что связано со стремлением повысить их технологичность и эксплуатационные характеристики.

Исходя из этого, востребованными на производстве являются новые технологические решения и методы формообразования, совместно с разработкой новых подходов к их оптимизации, а также методики, которые позволяют определять на этапах проектирования детали величины параметров, с помощью которых возможно оценивать её ресурс и вводить корректировку в конструкцию изделия и технологический процесс его производства в соответствии с теми прогнозируемыми значениями параметров качества поверхностного слоя, которые они с определённой степенью точности предоставляют.

В зависимости от целей и задач применения малоразмерных ГТД, может быть организовано крупносерийное производство таких двигателей, отличительная особенность которых будет заключаться в виде сниженного эксплуатационного ресурса. В контексте подобного производства или производства, где для изготовления деталей малоразмерного ГТД недоступно станочное оборудование наиболее дорогого сегмента, например, на производстве не имеются пятикоординатные фрезерные станки для изготовления лопаток или же данные станки заняты реализацией техпроцессов по изготовлению деталей иных изделий, например, лопаток полноразмерных ГТД, возможно, будет являться целесообразным использование станков нижнего ценового сегмента. Сюда можно отнести малоразмерные станки, оснащенные системами ЧПУ. Основная сложность их использования в производстве, особенно при формообразовании ажурных изделий, заключается в наличии у станков таких недостатков, как невысокая точность исполнения размеров и упрощённая кинематика органов станка. Таким образом, может возникнуть производственная ситуация, когда, например, лопатки малоразмерного ГТД будет целесообразным изготавливать не на пятикоординатном фрезерном станке, где это было бы наиболее технологически эффективно, а на трехкоординатном малоразмерном фрезерном станке.

Однако, несмотря на то что требования к качеству деталей малоразмерного ГТД может быть снижено в соответствии с указанными целями и задачами готового продукта, актуальность применения методик, алгоритмы которых позволяют оценивать функциональные параметры резания, проводить оптимизацию параметров и условий процесса резания, определять параметры качества и ресурс будущего изделия сохраняется в полной мере. Это объяснимо даже с позиции применяемого обрабатывающего инструмента, для которого необходимо объективно подбирать оптимальные геометрические параметры, режимы обработки и условия, которые, в свою очередь, позволят добиться максимальной стойкости, что не может не сказаться на экономической составляющей производства. Также, при планировании производства также важно учитывать машинное время, необходимое при реализации технологического процесса, а в свою очередь именно оно находится в прямой зависимости от выбран-

ных режимов обработки. Данные режимы следует подбирать исходя из требуемого качества поверхностного слоя изделия, при оценке влияния технологических операций на его ресурс. А это, в свою очередь, также возможно только при использовании указанных ранее методик и базы знания о процессах механической обработки.

В данной работе оценивалась возможность фрезерования компрессорной лопатки малоразмерного ГТД на малоразмерном трехкоординатном станке. Вместе с этим, также важно при организации наладочных работ и разработке управляющей программы использовать элементы управления качеством [7, 8].

Для разработки управляющей программы фрезерования лопатки изначально был взят твёрдый брусок полистирола, закрепляемый на столе станка при помощи тисков. В качестве обрабатывающего инструмента были выбраны две концевые фрезы, двух различных диаметров  $d = 5$  мм и  $d = 12$  мм. Обработка проводилась торцом, при этом для отработки управляющей программы использовались фрезы, не имеющие радиус скругления при торце. Исследования проводились на станке Optimum BF 20 Vario, оснащённом системой ЧПУ CNC 57R, функционирующей при помощи программного обеспечения Purotix. С общим видом станка возможно ознакомиться из рис. 1.



**Рисунок 1.** Общи вид станка Optimum BF 20 Vario, оснащенного системой ЧПУ CNC 57R

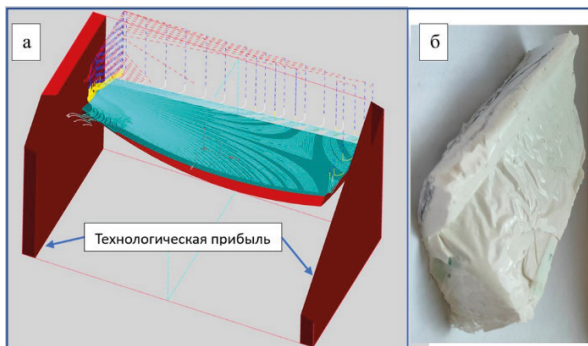
Именно использование данного пластика позволило произвести отработку и оптимизацию управляющей программы в рамках подготовки к обработке лопатки из металлических сплавов, из которых должны выполняться лопатки целевого малоразмерного ГТД. Прежде чем производить наладочные работы и разработку управляющей программы был проведен полный факторный эксперимент, который позволил вывести зависимости между шероховатостью пластика и режимами фрезерования. Как уже было приведено ранее, существует множество параметров, характеризующих качество поверхностного слоя изделий. Для каждого параметра возможно при помощи данной методики проведения эксперимента получить степенные зависимости, которые в дальнейшем будут позволять оптимизировать режимы обработки.

Таким образом, в данном исследовании приводится разработка управляющей программы фрезерования лопатки, где режимы резания были оптимизированы по параметру шероховатости поверхностного слоя, а это, в свою очередь, показывает, что при данной постановке технологического процесса, полученные зависимости могут составить математическую модель любой сложности, учитывающей любое количество параметров качества поверхностного слоя и факторов, влияющих на них. Диапазоны варьирования режимов фрезерования, использованные при проведении натурального полного факторного эксперимента, соответствуют 31,4...94,2 м/мин для скорости резания  $v$ , 0,02...0,05 мм/зуб для подачи на зуб  $S_z$  и 1...2 мм для ширины фрезерования  $B$ .

При проведении натурального полного факторного эксперимента был использован профилометр БВ-7669, с помощью которого определялись значения: среднееарифметическое отклонение микронеровностей  $R_a$ , высота микронеровностей по 10 точкам  $R_z$ , средний шаг микронеровности  $S_m$ . По результату обработки полученных в ходе эксперимента данных были получены следующие зависимости:

$$R_z = 21,528 \frac{v^{0,179} S_z^{0,139}}{B^{0,422}}, \quad R_a = 3,611 \frac{v^{0,158} S_z^{0,121}}{B^{0,314}}, \quad S_m = 215,231 \frac{v^{0,182} S_z^{0,195}}{B^{0,414}}.$$

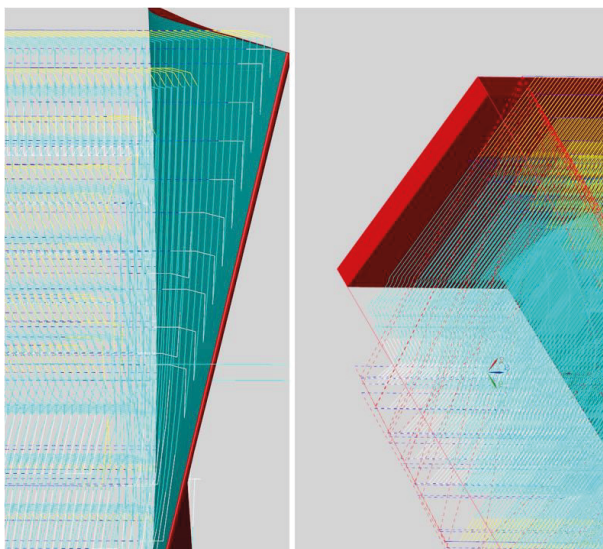
Разработка управляющей программы фрезерования лопатки проводилось в программе Siemens NX UG 12.0, далее возможно ознакомиться с основными моментами, использованными на этапах разработки и отработки управляющей программы фрезерования. Для обработки лопатки в тисках, была создана технологическая прибыль для базирования, которая показана на рис. 2а, там же демонстрируется и подкладной материал (рис. 2б), выполненный из формовочного силикона Super Mold M40, обладающего относительно малой усадкой и предотвращающего излом наиболее утоненных зон лопатки в процессе фрезерования.



**Рисунок 2.** Изображение этапа разработки управляющей программы, с отображением траекторий движения фрезы и технологической прибыли (а) и изображение подкладного материала (б)

По завершению обработки корытца лопатки компрессора, лопатка переворачивалась в тисках, базируясь по плоскостям технологической прибыли, при этом под лопатку устанавливался подкладной материал.

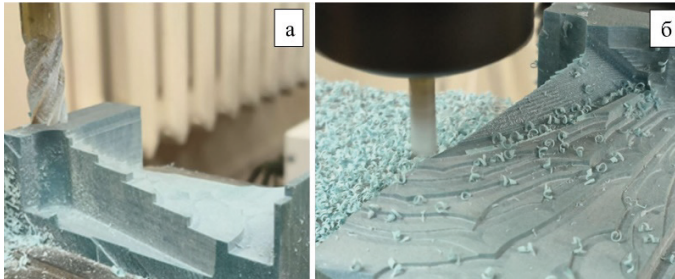
При помощи полученных зависимостей определения параметров шероховатости в зависимости от режима обработки, подбирались такие режимы фрезерования на финишных операциях, которые позволяли добиться минимальной шероховатости поверхностного слоя, а также была применена стратегия постепенного уменьшения припуска, которая позволила добиться снижения напряженности заготовки. Высокий уровень усилий в зоне резания приводит к излому пластиковой лопатки, а также снижает точность получаемой геометрии. Примеры детальной проработки траекторий движения инструмента по зонам лопатки возможно увидеть на рис. 3.



**Рисунок 3.** Укрупненный вид на зоны лопатки совместно с траекториями движения обрабатывающих фрез

Также, в программе Siemens NX UG 12.0 была использована функция «резание между уровнями», что позволило добиться плавности перехода инструмента между каждым обрабатываемым слоем.

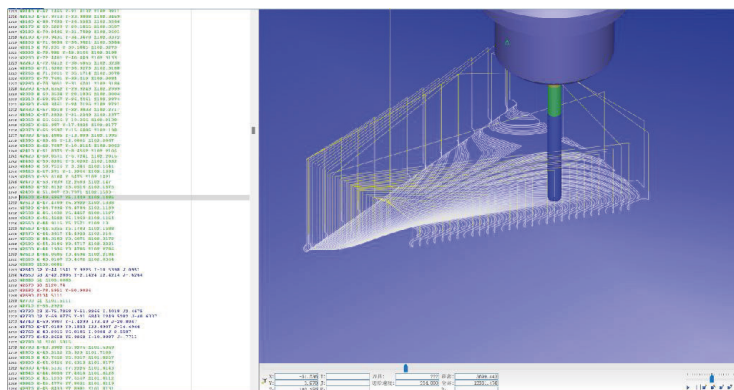
Связи с тем, что обработка производилась торцом фрезы, то поверхность лопатки приобретала дискретность, то есть состояла из набора «ступенек», а функция «резание между уровнями» позволяла на финишных проходах фрезы обеспечивать плавность перехода от «ступеньки» к «ступеньке». С видом дискретной поверхности обрабатываемой лопатки на различных этапах фрезерования возможно ознакомиться из рис. 4 [9].



**Рисунок 4.** Вид на обработанную поверхность лопатки фрезой с  $d = 12$  мм (а) и вид на обрабатываемую поверхность лопатки, где в верхней части рисунка зона лопатки, где фреза с  $d = 5$  мм уже успела пройти, а ниже остается зона, образованная по результату финального этапа прохода фрезой с  $d = 12$  мм

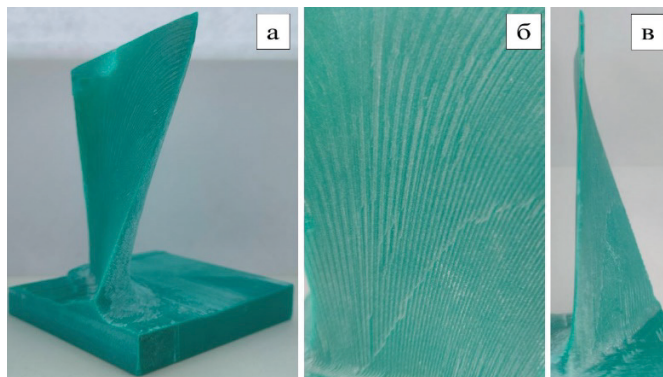
При этом упомянутая ранее стратегия постепенного уменьшения припуска отражается в виде постепенно уменьшающихся ступенек на поверхности лопатки. Также была использована и другая функция программы Siemens NX UG 12.0, а именно туда и обратно, что позволило снизить число холостых ходов и сократить машинное время. В процессе отработки управляющей программы была обеспечена статичность системы координат зоны обработки и точки привязки при смене инструмента.

Разработка управляющей программы проводилась таким образом, чтобы были обеспечены технологические запусы как с позиции режимов обработки, так и с позиции снимаемого материала заготовки. При этом проверка корректности всех составленных траекторий инструмента с учетом всех ранее описанных особенностей проводилась в программе CIMCO Edit 8, где предоставляется возможность симуляции обработки согласно написанной управляющей программе. Этап оценки траекторий движения инструмента в программе CIMCO Edit 8 продемонстрирован на рисунке 5.



**Рисунок 5.** Этап оценки корректности разработанной управляющей программы при помощи CIMCO Edit

Финальный вид лопатки компрессора, формообразованной по итогу фрезерной обработки возможно увидеть на рис. 6.



**Рисунок 6.** Финальный вид лопатки компрессора (а), укрупненный вид поверхностного слоя лопатки, с текстурой от проходов фрезой (б) и вид на наиболее утоненную выходную кромку лопатки (в)

### Заключение

В ходе представленной работы была продемонстрирована возможность проведения фрезерных операций на малоразмерном трехкоординатном станке по формированию профиля лопатки компрессора малоразмерного ГТД. В процессе отработки управляющей программы были задействованы алгоритмы управления параметрами качества поверхностного слоя. А именно были использованы результаты проведенного полного факторного эксперимента в виде зависимостей, позволяющих определять параметры шероховатости ( $R_a$ ,  $R_z$ ,  $S_m$ ) для различных значений параметров режима фрезерования.

### Литература

1. *Акимов В. М.* Основы надежности газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 207 с.
2. *Кузменко М. Л., Чигрин В. С., Белова С. Е.* Статическая прочность рабочих лопаток и дисков компрессоров и турбин ГТД. Рыбинск: РГАТА, 2005. 74 с.
3. *Скуратов Д. Л., Трусов В. Н.* Обработка конструкционных материалов. Процессы резания и режущие инструменты. Ч. 1. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т), 2012. 196 с.
4. *Ярославцев В. М.* Новые технологии повышения качества поверхностного слоя при резании волокнистых полимерных композиционных материалов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 6. С. 79–88. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-6-79-88
5. *Рыжов Э. В., Аверченков В. И.* Оптимизация технологических процессов механической обработки. Киев: Наукова думка, 1989. 192 с.

6. *Лицов А. Е.* Разработка расчетного метода определения технологических условий концевого фрезерования маложёстких сложнопрофильных деталей с учетом их деформаций: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. Рыбинск, 2005. 17 с.
7. *Евдокимов Д. В., Алексенцев А. А., Ахтамьянов Р. М.* Разработка комплексной методики оценки отклонений формы изделия и его ресурса в зависимости от технологических остаточных напряжений // Вестник МАИ. 2024. Т.31, № 2. С. 164–173.
8. *Shvetsov A. N., Skuratov D. L.* Influence of Diamond Smoothing on the Surface Layer of a 30XГСН2А-ВД High-Strength Steel Workpiece // Russian Engineering Research. 2020. Vol. 40. Issue 8. P. 658–662.
9. *Чашиников Н. В.* Дискретные поверхности Кунса сферического типа // Материалы Семинара по дискретному гармоническому анализу и геометрическому моделированию. 2010. С. 1–9.



*А. С. Шпагин, М. М. Карашаев, Д. В. Капитаненко, М. С. Яшин*

ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов»  
Национального исследовательского центра «Курчатовский институт», Москва  
admin@viam.ru

## **СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗАГОТОВОК ДИСКОВ ИЗ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ГТД И ГТУ МЕТОДОМ ГОРЯЧЕЙ ОБЪЁМНОЙ ШТАМПОВКИ В УСЛОВИЯХ НИЦ «КУРЧАТОВСКИЙ ИНСТИТУТ» — ВИАМ**

*Аннотация.* В работе описан комплексный подход к разработке технологий по изготовлению штамповок дисков малогабаритных ГТД и ГТУ из жаропрочных никелевых сплавов в условиях НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ. Он представляет из себя совокупность методов, позволяющих получать на выходе качественные деформированные заготовки с требуемым комплексом механических характеристик и жаропрочности. Основными из них являются дифференциально-термический анализ (ДТА) сплава для определения температур фазовых переходов, компьютерное моделирование процессов деформации заготовки и разработка режимов термической обработки деформированных полуфабрикатов с помощью метода пробных закалок для получения микроструктуры, обеспечивающей необходимый уровень механических свойств детали.

*Ключевые слова:* жаропрочные никелевые сплавы, изотермическая деформация, термическая обработка, штамповка, компьютерное моделирование, технологическая пластичность.

### **Введение**

Обработка давлением на сегодняшний день остается основным способом изготовления различных деталей машин из металлов и их сплавов. Внедрение новых технологий, таких как аддитивное производство, порошковая и гранульная металлургия, не позволяют в должной мере заменить проверенные временем методы получения металлических полуфабрикатов по многим причинам. Основными из них являются дороговизна оборудования, повышенные энергозатраты и трудоемкость, что в конечном итоге приводит к нерентабельности производства. К тому же, при изготовлении деталей из компактированных заготовок, полученных методом ГИП из порошков или гранул, зачастую требуется дополнительная обработка давлением для получения требуемого комплекса механических характеристик.

В связи с вышесказанным, разработка новых технологий обработки металлов давлением остается актуальной задачей, требующей комплексного подхода и современных решений.

Одним из приоритетных направлений в машиностроении различных отраслей является изготовление газотурбинных двигателей и силовых установок. Высокие



температуры, которые образуются в турбине, требуют применения жаропрочных никелевых сплавов для изготовления дисков турбин. Такие сплавы отличаются низкой технологической пластичностью и узким температурным интервалом деформации [1], что затрудняет процесс изготовления из них деформированных полуфабрикатов.

В данной работе описана последовательность разработки технологий деформации жаропрочных никелевых сплавов в условиях НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, начиная с выбора исходного материала и заканчивая разработкой режимов термической обработки деформированных заготовок для получения требуемого уровня механических характеристик. Изготовление штамповок дисков проводится на уникальном участке изотермической деформации на воздухе, позволяющим проводить деформацию заготовок при температуре близкой к температуре нагрева заготовки [2, 3].

## Основная часть

### 1. Выбор исходного материала.

В качестве исходного материала для изготовления дисков ГТД и ГТУ могут быть использованы литые заготовки производства НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, или предварительно деформированные прутки сечением от 80 мм.

При использовании литой заготовки отрабатываются режимы выплавки слитков (ВИП+ВДП), обеспечивающие получение качественного плотного слитка с минимальным количеством металлургических дефектов. Полученные слитки подвергают гомогенизационному отжигу для устранения последствий дендритной ликвации.

Выбор режимов отжига проводится по результатам дифференциально-термического анализа материала (ДТА), в результате которого строится кривая ДТА (рис. 1) и определяются температуры фазовых переходов сплава. Полученные данные используются при выборе режимов гомогенизационного отжига слитков, а также термической обработки деформированных штамповок дисков.

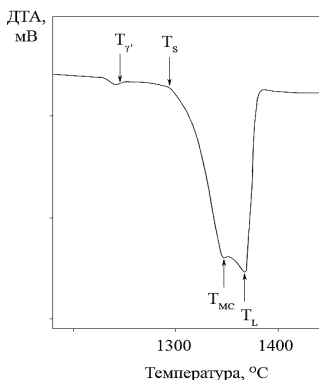


Рисунок 1. кривая ДТА

Определяемые параметры:

- температура полного растворения  $\gamma'$ -фазы  $T_{\gamma'}$ ;
- температура солидуса  $T_S$ ;
- температура окончания плавления карбидов  $T_{MC}$ ;
- температура ликвидуса  $T_L$ .

## 2. Исследование технологической пластичности. Разработка технологии деформации с использованием метода компьютерного моделирования.

Для определения технологической пластичности материала проводятся испытания на сжатие цилиндрических образцов при различных температурах и степенях деформации. По полученным результатам строятся кривые зависимости технологической пластичности от температуры (рис. 2).

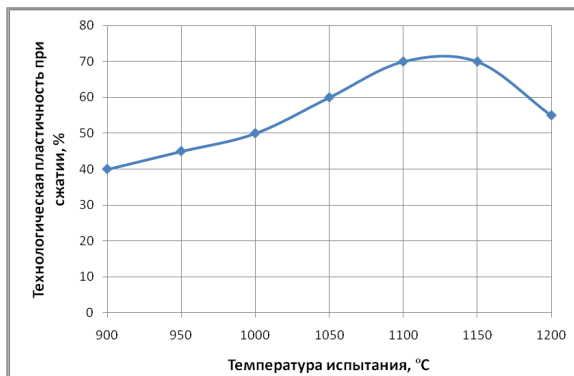


Рисунок 2. Кривая зависимости технологической пластичности от температуры

Данные о технологической пластичности используются для определения необходимого количества переходов под штамповку при разработке технологии деформации сплава с помощью метода компьютерного моделирования [4]. При использовании в качестве исходного материала литого слитка также проводится моделирование предварительной деформации, которая осуществляется с целью “разбить” исходную литую структуру металла. В совокупности с промежуточным отжигом деформированной заготовки это позволяет повысить пластичность металла перед операцией штамповки.

Компьютерное моделирование процесса штамповки проводится в специализированном программном комплексе. По результатам моделирования (рис. 3) проводится всесторонний анализ с использованием возможностей программы QForm [5], которые позволяют:

- оценить заполняемость гравюры штампа;
- провести анализ различных полей в теле заготовки (пластическая деформация, температура, напряжения, скорость и др.);

- провести расчет энергосиловых параметров оборудования;
- провести расчет долговечности штампового инструмента;
- спрогнозировать возможные поверхностные дефекты;
- провести расчет возникающих напряжений инструмента и многое другое.

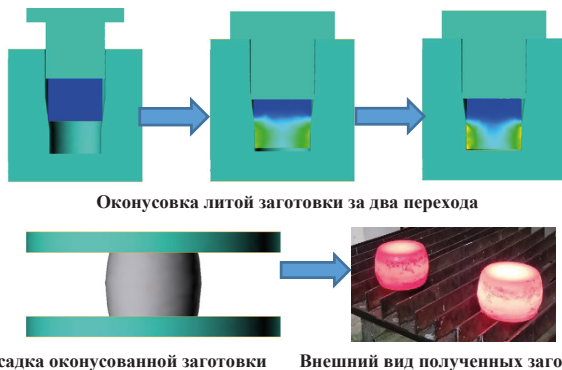


**Рисунок 3.** Результаты компьютерного моделирования

Проведенный анализ дает возможность отработать технологию изготовления деформированных полуфабрикатов на компьютере, не прибегая к многочисленным прямым экспериментам, что позволяет избежать дополнительных затрат при проектировании штамповой оснастки и геометрии исходной и промежуточных заготовок.

### 3. Проведение предварительной и окончательной деформации методом изотермической штамповки на воздухе.

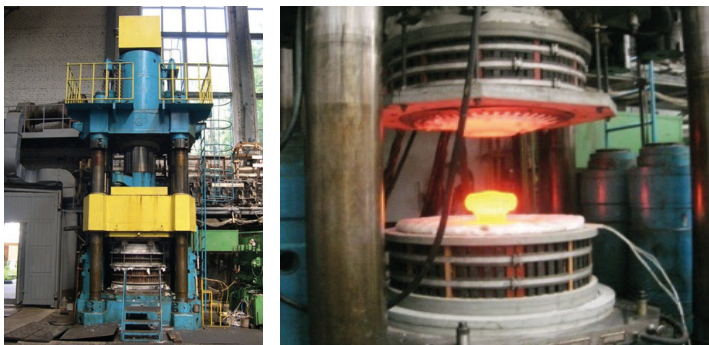
При использовании литого слитка в качестве исходного материала проводится предварительная деформация в закрытом/конусном контейнере, и/или всесторонняя ковка заготовки за один или несколько переходов. На примере жаропрочного никелевого сплава типа ВЖ179 показана последовательность действий при изготовлении предварительно деформированной заготовки из слитка собственного производства НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ (рис. 4).



**Рисунок 4.** Изготовление предварительно деформированной заготовки из слитка жаропрочного никелевого сплава типа ВЖ179

Полученные заготовки подвергаются отжигу для снятия возникших в процессе деформации напряжений и далее штампуются на участке изотермической деформации на воздухе, оснащённом гидравлическими прессами усилием 630 или 1600 тс (рис. 5). При использовании в качестве исходной заготовки прессованных или кованых прутков, изготовленных на крупных металлургических предприятиях, предварительная деформация в большинстве случаев не требуется.

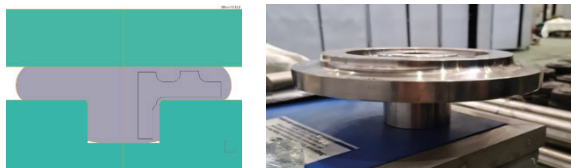
На рисунке 6 показаны примеры изготовления штамповок дисков из сплава ЭП718-ВД для сварных заготовок валов ротора турбокомпрессора, поставляемых в АО «Пензадизельмаш» из прессованного прутка производства АО «Металлургический завод «Электросталь», а также штамповок из сплава ЭИ698-ВД для дисков турбин двигателя ВК-2500, поставляемых совместно с ЗАО «СМЗ» в АО «ОДК-Климов», изготовленных из кованого прутка производства АО «Русполимет».



**Рисунок 5.** Участок изотермической деформации на воздухе, оснащённый гидравлическими прессами усилием 630 или 1600 тс



**Штамповки дисков из сплава ЭП718**



**Штамповки дисков из сплава ЭИ698**

**Рисунок 6.** Примеры изготавливаемых в условиях НИЦ «Курчатowski институт» — ВИАМ штамповок дисков

#### 4. Разработка режимов термической обработки.

Как известно, термическая обработка деформируемых жаропрочных никелевых сплавов заключается в проведении закалки и старения в одну или несколько стадий. Такой подход при правильном выборе температур нагрева обеспечивает получение однородной микроструктуры с оптимальными размером зерна и количеством упрочняющей  $\gamma'$ -фазы [6].

Для подбора режимов окончательной термической обработки штамповок проводятся исследования изменения структуры металла в зависимости от температуры нагрева методом пробных закалок. Вырезанные из различных зон штамповки образцы подвергают закалке при различных температурах с шагом 5–10 °С и исследуют размер полученных зерен и характер распределения упрочняющей  $\gamma'$ -фазы. На рисунке 7 на примере сплава типа ВЖ179 представлена структура штамповки, полученной из слитка собственного производства НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ, при различных температурах закалки.

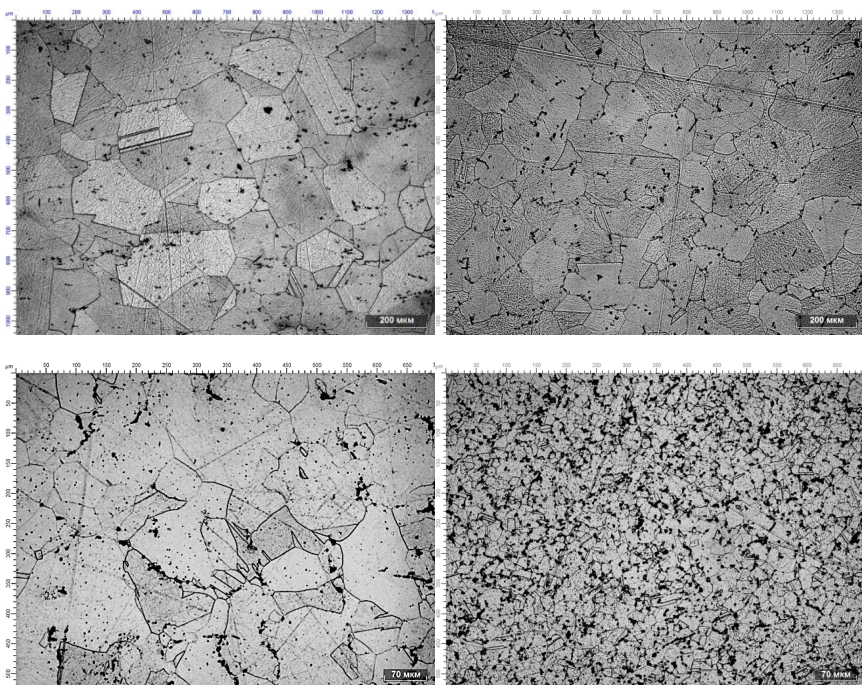


Рисунок 7. Структура штамповки из сплава типа ВЖ179 при различных температурах закалки

После выбора режима закалки проводится подбор режимов старения, которые обеспечивают выделение и равномерное распределение упрочняющей  $\gamma'$ -фазы. Такой подход позволяет варьировать итоговую структуру металла для получения требуемого комплекса механических свойств и жаропрочности готового изделия.

### Заключение

В работе рассмотрены основные методы, применяемые в условиях НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ для разработки технологий изготовления штамповок дисков ГТД и ГТУ из жаропрочных никелевых сплавов.

Метод дифференциально-термического анализа позволяет определить температуры фазовых переходов сплава для дальнейшей разработки режимов термической обработки.

Определение технологической пластичности методом осадки цилиндрических образцов позволяет определить допустимые степени деформации сплава для расчета необходимого количества переходов деформации.

Компьютерное моделирование процессов предварительной и окончательной деформации дает возможность провести оценку и доработку процесса штамповки, не прибегая к многочисленным прямым экспериментам.

Разработка режимов термической обработки с использованием метода пробных закалок позволяет получить на выходе изделие с однородной структурой и требуемым размером зерна, необходимым для достижения оптимальных значений механических свойств и жаропрочности.

### Литература

1. Ломберг Б. С., Овсепян С. В., Бахрадзе М. М., Мазалов И. С. Высокожаропрочные деформируемые никелевые сплавы для перспективных газотурбинных двигателей и газотурбинных установок // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер.: «Машиностроение». 2011. № S2. С. 98–103.
2. Каблов Е. Н., Оспенникова О. Г., Ломберг Б. С. Комплексная инновационная технология изотермической штамповки на воздухе в режиме сверхпластичности дисков из супержаропрочных сплавов // Авиационные материалы и технологии. 2012. № S. С. 129–141.
3. Пономаренко Д. А., Моисеев Н. В., Скугорев А. В. Эффективная технология изготовления дисков ГТД из жаропрочных никелевых сплавов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2013. № 10. С. 13–17.
4. Карашаев М. М., Капитаненко Д. В., Шагин А. С., Дворецков Р. М., Елотин Е. С. Металловедческие аспекты производства заготовок дисков из никелевого жаропрочного сплава, полученных методом горячей объемной штамповки // Заготовительные производства в машиностроении. 2023. Т. 21, № 11. С. 495–503.
5. Шагин А. С., Кучеряев В. В., Бубнов М. В. Компьютерное моделирование процессов термомеханической обработки жаропрочных никелевых сплавов ВЖ175 и ЭП742 // Труды ВИАМ. 2019. № 8 (80). Ст. 04. URL: <http://www.viam-works.ru> (дата обращения: 12.12.2023). DOI: 10.18577/2307-6046-2019-0-8-27-35.

6. *Овсеян С. В., Ломберг Б. С., Бакрадзе М. М., Летников М. Н.* Термическая обработка деформируемых жаропрочных никелевых сплавов для дисков ГТД // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер.: «Машиностроение». 2011. С. 122–130.



Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Системы автоматического управления





*Г. С. Васильев, О. А. Шлейх, Г. А. Гаврилов,  
А. И. Сучков, Д. Ю. Сахаров*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
pba\_sau@klimov.ru

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГТД ДЛЯ РАЗРАБОТКИ АЛГОРИТМОВ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ**

*Аннотация.* Приведено описание комплексной математической модели силовой установки с турбовальным ГТД, полностью реализованной на языке C++. Центральной частью модели является эффективная и технологичная термогазодинамическая 0-D модель двигателя. В рамках модели последовательно разрабатывается алгоритм управления расходом топлива на языке C для электронного регулятора. Создан графический интерфейс, позволяющий моделировать процесс управления с выводом графиков параметров работы двигателя в реальном времени.

### **Введение**

Применение математических моделей является неотъемлемой частью разработки САУ, в том числе и САУ ГТД. При этом практические подходы к созданию и использованию математических моделей могут существенно различаться в зависимости от имеющихся ресурсов и множества разнообразных факторов.

В работе дано описание подхода к созданию и использованию модели силовой установки (СУ) с турбовальным ГТД, применяемой, в первую очередь, для обеспечения разработки электронных алгоритмов управления ГТД, а также для решения широкого круга прикладных задач.

### **Термогазодинамическая 0-D модель двигателя**

Центральной и наиболее сложной частью модели силовой установки является эффективная и технологичная термогазодинамическая поузловая 0-D модель двигателя, позволяющая проводить динамические и статические расчёты, а также получать данные для линейных моделей двигателя.

В терминологии C++, модель двигателя представляет собой единый объект класса «двигатель», обладающего набором функций-членов, позволяющих производить необходимые вычисления (расчёт газодинамического состояния, статических режимов, получение коэффициентов линейной модели), а также вспомогательных функций-членов различного назначения. Подробное описание принципов построения модели двигателя дано в [1].

## Модель силовой установки

На данном этапе модель СУ объединяет в себе модель одного двигателя, модель насоса-регулятора (НР) и модель блока автоматического регулирования и контроля (БАРК), что соответствует установке для стендовых испытаний. Модель СУ также представляет собой единый объект класса «СУ», имеющего три главные функции-члена: функцию расчёта выключенного состояния СУ, функцию расчёта установившегося режима работы СУ, функцию расчёта динамики работы СУ.

Модель НР математически относительно проста и описывается следующими линейными уравнениями:

$$\dot{Y} + a \cdot Y = b \cdot I, \quad (1)$$

$$T_{\text{КПП}} \dot{G}_T + G_T = G_{T \text{ стат}}(Y), \quad (2)$$

где  $Y$  — координата положения дозирующего крана (ДК);  $I$  — ток управления на исполнительный механизм управления положением ДК (формируемый в БАРК);  $a$ ,  $b$  — постоянные коэффициенты, характеризующие динамику движения ДК;  $G_T$  — фактический расход топлива;  $G_{T \text{ стат}}(Y)$  — статическая зависимость расхода топлива от положения ДК;  $T_{\text{КПП}}$  — постоянная времени клапана постоянного перепада (КПП), обуславливающая задержку дозируемого расхода топлива  $G_T$  относительно  $G_{T \text{ стат}}(Y)$ . С точки зрения программной реализации модель НР представляет собой единый объект класса «НР», имеющего функцию-член расчёта динамики работы ДК.

Модель БАРК также представляет собой единый объект класса «БАРК», имеющего функцию-член расчёта шага работы БАРК. При этом данная C++ функция-член является «прокладкой» для функции управления расходом топлива на чистом C, используемой для программирования реального БАРК. Таким образом, совместимость C и C++ даёт возможность запуска математической модели СУ и реального кода управления в единой интегрированной среде разработки (IDE), а значит, и возможность использования её средств отладки и других полезных и удобных функций.

## Электронный алгоритм управления двигателем

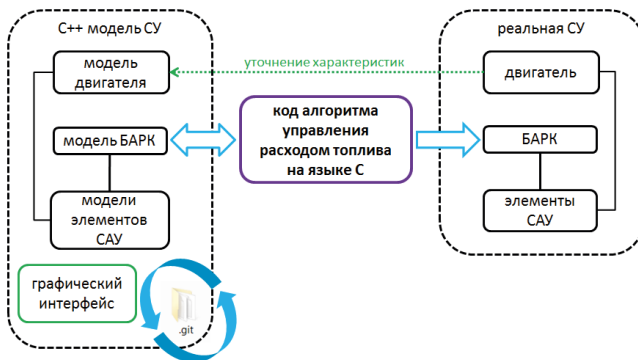
БАРК является сложной электронной системой с обширной периферией, поэтому программное обеспечение (ПО) БАРК должно выполнять множество низкоуровневых функций, связанных с межмодульным взаимодействием, с приёмом, обработкой и диагностикой входных электрических сигналов и формированием выходных. Также в ПО БАРК можно выделить высокоуровневую часть, отвечающую за взаимодействие с информационно-диагностическим комплексом (ИДК) и настройку параметров БАРК. При этом с точки зрения регулирования режима работы двигателя эти части ПО являются вспомогательными. Основной же интерес представляет часть ПО, использующая сформированные низкоуровневой частью значения параметров (частоты вращения роторов, давление и температура на входе в двигатель, угол установки РУД и т. д.) для управления расходом топлива в камеру сгорания за счёт формирования величины тока управления дозирующим краном в НР.

Поэтому принята следующая концепция разработки ПО БАРК: код управления расходом топлива на С разрабатывается внутри модели СУ, при этом за счёт выбора интерфейса функций и параметров кода для его включения в остальной код БАРК не требуется вносить в него какие-либо изменения (рис. 1). Такой подход:

- автоматически обеспечивает одинаковость алгоритма управления реальным двигателем и его математической моделью;
- позволяет производить тестирование и отладку кода управления в единой среде с физической моделью силовой установки;
- исключает необходимость встраивания в модель низкоуровневой и «сервисной» частей ПО (существующий опыт говорит о том, что это весьма трудоёмкий процесс, обладающий большим потенциалом для возникновения трудноуловимых ошибок);
- значительно повышает безопасность и технологичность разработки в целом.

Надо отметить, что структурно алгоритм состоит из двух связанных частей:

- алгоритм вычисления требуемого расхода топлива в зависимости от внешних условий и управляющих сигналов;
- алгоритм управления положением ДК, обеспечивающий установку ДК в положение, соответствующее требуемому расходу, формируя величину требуемого тока управления.



**Рисунок 1.** Структура связи математической модели силовой установки и реальной силовой установки

Представляется возможным применение более сложного подхода с подключением реального БАРК к математической модели СУ. Однако, его реализация требует создания сложного материально-программного интерфейса обмена информацией «модель — БАРК», серьёзного усложнения модели и в целом, очевидно, требует привлечения больших ресурсов и заключает в себе множество «подводных камней». Для целей же разработки алгоритма управления топливом данный подход представляется избыточным и малоэффективным. Его применение, возможно, было бы оправдано для серийных двигателей в диагностических и иных целях.

## По вопросу синтеза регулятора частоты вращения свободной турбины

Кажется уместным привести здесь некоторые теоретические выкладки, касающиеся концепции синтеза регулятора параметра двигателя на примере регулятора частоты вращения свободной турбины (СТ).

Линеаризованная модель двигателя записывается в виде линейной системы (3) и уравнения (4):

$$\begin{cases} \dot{n}_к = a_{11}n_к + a_{12}n_{ст} + b_1G_T; \\ \dot{n}_{ст} = a_{21}n_к + a_{22}n_{ст} + b_2G_T, \end{cases} \quad (3)$$

$$M_{ст} = c_1n_к + c_2n_{ст} + c_3G_T, \quad (4)$$

где  $n_к$ ,  $n_{ст}$ ,  $G_T$ ,  $M_{ст}$  — отклонения относительной частоты вращения компрессора, относительной частоты вращения СТ, выходного момента силы на СТ и расхода топлива от рабочей точки ( $n_{к0}$ ,  $n_{ст0}$ ,  $G_{T0}$ ,  $M_{ст0}$ ) соответственно;  $a_{11}$ ,  $a_{12}$ ,  $b_1$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  — постоянные коэффициенты (вычисляются с помощью функции линеаризации C++ модели двигателя для выбранной рабочей точки).

Приведём линеаризованное уравнение динамики СТ (получено в предположении квадратичной зависимости момента силы на нагрузке от частоты вращения СТ):

$$\dot{n}_{ст} = \frac{1}{2\pi J \overline{n}_{ст100\%}} \left( M_{ст} - 2M_{ст0} \frac{n_{ст}}{n_{ст0}} \right). \quad (5)$$

где  $J$  — момент инерции нагрузки,  $\overline{n}_{ст100\%}$  — номинальная физическая частота вращения СТ (100 %).

Теперь, подставив выражение (4) в выражение (5), можно выразить коэффициенты  $a_{21}$ ,  $a_{22}$ ,  $b_2$ :

$$a_{21} = \frac{1}{2\pi J \overline{n}_{ст100\%}} c_1, \quad (6)$$

$$a_{22} = \frac{1}{2\pi J \overline{n}_{ст100\%}} \left( c_2 - 2 \frac{M_{ст0}}{n_{ст0}} \right), \quad (7)$$

$$b_2 = \frac{1}{2\pi J \overline{n}_{ст100\%}} c_3. \quad (8)$$

Систему (3) необходимо дополнить уравнением динамики изменения фактического расхода топлива (2), заменив в нём обозначение  $G_{T\text{ стат}}(Y)$  на  $\overline{G}_T$  — расход топлива по положению ДК. Теперь можно записать исходную непрерывную незамкнутую систему, описывающую динамику двигателя в стандартной форме:

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A}\hat{x} + \hat{B}\hat{u}, \quad (9)$$

$$\text{где } \hat{x} = \begin{pmatrix} n_к \\ n_{ст} \\ G_T \end{pmatrix}, \hat{A} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_{кпп}} \end{pmatrix}, \hat{B} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T_{кпп}} \end{pmatrix}, \hat{u} = \overline{G}_T.$$

Электронное управление двигателем является дискретным, период управления обозначим как  $T$ . Поэтому для корректности дальнейших шагов дискретизируем систему (9) по управляющему воздействию, в соответствии с [2]:

$$\hat{x}_{i+1} = e^{\hat{A}T} \hat{x}_i + \int_0^T e^{\hat{A}(T-\tau)} \hat{B} \hat{u}(\tau) d\tau. \quad (10)$$

Некоторой особенностью рассматриваемого процесса управления является то, что управляющее воздействие  $\hat{u}$  (то есть расход топлива по положению ДК) на шаге управления не является постоянным. Постоянным является ток управления, приводящий ДК в движение. Поэтому принято близкое к истине допущение, что скорость движения ДК и, следовательно, скорость изменения величины  $\bar{G}_T$  на шаге управления постоянна, то есть величина управляющего воздействия  $\hat{u}$  изменяется по линейному закону:

$$\hat{u}(\tau) = \frac{T-\tau}{T} \hat{u}_i + \frac{\tau}{T} \hat{u}_{i+1}. \quad (11)$$

Подставив выражение (11) в (10) и проинтегрировав результат, получим разомкнутую дискретную систему (12):

$$\hat{x}_{i+1} = \tilde{A} \hat{x}_i + \alpha \hat{u}_i + \beta \hat{u}_{i+1}, \quad (12)$$

где  $\tilde{A} = e^{\hat{A}T}$ ,  $\alpha = \frac{\hat{A}^{-2}}{T} [E + (\hat{A}T - E)e^{\hat{A}T}] \hat{B}$ ,  $\beta = \frac{\hat{A}^{-2}}{T} [-(\hat{A}T - E) + e^{\hat{A}T}] \hat{B}$ .

Теперь необходимо замкнуть систему (12) разностным уравнением для  $\bar{G}_T$ , для этого используем следующий дискретный закон регулирования, полученный из непрерывного закона регулирования  $\dot{\bar{G}}_T = K_n n_{ct} + K_d (\dot{n}_{ct})_{T_\Phi}$ :

$$\bar{G}_{T_{i+1}} = \bar{G}_T^i + TK_n n_{ct}^i + TK_d v^i; \quad (13)$$

$$v^{i+1} = v^i \frac{T_\Phi}{T+T_\Phi} + \frac{n_{ct}^{i+1} - n_{ct}^i}{T+T_\Phi}, \quad (14)$$

здесь  $v$  — значение производной от  $n_{ct}$ , пропущенной через фильтр первого порядка с постоянной времени  $T_\Phi$ ;  $K_n$  и  $K_d$  — пропорциональный и дифференциальный коэффициенты регулятора.

Таким образом, получена замкнутая линейная разностная система уравнений, определяющая динамику двигателя (непрерывный объект) под управлением дискретного регулятора (13), (14) в окрестности рабочей точки:

$$X_{i+1} = AX_i, \quad (15)$$

$$\text{где } X = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} n_K \\ n_{ct} \\ G_T \\ \bar{G}_T \\ v \end{pmatrix}, A = \begin{pmatrix} \bar{a}_1 \\ \bar{a}_2 \\ \bar{a}_3 \\ \bar{a}_4 \\ \bar{a}_5 \end{pmatrix}.$$

После проведения некоторого несложного анализа, матрица системы  $A$  определяется через её отдельные строки:

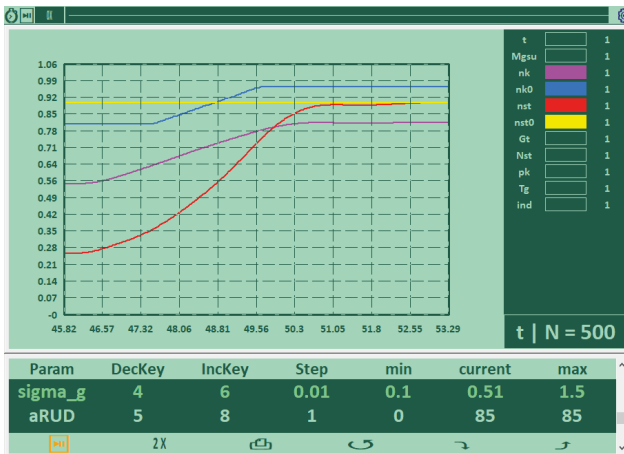
$$\begin{pmatrix} \bar{a}_1 \\ \bar{a}_2 \\ \bar{a}_3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \tilde{A} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} + \alpha(\mathbf{0} \mathbf{0} \mathbf{0} \mathbf{1} \mathbf{0}) + \beta \bar{a}_4, \quad (16)$$

$$\bar{a}_4 = (\mathbf{0}, TK_{\Pi}, \mathbf{0}, \mathbf{1}, TK_{\Delta}), \quad (17)$$

$$\bar{a}_5 = \frac{\bar{a}_2}{T+T_{\Phi}} + \left[ \mathbf{0}, \frac{-1}{T+T_{\Phi}}, \mathbf{0}, \mathbf{0}, \frac{T_{\Phi}}{T+T_{\Phi}} \right]. \quad (18)$$

Выбор коэффициентов  $K_{\Pi}$  и  $K_{\Delta}$  осуществляется путём анализа собственных чисел матрицы  $A$  и частных решений системы (15). Отметим, что устойчивость процесса регулирования обеспечивается при выполнении следующего условия: модули всех собственных чисел матрицы  $A$  не должны превосходить единицу [2].

### Графический интерфейс



**Рисунок 2.** Иллюстрация работы графического интерфейса модели силовой установки

В модель СУ встроен графический интерфейс (ГИ), также реализованный на C++ (с использованием библиотеки WinAPI), позволяющий моделировать процесс управления в реальном времени (рис. 2). ГИ является полезным и удобным дополнением к основной функциональности модели. На данном этапе ГИ предоставляет следующие основные возможности:

- вывод на экран графиков любого набора параметров СУ в реальном времени, с возможностью изменения временного диапазона вывода, масштабов параметров и т. п.;

- изменение скорости моделирования (максимальная скорость ограничена быстродействием функции расчёта динамики СУ);
- изменение в процессе моделирования любых входных параметров и управляющих воздействий с использованием клавиатуры и специального устройства — имитатора РУД и/или загрузки свободной турбины.

Наличие ГИ потенциально предоставляет возможности по работе с моделью для внешних заинтересованных пользователей, не погружённых в процесс её разработки. При этом ГИ не привязан к конкретной модели СУ, поэтому легко может быть встроен в модели других двигателей, СУ и прочих систем.

### **Дополнительные сведения**

Существование модели в рамках единого проекта на C++ позволяет, о чём было упомянуто выше, использовать все возможности современных IDE. Основной код создаётся в рамках стандарта C++98 [3] без использования внешних библиотек, что обеспечивает переносимость кода и делает модель потенциально независимой от используемой платформы и конкретной IDE.

Одним из важнейших аспектов работы над моделью является использование в этом процессе системы контроля версий Git [4] (открытое ПО), что позволяет:

- представить весь процесс разработки как единое целое, в форме древовидной структуры версий;
- отслеживать любые изменения проекта;
- в любой момент перемещаться между версиями и сравнивать любые версии между собой;
- снизить неудобства коллективной работы над проектом несколькими разработчиками;
- производить безопасное слияние различных версий проекта;
- на порядки снизить вероятность внесения в код случайных ошибок.

Стоит отметить, что использование Git при создании различных программных продуктов в настоящее время можно считать практически мировым стандартом.

### **Заключение**

Применённый практический подход к созданию и использованию математической модели ГТД обусловлен объективно располагаемыми материальными и информационно-техническими ресурсами, а также имеющимся у разработчиков опытом в части математического моделирования.

Использование в качестве основного инструмента языка C++ и современных подходов к программированию обеспечивает широкие возможности для применения модели. Совместимость C и C++ дала возможность разработки реального кода управления двигателем в рамках единой с моделью двигателя среды, что значительно повысило безопасность и технологичность разработки электронной части САУ.



В настоящий момент модель является серьёзным подспорьем для проводимых испытаний двигателя.

### **Литература**

1. *Васильев Г. С., Ефимов А. А.* Математическая динамическая модель двигателя ВК-650В // Климовские чтения — 2020: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2020. 344 с.
2. *Востриков А. С., Французова Г. А., Гаврилов Е. Б.* Основы теории непрерывных и дискретных систем регулирования. 5-е изд., перераб. и доп.: учеб. пособие. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008. 476 с.
3. ISO/IEC 14882: Programming Language C++.
4. URL: <https://www.git-scm.com>

*А. Б. Герасимов, Е. А. Пантелева*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
gerasimov@klimov.ru

## МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАПАСА РАСПОЛАГАЕМОЙ МОЩНОСТИ ВЕРТОЛЕТНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Аннотация.* В настоящей статье на примере двигателя семейства ТВ7-117 представлен метод определения запаса располагаемой мощности вертолетного газотурбинного двигателя, не зависящий от наличия отборов воздуха на нужды летательного аппарата и учитывающий законы управления ГТД. Описанный метод основан на неизменности характера зависимости приведенной мощности от приведенной частоты вращения турбокомпрессора и приведенной температуры газа перед свободной турбиной.

### Введение

Согласно пункту 29.45 авиационных правил АП-29 [1] на винтокрылых аппаратах должны быть предусмотрены средства, позволяющие пилоту определять до начала взлета способность каждого двигателя развивать мощность, необходимую для обеспечения соответствующих ЛТХ. В связи с этим существует необходимость в определении запаса располагаемой мощности вертолетного газотурбинного двигателя (ГТД).

Существует метод [2] определения располагаемой мощности газотурбинного привода в составе газоперекачивающего агрегата. Метод используется в газотурбинных установках стационарного типа и не подходит для авиационных ГТД, поскольку эксплуатация авиационных ГТД осуществляется в широком диапазоне изменения мощностей, при разных давлениях и температурах атмосферного воздуха. Следует отметить, что управление ГТД семейства ТВ7-117 выполняется с помощью электронной системы автоматического управления (САУ), включающей в себя четыре основных закона ограничения максимальных параметров: ограничение максимальной мощности, ограничение максимальной приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора, ограничение максимальной физической частоты вращения ротора турбокомпрессора и ограничение максимальной температуры газа перед свободной турбиной [3]. Таким образом, располагаемая мощность изменяется в зависимости от закона ограничения ГТД.

На ряде вертолетных ГТД применяется метод определения располагаемой мощности, разработанный АО «НЦВ Миль и Камов», согласно которому приращение мощности представляет собой линейную функцию вида

$$\Delta N = k(x_0 - x), \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент, зависящий от давления и температуры воздуха на входе в двигатель и от закона управления двигателем;  $x_0$  — значение ограничителя на выбранном законе управления;  $x$  — фактическое значение параметра.

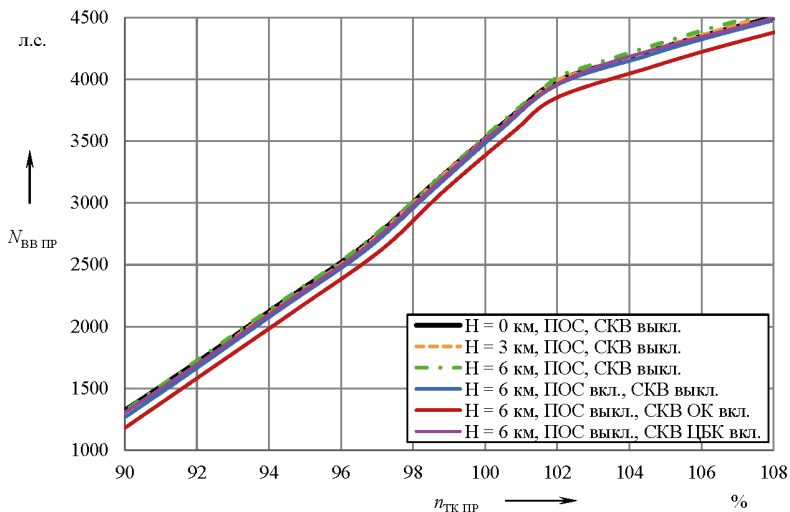
Недостатком данного метода является зависимость коэффициента  $k$  от факта наличия отборов воздуха на нужды летательного аппарата. Также для каждого закона управления ГТД определяется функция, описывающая изменение коэффициента  $k$  в зависимости от давления  $P_{ВХ}^*$  и температуры воздуха  $T_{ВХ}^*$  на входе в двигатель.

Для решения обозначенных недостатков в представленной статье предлагается метод определения располагаемой мощности, основанный на методе АО «НЦВ Миль и Камов».

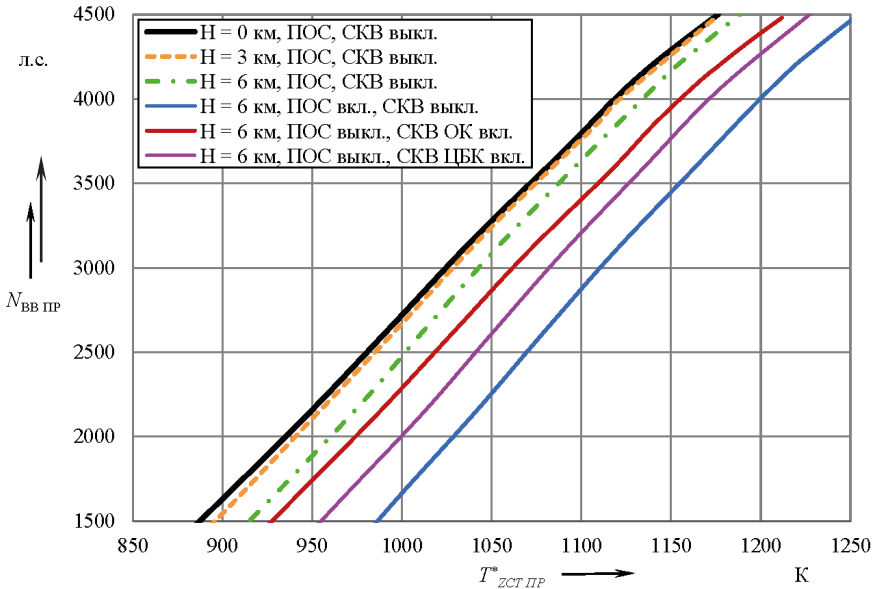
### Метод определения запаса располагаемой мощности

Предлагаемый метод определения запаса располагаемой мощности основан на предположении, что характер изменения приведенной мощности  $N_{ВВ\text{ ПР}}$  от приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{ТК\text{ ПР}}$  и приведенной температуры газа перед свободной турбиной  $T_{ЗСТ\text{ ПР}}^*$  остается неизменным при любых условиях.

Для разработки метода, представленного в настоящей статье, и выявления зависимостей были выполнены расчеты ВКХ по математической модели двигателя семейства ТВ7-117 при различных вариантах объектовых отборов на нужды двигателя и вертолета. На основе выполненных расчетов ВКХ определены приведенная мощность  $N_{ВВ\text{ ПР}}$ , приведенная частота вращения ротора турбокомпрессора  $n_{ТК\text{ ПР}}$  и приведенная температура газа перед свободной турбиной  $T_{ЗСТ\text{ ПР}}^*$ . По полученным значениям построены зависимости вида  $N_{ВВ\text{ ПР}} = f(n_{ТК\text{ ПР}})$  и  $N_{ВВ\text{ ПР}} = f(T_{ЗСТ\text{ ПР}}^*)$ , представленные на рис. 1–2.



**Рисунок 1.** Зависимость приведенной мощности от приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора



**Рисунок 2.** Зависимость приведенной мощности от приведенной температуры газа перед свободной турбиной

Первая зависимость используется для определения запасов мощности при выходе двигателя на ограничители  $n_{TK\ MAX}$  и  $n_{TK\ PP\ MAX}$ . Вторая зависимость используется для определения запасов мощности при выходе двигателя на ограничитель  $T_{ZCT\ PP}^*$ .

Из рис. 1 следует, что с изменением высоты полета, следовательно, с изменением давления  $P_{BX}^*$  и температуры  $T_{BX}^*$  на входе в двигатель, характер зависимости  $N_{BV\ PP} = f(n_{TK\ PP})$  остается неизменным. При включении СКВ или ПОС кривые претерпевают эквидистантное смещение, при этом угол наклона не меняется. При изменении закона  $\alpha_{НАК}$  происходит уменьшение угла наклона графиков, что учитывается при разработке представленного метода.

На рис. 2 характер зависимости  $N_{BV\ PP} = f(T_{ZCT\ PP}^*)$  так же остается неизменным, включение ПОС и СКВ и изменение закона  $\alpha_{НАК}$  не оказывают влияния на угол наклона кривых.

В результате линейной аппроксимации зависимостей на рис. 1 определяется «вес» одного процента приведенной частоты вращения ротора в пересчете на приведенную мощность для двух участков

$$k_{n_{TK\ PP1}} \text{ [л.с./\%] при } n_{TK\ PP} < 102 \%,$$

$$k_{n_{TK\ PP2}} \text{ [л.с./\%] при } n_{TK\ PP} > 102 \%.$$

Аналогично выполняется линейная аппроксимация зависимостей на Рис. 2 и определяется «вес» одного градуса приведенной температуры в пересчете на приведенную мощность

$$k_{T_{ZCT\text{ ПР}}} \text{ [л.с./град]}.$$

Определенные параметры не зависят от параметров воздуха на входе в двигатель и необходимы для вычисления запаса по мощности на каждом законе управления. Запас по мощности показывает значение мощности, необходимое для выхода двигателя на один из заявленных законов управления двигателем. Таким образом, располагаемая мощность для конкретного закона управления ГТД складывается из фактической мощности и запаса по мощности на данном законе управления.

Определение запаса располагаемой мощности по представленному методу осуществляется при значениях параметров двигателя ( $n_{TK\text{ ПР}}$ ,  $n_{TK}$ ,  $T_{ZCT}^*$ ), близких к их максимальным значениям. В связи с чем описанный метод рекомендуется применять для корректировки значения располагаемой мощности ГТД при изменяющихся условиях работы: изменение высоты полета, скорости, температуры наружного воздуха и т. д.

### Порядок выполнения расчета по определению запаса располагаемой мощности

Определение запаса мощности по параметрам  $N_{BV}$ ,  $n_{TK}$ ,  $n_{TK\text{ ПР}}$  и  $T_{ZCT}^*$  выполняется в несколько этапов.

а) Закон  $T_{ZCT}^* = \text{const}$ .

По формуле приведения определяются приведенное значение температуры газа перед свободной турбиной [4]

$$T_{ZCT\text{ ПР}}^* = T_{ZCT}^* \cdot \frac{288,15}{T_{\text{ВХ}}^*} \quad (2)$$

и приведенное значение ограничителя по температуре газа перед свободной турбиной

$$T_{ZCT\text{ ПР}0}^* = T_{ZCT0}^* \cdot \frac{288,15}{T_{\text{ВХ}}^*}, \quad (3)$$

где  $T_{ZCT}^*$  — действительное значение температуры газа перед свободной турбиной;  $T_{ZCT0}^*$  — действительное значение ограничителя по температуре.

Запас по приведенной мощности

$$\Delta N_{\text{ПР } T_{ZCT}} = k_{T_{ZCT\text{ ПР}}} (T_{ZCT\text{ ПР}0}^* - T_{ZCT\text{ ПР}}^*), \quad (4)$$

где  $k_{T_{ZCT\text{ ПР}}}$  — «вес» одного градуса приведенной температуры в пересчете на приведенную мощность.

Запас по физической мощности

$$\Delta N_{T_{ZCT}} = \Delta N_{\text{ПР } T_{ZCT}} \cdot \frac{P_{\text{ВХ}}^*}{1,0332} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ВХ}}^*}{288,15}} \quad (5)$$

б) Закон  $n_{TK} = const$ .

По формуле приведения определяется значение приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора

$$n_{TK \text{ ПР}} = n_{TK} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{ВХ}}^*}} \quad (6)$$

и приведенное значение ограничителя по физической частоте вращения ротора турбокомпрессора

$$n_{TK \text{ ПР}0} = n_{TK0} \cdot \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{ВХ}}^*}} \quad (7)$$

где  $n_{TK}$  — действительное значение физической частоты вращения ротора турбокомпрессора;

$n_{TK0}$  — действительное значение ограничителя по физической частоте вращения ротора турбокомпрессора.

В связи с влиянием закона  $\alpha_{\text{НАК}}$  на приведенную частоту вращения ротора (изменение наклона графиков на рисунке 1 при  $n_{TK \text{ ПР}} \geq 102\%$ ), запас по приведенной мощности при работе двигателя на данном ограничителе для разных случаев определяется с помощью формул, представленных в таблице 1.

Запас по физической мощности

$$\Delta N_{n_{TK}} = \Delta N_{\text{ПР } n_{TK}} \cdot \frac{P_{\text{ВХ}}^*}{1,0332} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ВХ}}^*}{288,15}} \quad (8)$$

Т а б л и ц а 1

**Формулы для определения запаса по приведенной мощности для случая  $n_{TK} = const$**

Условие	Формула для расчета
$n_{TK \text{ ПР}0} < 102\%$ , $n_{TK \text{ ПР}} < 102\%$	$\Delta N_{\text{ПР } n_{TK}} = k_{n_{TK \text{ ПР}1}} (n_{TK \text{ ПР}0} - n_{TK \text{ ПР}})$
$n_{TK \text{ ПР}0} > 102\%$ , $n_{TK \text{ ПР}} < 102\%$	$\Delta N_{\text{ПР } n_{TK}} = k_{n_{TK \text{ ПР}1} (102 - n_{TK \text{ ПР}}) + k_{n_{TK \text{ ПР}2} (n_{TK \text{ ПР}0} - 102)$
$n_{TK \text{ ПР}0} > 102\%$ , $n_{TK \text{ ПР}} > 102\%$	$\Delta N_{\text{ПР } n_{TK}} = k_{n_{TK \text{ ПР}2} (n_{TK \text{ ПР}0} - n_{TK \text{ ПР}})$
$n_{TK \text{ ПР}0}$ — приведенное значение ограничителя по физической частоте вращения ротора на заданном режиме;	
$n_{TK \text{ ПР}}$ — приведенное значение фактической частоты вращения ротора.	

в) Закон  $n_{TK\text{ ПР}} = const$ .

Аналогично пункту б, в связи с влиянием закона  $\alpha_{НАК}$  на приведенную частоту вращения ротора, запас по приведенной мощности при работе двигателя на данном ограничителе для разных случаев определяется с помощью формул, представленных в таблице 2.

Т а б л и ц а 2

**Формулы для определения запаса по приведенной мощности  
для случая  $n_{TK\text{ ПР}} = const$**

Условие	Формула для расчета ( $n_{TK\text{ ПР}0} > 102\%$ )
$n_{TK\text{ ПР}} < 102\%$	$\Delta N_{ПР\text{ }n_{TK}} = k_{n_{TK\text{ ПР}1}}(102 - n_{TK\text{ ПР}}) + k_{n_{TK\text{ ПР}2}}(n_{TK\text{ ПР}0} - 102)$
$n_{TK\text{ ПР}} > 102\%$	$\Delta N_{ПР\text{ }n_{TK}} = k_{n_{TK\text{ ПР}2}}(n_{TK\text{ ПР}0} - n_{TK\text{ ПР}})$
$n_{TK\text{ ПР}0}$ — значение ограничителя по приведенной частоте вращения ротора на заданном режиме;	
$n_{TK\text{ ПР}}$ — фактическое значение приведенной частоты вращения ротора.	

Запас по физической мощности по приведенной частоте вращения ротора

$$\Delta N_{n_{TK\text{ ПР}}} = \Delta N_{ПР\text{ }n_{TK\text{ ПР}}} \cdot \frac{P_{ВХ}^*}{1,0332} \cdot \sqrt{\frac{T_{ВХ}^*}{288,15}}. \quad (9)$$

3.4 Вычисление значений располагаемой мощности:

- а)  $N_{ВВ\text{ РАСП}_{N_{ВВ}}}$  (заданное значение);
- б)  $N_{ВВ\text{ РАСП}_{T_{ЗСТ}}} = N_{ВВ\text{ ФАКТ}} + \Delta N_{T_{ЗСТ}}$ ;
- в)  $N_{ВВ\text{ РАСП}_{n_{TK}}} = N_{ВВ\text{ ФАКТ}} + \Delta N_{n_{TK}}$ ;
- г)  $N_{ВВ\text{ РАСП}_{n_{TK\text{ ПР}}}} = N_{ВВ\text{ ФАКТ}} + \Delta N_{n_{TK\text{ ПР}}}$ .

3.5 Определение располагаемой мощности

$$N_{ВВ\text{ РАСП}} = \min \left\{ N_{ВВ\text{ РАСП}_{N_{ВВ}}}, N_{ВВ\text{ РАСП}_{T_{ЗСТ}}}, N_{ВВ\text{ РАСП}_{n_{TK}}}, N_{ВВ\text{ РАСП}_{n_{TK\text{ ПР}}}} \right\} \quad (10)$$

По математической модели были определены параметры двигателя семейства ТВ7-117 на взлетном режиме для сравнения с результатами, полученными с помощью расчета по предложенной методике. Наибольшее относительное отклонение соответствует расчету располагаемой мощности на законе ограничения максимальной приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора и составляет 1,04 % при разнице между фактическим значением мощности и располагаемым, равной ~ 200 л. с. Наименьшее отклонение составляет 0,24 % при той же разнице между фактической и располагаемой мощностью и соответствует расчету располагаемой мощности на законе ограничения максимальной физической частоте вращения ротора турбокомпрессора.

Точность расчета повышается при стремлении одного из параметров —  $n_{TK\text{ ПР}}$ ,  $n_{TK}$ ,  $T_{ЗСТ}^*$  — к соответствующему ограничителю.

## Выводы

Предлагаемый в настоящей статье метод определения запаса располагаемой мощности основан на предположении, что изменение приведенной мощности в зависимости от приведенной частоты вращения ротора турбокомпрессора и приведенной температуры газа перед свободной турбиной остается одинаковым на любых режимах. Полученные результаты свидетельствуют о том, что представленный метод можно рекомендовать для определения или уточнения пилотом располагаемой мощности вертолетного ГТД.

Коэффициенты  $k_{ТЗТ ПР}$  и  $k_{ПТК ПР}$  могут быть определены по математической модели соответствующего двигателя и скорректированы на основе данных с испытаний. Изменение закона  $a_{НАК}$  не оказывает влияние на угол наклона кривых, представленных на Рис. 1, однако может измениться точка перегиба, что влияет на формулы для определения запаса мощности по параметрам (таблица 1 и 2).

## Литература

1. Авиационные правила. Часть 29. Нормы летной годности винтокрылых летательных аппаратов транспортной категории: утверждены Постановлением 22-й сессии Совета по авиации и использованию воздушного пространства от 31.10.02: введена 05.01.98. М.: Авиаздат, 2003. 129 с.
2. Микаэлян Э. А. Влияние температуры наружного воздуха на располагаемую мощность газотурбинных агрегатов // Энергобезопасность и энергосбережение. 2014. № 3. С. 40–43.
3. Герасимов А. Б., Рабец Е. В., Суров А. В. Способ управления газотурбинным двигателем при отказе подсистемы ограничения максимальной температуры газа // Климовские чтения — 2020. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб.: Скифия-принт, 2020. С. 204–211.
4. Литвинов Ю. А., Боровик В. О. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 288 с., ил.



*Д. А. Даденков, А. А. Казанцев, Э. Э. Мусаев*

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь  
АО «ОДК-СТАР», Пермь  
a.kazancev01@mail.ru

## **ОСОБЕННОСТИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА**

*Аннотация.* В данной статье произведён анализ использования модельно-ориентированного подхода при разработке алгоритмов систем автоматического управления. Представлена концепция проектирования и особенности данного подхода (МОП), применяемого на АО «ОДК-СТАР» в течении нескольких лет.

В основе МОП заложено непрерывное и системное использование моделирования и его результатов на всех стадиях жизненного цикла программного обеспечения, от проектирования до внедрения. Его суть заключается в создании единой системной модели, охватывающей как физические, так и программные аспекты. Эти математические модели позволяют оценивать взаимодействие алгоритмов, физической части объекта и окружающей среды. Кроме этого, МОП предусматривает возможность тестирования и верификации алгоритмов управления без использования дорогостоящих физических прототипов [2]. На рисунке 1 представлена замкнутая система, иллюстрирующая основную концепцию МОП.



**Рисунок 1.** Концепция модельно-ориентированного проектирования [6]

Процесс разработки программного обеспечения на базе МОП опирается на модели жизненного цикла программного обеспечения [3]. Выбор подходящей модели — важный этап на начальных стадиях разработки. На данный момент в авиационной отрасли широко используются следующие модели жизненного цикла:

- «Waterfall Model» (каскадная модель или «водопад»);
- «V-Model»;
- «Iterative Model» (итеративная или итерационная модель).

Более глубокое рассмотрение каждой модели жизненного цикла выходит за рамки данной статьи, при этом стоит отметить, что выбор одной единственной модели не всегда является верным решением. В работе предлагается рассмотреть и проанализировать V-образную модель разработки бортового ПО (см. рис. 2), как наиболее подходящую для МОП и применяющуюся на АО «ОДК-СТАР».



Рисунок 2. V-образная модель разработки ПО

Среди основных преимуществ V — образной модели проектирования стоит выделить:

- Четкая структура и организация процессов проектирования.
- Выявление дефектов на ранних стадиях разработки.
- Прозрачность и отслеживаемость всех этапов разработки.
- Уменьшение рисков и ошибок.

Данная модель успешно применяется в АО «ОДК-СТАР». На модели можно увидеть все фазы жизненного цикла разработки бортового ПО, от исходных требований, до испытаний в составе САУ двигателя. В данной статье не рассматривается процесс проектирования требований. В работе больше уделяется внимания процессу разработки функциональных характеристик системы, отвечающих предъявленным требованиям.

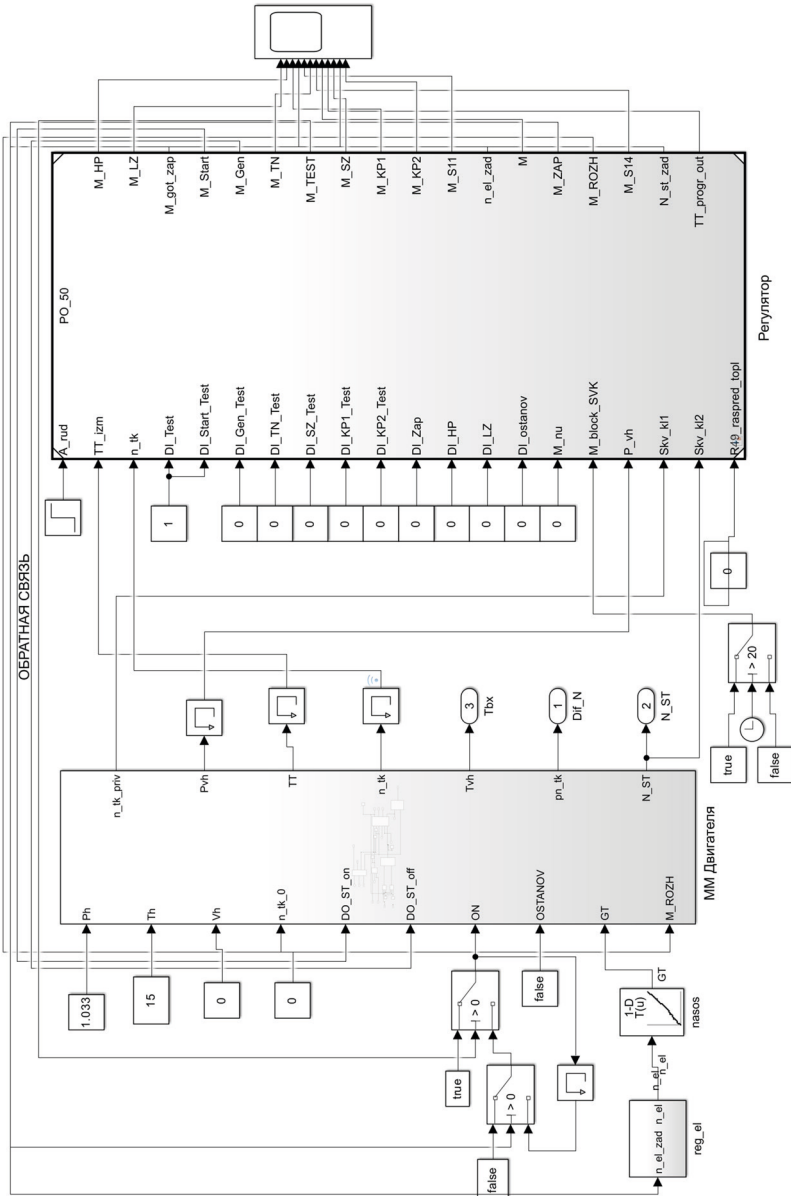
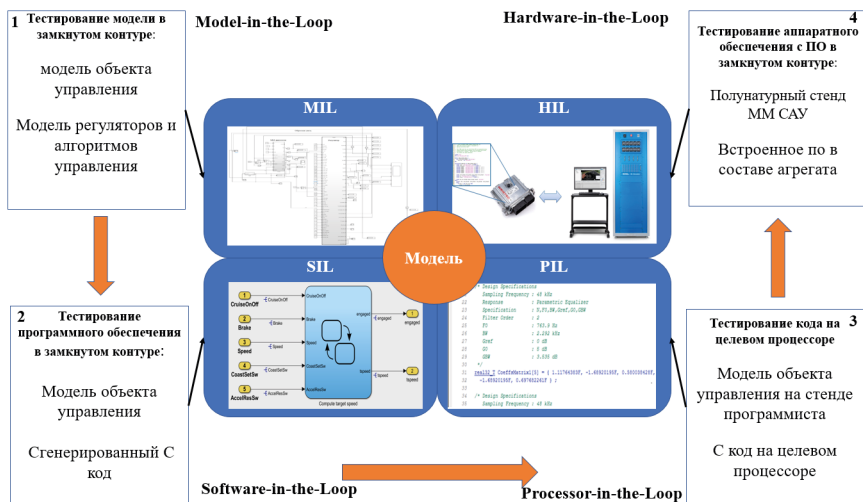


Рисунок 3. Схема системной модели работающей в замкнутом контуре

На начальных стадиях, для отладки или доводки ПО, создается его общая модель, объединяющая все компоненты в виде взаимосвязанных подсистем [4]. Примером такой общей модели может служить схема, представленная на рисунке 3. Модель должна учитывать интерфейсы компонентов, а также ограничения входных и выходных сигналов на физическом уровне.

Выбор инструментального ПО, на котором вести разработку алгоритмов, всегда стоит за предприятием. На данный момент, предприятие занимается импортозамещением и старается перейти на Российские среды разработки, такие как: SimInTech, ENGEE, но у каждой этой среды множество своих плюсов и минусов, сейчас нет возможности перейти полностью на одну из этих сред, поэтому, предлагается рассмотреть особенности применения методологии МОП на примере технологий, предоставляемых пакетом прикладных программ Matlab/Simulink [1].

В центре процесса разработки находятся математические модели объекта и системы управления. Разработка бортового ПО САУ представляет собой синтез алгоритмов в замкнутом контуре функционально взаимосвязанных элементов. Эти модели выполняют разные роли на разных фазах развития проекта (рис. 4).



**Рисунок 4.** Модельно-ориентированное проектирование бортового ПО

Кроме преимуществ сквозного проектирования и отладки ПО у МОП есть свои особенности, которые зачастую препятствуют желаемому протеканию процесса разработки, их сложно обнаружить и парировать, не разобравшись опытным путём. Ниже приведены такие особенности, а также акцентированно внимание на недостатках и возможных путях решениях.

## **1. Функциональная ограниченность ПО для разработки и моделирования:**

### **Особенности:**

- Возможность применения различных сред для моделирования и разработки кода.

### **Недостатки:**

- При разработке систем с использованием Matlab/Simulink для синтеза регуляторов и моделирования объекта управления с одной стороны, и использования иной среды для разработки программного кода с другой стороны, например, ANSYS SCADE, мы сталкиваемся с невозможностью моделирования сложных многосвязных систем в замкнутом контуре из-за слабой возможности интеграции указанных сред разработки. Заставить выполняться сложную модель в MIL представляет собой трудоемкий процесс, который выполняется вручную и на котором возможно появление дополнительных ошибок.

### **Решение:**

- Оформление части модели в виде динамической библиотеки (dll) и передачу управления в функцию во время моделирования в виде «черного ящика»;
- Применение такой среды разработки, в которой весь проект выполняется целиком от моделирования до кодогенерации.

## **2. Общая математическая модель объекта управления:**

### **Особенности:**

- Многодисциплинарные исполняемые, интегрированные в единую систему, модели представляют собой результат сквозного проектирования и позволяют команде разработчиков выполнять не только доводку и оптимизацию будущей системы, но и проводить испытания, в т. ч. в ненормальных условиях;
- Модель, имеющая историю своего изменения во времени, может быть применена для предиктивной аналитики и определения будущего состояния объекта в различных условиях работы;
- Управление с применением встроенных ММ позволяет повысить качество управления и живучесть двигателя в условиях «ухода» характеристик двигателя во время эксплуатации, изменяющейся внешней среды, а зачастую это единственный способ реализовать предъявляемые требования к разрабатываемой системе.

### **Недостатки:**

- Большая размерность и нелинейность объектов управления приводит к разработке ресурсоёмких ММ, описывающих структуру и варианты функционирования элементов и подсистем сложных объектов;
- Необходимость учета в моделях факторов неопределенности, связанных с воздействием внешней среды на сложный объект.

**Решение:**

- Применение упрощенных линеаризованных моделей на начальных этапах разработки;
- Согласования используемых моделей на модельно-алгоритмическом, информационном и программном уровнях.

**3. Верификация ПО:****Особенности:**

- доводка алгоритмов управления, основанных на моделях, невозможна без построения адекватной ММ самой САУ, поскольку верификация их будет представлять отдельную информационную технологию, связанную с прогонном огромного количества тестов на нормальных и робастных данных вплоть до получения требуемого уровня покрытия решений тестами.

**Недостаток:**

- Переход от логического уровня к уровню реализации является «слабым местом», что связано со следующей особенностью разработки: проводить проверку эквивалентности представлений модели САУ логического уровня и уровня реализации необходимо каждый раз, когда в модель САУ вносятся изменения на любом из указанных уровней. Изменения на уровне реализации могут потребоваться, если необходимо выполнить незначительную корректировку низкоуровневого программного обеспечения без изменения модели логического уровня [7];
- Модель САУ не соответствует в полном объеме ПО агрегата, т. к. не включает в себя особенности работы с аппаратурой (драйвера, обработку прерываний и т. п.).

**Решение:**

- Для улучшения и оптимизации процесса верификации на уровне PIL был разработан стенд программиста (рисунок 5), который включает в себя имитатор агрегата и платы с тестовым окружением. Тесты, созданные группой верификации, превращаются в последовательность кодов/сигналов на входах/портах тестируемого процессора с тестируемым кодом. Теперь сгенерированный код проверяется в автоматическом режиме.

**4. Выявление ошибки на поздних этапах тестирования:****Особенности:**

- Само выявление ошибки на земле уже является положительной особенностью подхода.

**Недостаток:**

- Не обнаруженные вовремя дефекты вызывают многократные релизы ПО и требуют значительной траты времени и усилий при сопровождении программ. Важно не только обнаружить, но и распознать дефекты [8];

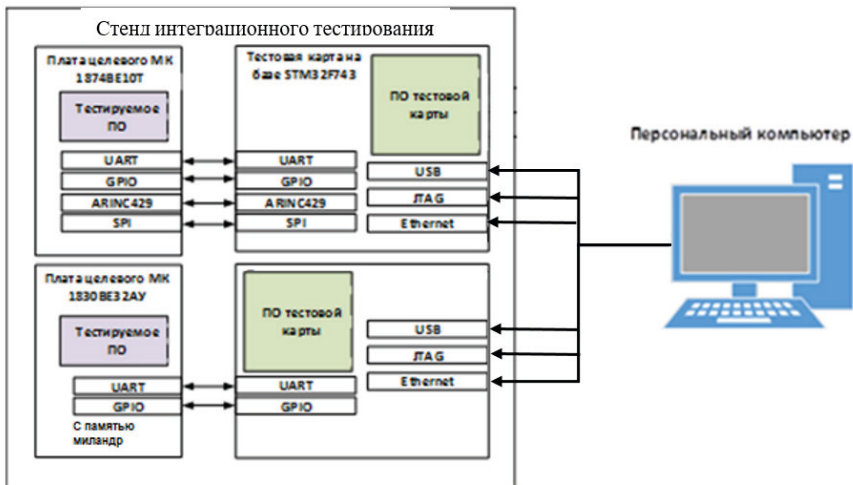


Рисунок 5. Стенд программиста

- Зачастую, приходится проводить полную декомпозицию при проектировании бортового ПО.

**Решение:**

- Обнаружение ошибки на этапах системного и интеграционного тестирования на предприятии должно обрабатываться согласно технологии разработки, соответствующей требованиям КТ-178С с применением МОП, грамотной настройке процессов управления конфигурацией ПО и управления изменениями.

В данной работе рассмотрена технология модельно-ориентированного проектирования для разработки ПО систем автоматического управления. Анализ представленного подхода на основе МОП позволил выявить его существенные преимущества по сравнению с традиционными методами проектирования [5]:

1. Повышение производительности: Автоматическое создание кода, документации и тестов из моделей значительно ускоряет процесс разработки.
2. Улучшение качества: Модели позволяют выявлять и устранять ошибки на ранних этапах проектирования, что приводит к более качественному программному обеспечению.
3. Улучшенная гибкость: Модели легко модифицировать и обновлять, что позволяет быстрее адаптироваться к изменяющимся требованиям.
4. Повышенная коммуникация: Модели служат общим языком между разработчиками, аналитиками и другими заинтересованными сторонами, что улучшает понимание и сотрудничество.

5. Оптимизация проектирования: Модели позволяют визуализировать и анализировать систему, позволяя лучше оптимизировать ее производительность и архитектуру.

6. Быстрое создание прототипов: Модели можно использовать для быстрого создания прототипов систем, что помогает тестировать концепции и получать обратную связь от пользователей.

7. Простота сопровождения: Модели облегчают понимание и модификацию существующих систем, что снижает затраты на доводку и сопровождение.

8. Унификация разработки: Модельно-ориентированный подход стандартизирует процесс разработки, обеспечивая последовательность и качество.

9. Усиленный контроль изменений: Модели позволяют отслеживать изменения и управлять ими, что упрощает регрессионное тестирование и управление версиями.

10. Улучшенная документация: Модели предоставляют возможность генерации документации, которая упрощает понимание системы и ее компонентов.

## Литература

1. *Джонс Д., МакКэй Б.* Модельно-ориентированное проектирование систем управления: моделирование и тестирование до реализации в аппаратуре // *Control Engineering Россия*. 2013. № 5 (47). С. 62–64.
2. *Диллабер Э., Кендрик Л., Джин В., Редди В.* Практические стратегии для перехода на модельно-ориентированное проектирование встроенных приложений // *Компоненты и технологии*. 2011. № 10 (123). С. 172–180.
3. Модели жизненного цикла программного обеспечения. URL: <https://habr.com/ru/articles/111674/> (дата обращения: 22.05.2024).
4. Разработка систем на основе модельно-ориентированной архитектуры. URL: <https://studfile.net/preview/7244123/page:11/> (дата обращения: 22.05.2024).
5. Обзор внедрения модельно-ориентированного проектирования в предприятиях аэрокосмической отрасли. URL: <https://exponenta.ru/news/obzor-vnedreniya-modelno-orientirovannogo-proektirovaniya-v-predpriyatiyah-aerokosmicheskoy-otrasli/> (дата обращения: 22.05.2024).
6. [exponenta.ru](https://exponenta.ru/storage/app/media/files/Обзор%20внедрения%20модельно-ориентированного%20проектирования%20в%20предприятиях%20аэрокосмической%20отрасли.pdf). URL: <https://exponenta.ru/storage/app/media/files/Обзор%20внедрения%20модельно-ориентированного%20проектирования%20в%20предприятиях%20аэрокосмической%20отрасли.pdf> (дата обращения: 25.06.2024).
7. [cyberleninka](https://cyberleninka.ru/article/n/verifikatsiya-pri-modelno-orientirovannom-proektirovanii-s-ispolzovaniem-sredy-simulink/viewer). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/verifikatsiya-pri-modelno-orientirovannom-proektirovanii-s-ispolzovaniem-sredy-simulink/viewer> (дата обращения: 22.06.2024).
8. *Потапов Д. А., Емельяненко Я. И.* Аналитика эффективного предотвращения дефектов программ // *Молодой ученый*. 2023. № 25 (472). С. 30–36. — URL: <https://moluch.ru/archive/472/104333/> (дата обращения: 03.07.2024).



*Г. Д. Душиц-Коган, А. П. Ковалев, М. Ю. Обошнев*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
klimov@klimov.ru

## **О ПРАКТИЧЕСКИХ РЕЗУЛЬТАТАХ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАПУСКА ДВУХКОНТУРНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ПОЛЕТЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТУРБОСТАРТЕРА**

*Аннотация.* В статье рассмотрены практические результаты запуска двигателя РД-93МА при низкой частоте вращения ротора компрессора двигателя при его останове на выбеге ротора турбостартером в полете. Результаты получены в полете при ЛКИ самолета FC-1 (Super-7) в КНР с двигателем РД-93МА, КСА-54М и турбостартером ВК-100-1МА. Также в статье отражены результаты выполнения проверок такого запуска на земле, выполненные в рамках ЛКИ. Представленные материалы являются завершением ранее опубликованных материалов о потенциальной возможности такого запуска проверенной в стендовых условиях АО «ОДК-Климов» с двигателем РД-33МК.

### **1. Актуальность работы**

В 2009 году на испытательных стендах АО «ОДК-Климов» были выполнены экспериментальные работы по подтверждению возможности запуска двигателя типа РД-33МК с применением турбостартера ВК-100-1МК в полете при останове двигателя или частотах вращения ротора компрессора  $n_k$ , при которых не обеспечивается надежно штатный встречный запуск. Поскольку частоты вращения на выбеге при останове в одинаковых условиях полета по высоте и величине приборной скорости для двухконтурных двигателей менее таковых для одноконтурных, применение турбостартера в полете в случае необходимости запуска двухконтурного двигателя является достаточно актуальным. При проведении этих работ на стендах АО «ОДК-Климов» для обеспечения проверок запуска авторотации с различными значениями частоты вращения ротора компрессора  $n_k$  двигателя запуск двигателя выполнялся при его останове на выбеге при различных значениях частоты вращения  $n_k$ . Принятая программа управления турбостартером выполнения такого запуска обеспечивает также защиту свободной турбины турбостартера от раскрутки в случае отсутствия сцепления обгонной муфты турбостартера.

Проведенные испытания показали принципиальную возможность выполнения такого вида запуска. Результаты проведенных работ были отражены в [1]. Полученные при проведении испытаний результаты были использованы при разработке системы запуска с подкруткой турбостартером двигателя РД-93МА с КСА-54М и ВК-100-1МА при управлении блоком БАРК-93МА для модификации самолета FC-1 (Super-7) разработки фирмы CADI, КНР. Особую актуальность применения запуска двигателя с подкруткой ротора компрессора турбостартером для самолета FC-1 приобретает то, что самолет однодвигательный.

Необходимо отметить, что применяемая при запуске двигателя подкрутка ротора компрессора двигателя турбокомпрессором целесообразна при снижении частоты вращения этого ротора до частот, запуск с которых или затянута по времени или вообще не может реализовываться из-за недостаточной мощности турбины высокого давления двигателя на такой частоте вращения. В этой связи применение запуска с подкруткой существенно для условий полета в зоне, близкой к границе минимальной приборной скорости. При этом ограничением применения этого вида запуска с подкруткой является граница запуска собственно турбостартера при низком давлении окружающего воздуха и низких температурах.

Следует отметить, что при наличии требований к выполнению запуска двигателя в полете с подкруткой турбостартером обязательным является проведение испытаний запусков турбостартера в термобарокамере при имитации значений высот и скоростей полета, в которых предусматривается выполнение такого вида запуска, с отработкой как передаточной функции управления расходом топлива в турбостартер, так и отработки значений коэффициентов её составляющих (пропорциональной, интегральной, дифференциальной).

## **2. Общие сведения о системе запуска двигателя РД-93МА турбостартером ВК-100-1МА**

Система запуска двигателя РД-93МА турбостартером ВК-100-1МА аналогична такой системе запуска РД-33МК турбостартером ВК-100-1МА, описанной в [1].

Запуск двигателя РД-93МА осуществляется турбостартером ВК-100-1МА, установленным на коробке самолетных агрегатов КСА-54М (далее по тексту — КСА). Выходной вал турбостартера связан с входным валом КСА обгонной муфтой. Оптимальным для включения обгонной муфты стартера ВК-100-1МА в работу является включение при остановленном входном вале КСА. При запуске на земле допускается включение, когда частота вращения ротора двигателя не превышает 6 %. В процессе запуска управление расходом топлива осуществляется одной из программ ограничения расхода топлива, обеспечивающего получение номинальной мощности турбостартера. При этом обеспечивается работоспособность обгонной муфты и её сцепление с КСА. В то же время для реализации запуска в полете после останова двигателя при  $n_k > 6\%$  с применением турбостартера на выбеге либо при наличии авторотации исключается возможность использования турбостартера в режиме номинальной мощности в силу большой разницы частот вращения частей обгонной муфты. С целью обеспечить сцепление обгонной муфты и исключить её повреждение реализовано включение турбостартера на режиме пониженной мощности до момента сцепления, с последующим плавным увеличением мощности турбостартера после сцепления.

Режим минимальной мощности реализуется цифровым блоком БАРК-93МА за счет управления исполнительным механизмом управления расходом топлива в камеру сгорания турбостартера в гидромеханическом топливном агрегате, непосред-

ственно управляющим расходом топлива в турбостартер, и соответственно, являющимся исполнительным механизмом системы управления запуском блока БАРК-93МА. В начале запуска обеспечивается режим минимального расхода топлива в турбостартер. Режим минимального расхода обеспечивает как запуск турбостартера и его устойчивую работу при минимальном расходе в зоне по высоте полета выполнения запуска двигателя с подкруткой, так и раскрутку свободной турбины до частоты вращения, при которой обеспечивается сцепление частей обгонной муфты. После такого сцепления мощности турбостартера ВК-100-1МА при минимальной подаче топлива в турбостартер недостаточно для раскрутки ротора компрессора высокого давления двигателя, и после сцепления обгонной муфты будет иметь место как снижение частоты вращения ротора компрессора  $n_k$  при продолжающемся выбеге ротора, так и резкое уменьшение темпа раскрутки силовой турбины турбостартера, до того раскручивавшейся без загрузки. В то же время величина минимального расхода топлива ограничивает величину частоты вращения силовой турбины на безопасном уровне в случае отсутствия сцепления обгонной муфты и, как следствие, отсутствия загрузки силовой турбины турбостартера. Эти события являются условием существования сцепления частей обгонной муфты, после которого система управления увеличивает расход топлива до величины, соответствующей номинальной мощности турбостартера.

### 3. Фактически запуск двигателя с подкруткой турбостартером

Состоит из двух независимых друг от друга видов запуска, выполняемых одновременно. Первый запуск — это запуск двигателя по типовой циклограмме запуска в полете на выбеге или с частоты вращения авторотации. Второй запуск — это запуск турбостартера. Началом обоих запусков является постановка РУД двигателя из положения «Стоп» в положение «Малый газ». При этом запуск двигателя начинается непосредственно после постановки РУД в положение «Малый газ» в то время как запуск турбостартера начинается после открытия его выхлопной фюзеляжной створки.

Характерный вид изменения частот вращения роторов двигателя и турбостартера при проверке на земле запуска с подкруткой приведен на рисунках 1–3 для сцепления на различных частотах вращения. После выполнения сцепления реализуется плавное повышение мощности турбостартера за счет изменения управления расходом топлива до максимального, реализуемого программой  $L_{\text{лэп огр}}$  положения дозатора расхода топлива в турбостартер.

На рисунках 1–3 приведены графики параметров:

- частоты вращения  $n_k$ , %,
- частоты вращения  $n_{CT}^{TC}$ , %, в масштабе 0,5,
- частоты вращения  $n_k^{TC}$ , %,
- положения дозатора топлива, мм, в масштабе 10.

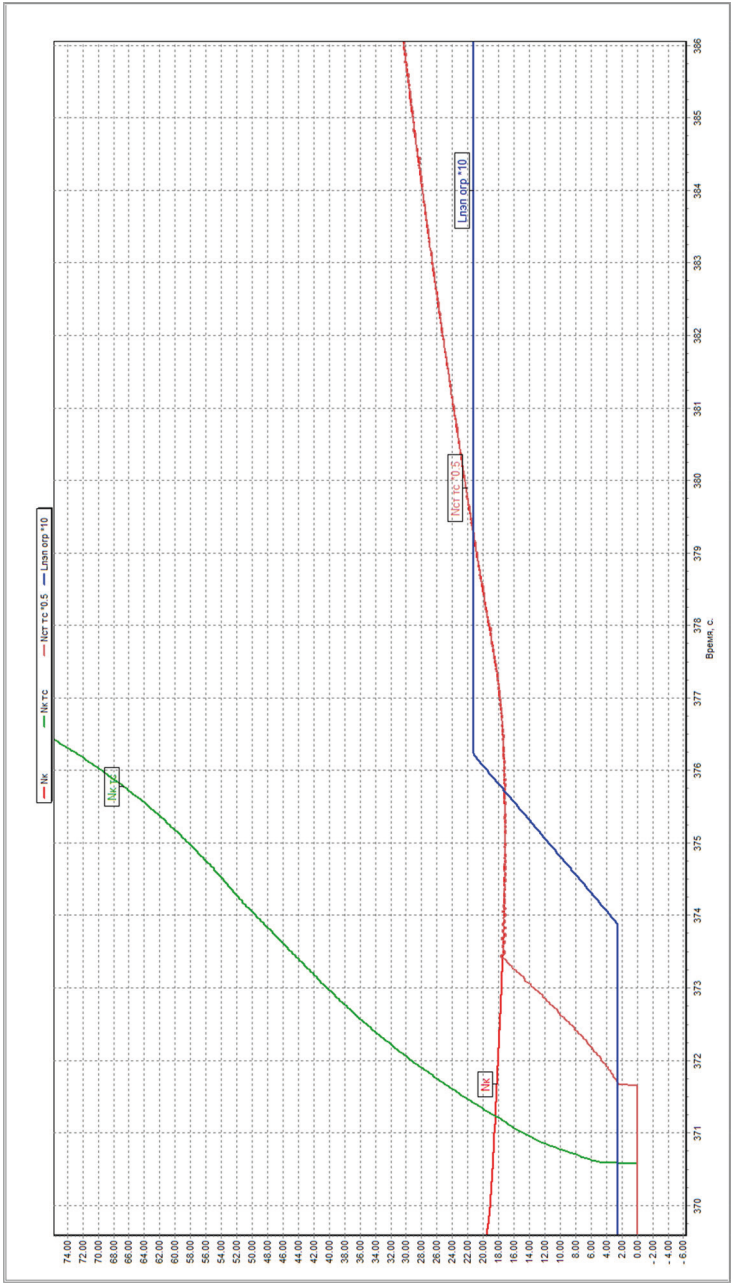


Рисунок 1. ФС-1 с 21001 с 21001-07-17-10\_07\_54\_K9H00021001

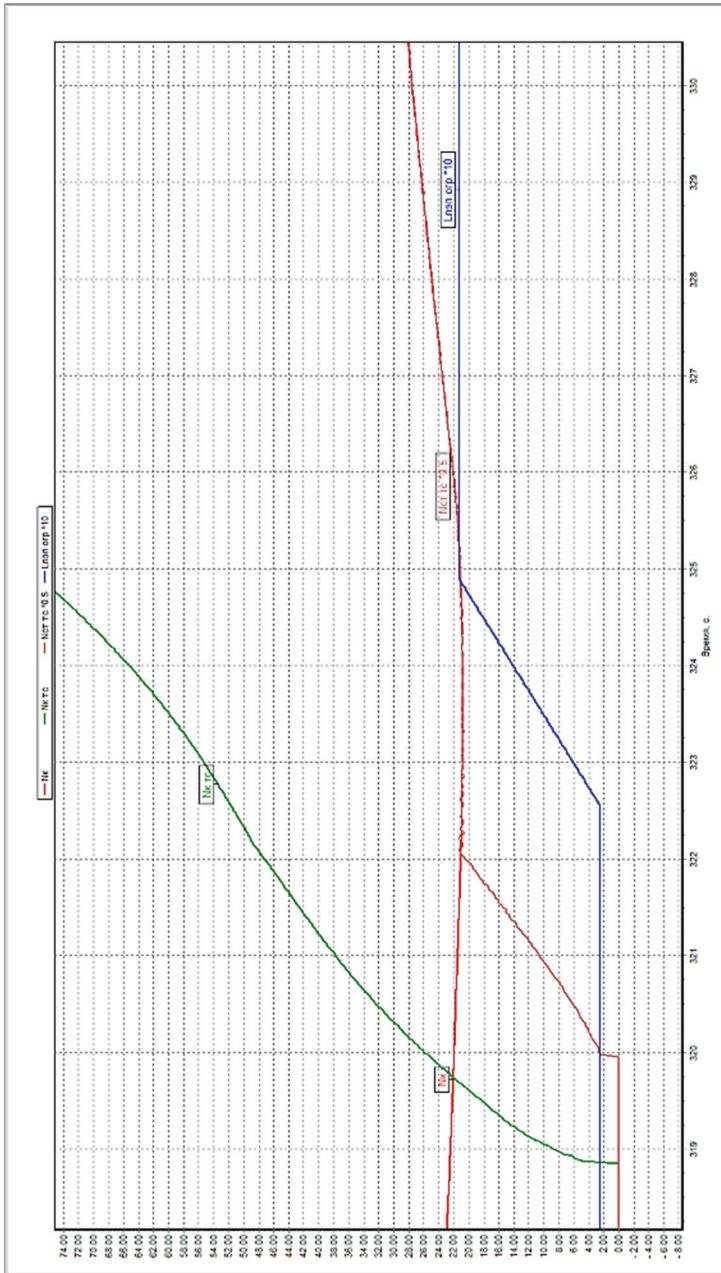


Рисунок 2. FC-1 с 21001 2023-07-17-10\_51\_20\_K9H00021001

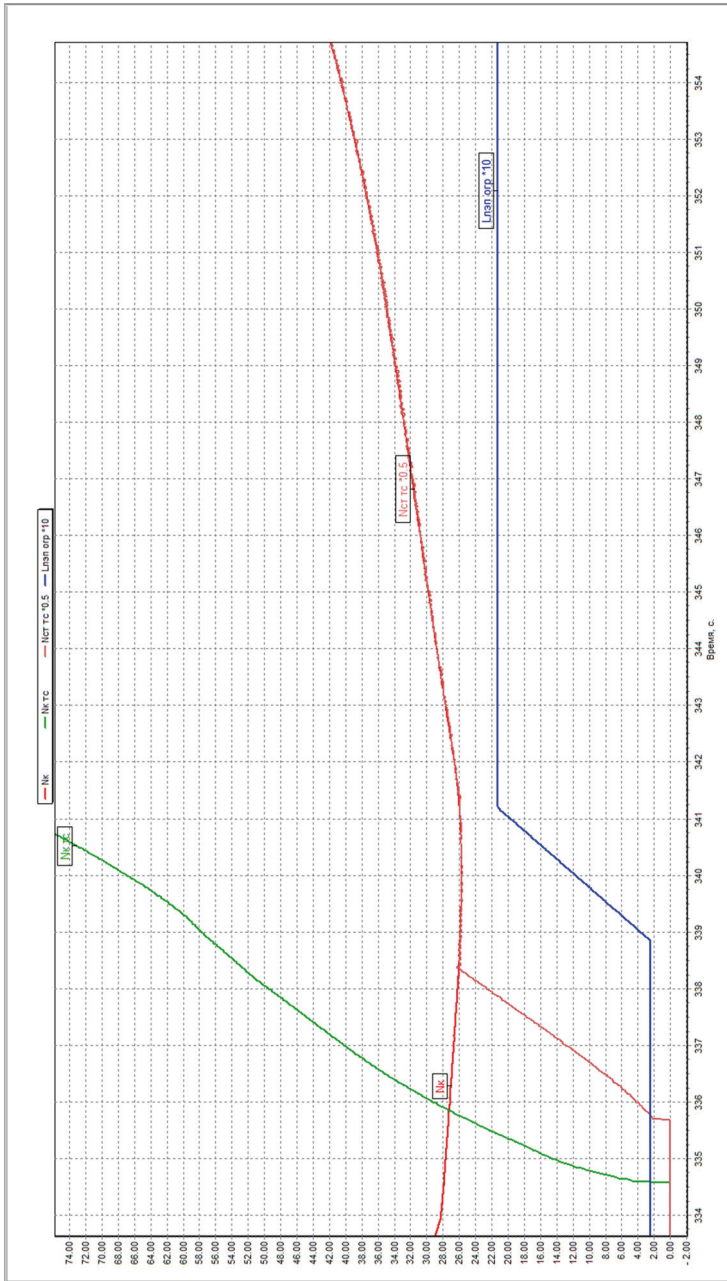


Рисунок 3.ФС-1 с 21001 2023-07-17-11\_48\_02\_K9H00021001



Из приведенных графиков изменения параметров двигателя при запуске на вы-  
беге видно, что

- при постановке РУД в положение «малый газ» после поджига топлива в камере сгорания двигателя темп снижения частоты вращения  $n_k$  уменьшается,
- при достижении частоты вращения силовой турбины турбостартера  $n_{ст}^{TC}$  частоты вращения  $n_k$ , с учетом отношения  $n_{ст}^{TC} = 2 \cdot n_k$ , происходит сцепление обгонной муфты и обеспечивается передача крутящего момента свободной турбины турбостартера к ротору двигателя; после сцепления продолжается снижение частоты  $n_k$ .
- далее осуществляется плавное увеличение мощности турбостартера от минимальной до максимальной, с последующим выходом в процессе запуска двигателя турбостартера на одну из программ управления — ограничения частоты  $n_k^{TC}$  или температуры газов  $T_4^{TC}$ .

Для подтверждения возможности реализации запуска с подкруткой с частотой вращения  $n_k$  не менее 25 % при проведении стендовых испытаний двигателей РД-93МА такие запуски выполнялись с частоты  $n_k = 30$  %

На рисунках 4 и 5 приведены для сравнения запуски двигателя при наземных проверках при запуске с частоты вращения  $n_k \approx 33$  % без подкрутки на выбеге (рис. 4) и запуске и с подкруткой двигателя турбостартером с  $n_k \approx 22$  % на выбеге (рис. 5) одного и того же двигателя РД-93МА в одинаковых внешних условиях. На рисунках 4, 5 показаны

- частота вращения  $n_k$ , %,
- температура газов  $T_4$  с учетом коррекции инерционности термодатчиков, град С., в масштабе 0,1,
- положение РУД двигателя, град. угл.
- производная  $dn_k/dt$ ,  $\%/с^2$ , в масштабе 10,
- работа агрегата зажигания двигателя АЗД.

На рисунке 5 дополнительно показаны:

- частота вращения  $n_{ст}^{TC}$ , %, в масштабе 0,5,
- производная  $dn_{ст}^{TC}/dt$ ,  $\%/с^2$ , в масштабе 5.

Из приведенных на рисунках 4 и 5 графиков параметров видно, что в первом случае время от начала запуска, отсчитываемого от момента включения агрегата АЗД запуска двигателя, включаемого при постановке РУД в положение «малый газ», до выхода на частоту вращения малого газа ротора компрессора составило примерно 50 с, во втором — около 40 с, несмотря на более низкую частоту  $n_k$  в начале запуска.

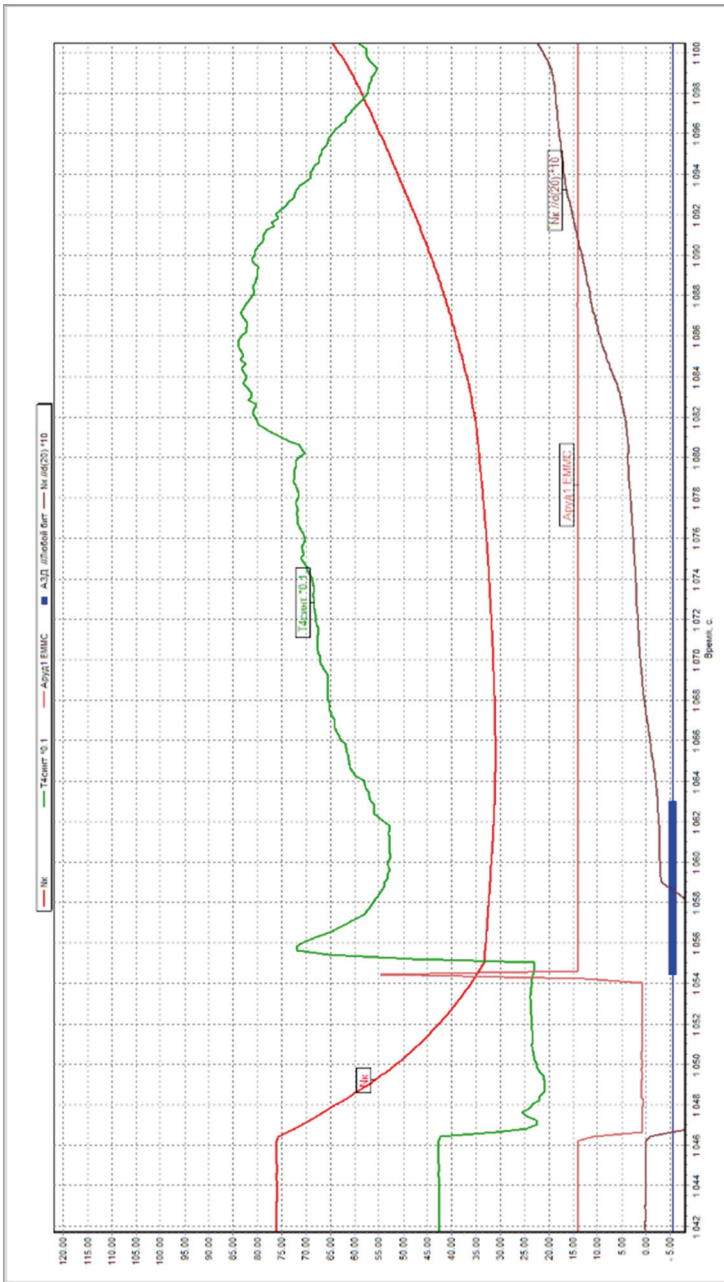


Рисунок 4. 21001 — 2024.03.29 2 опробования (...АЗВ2...)



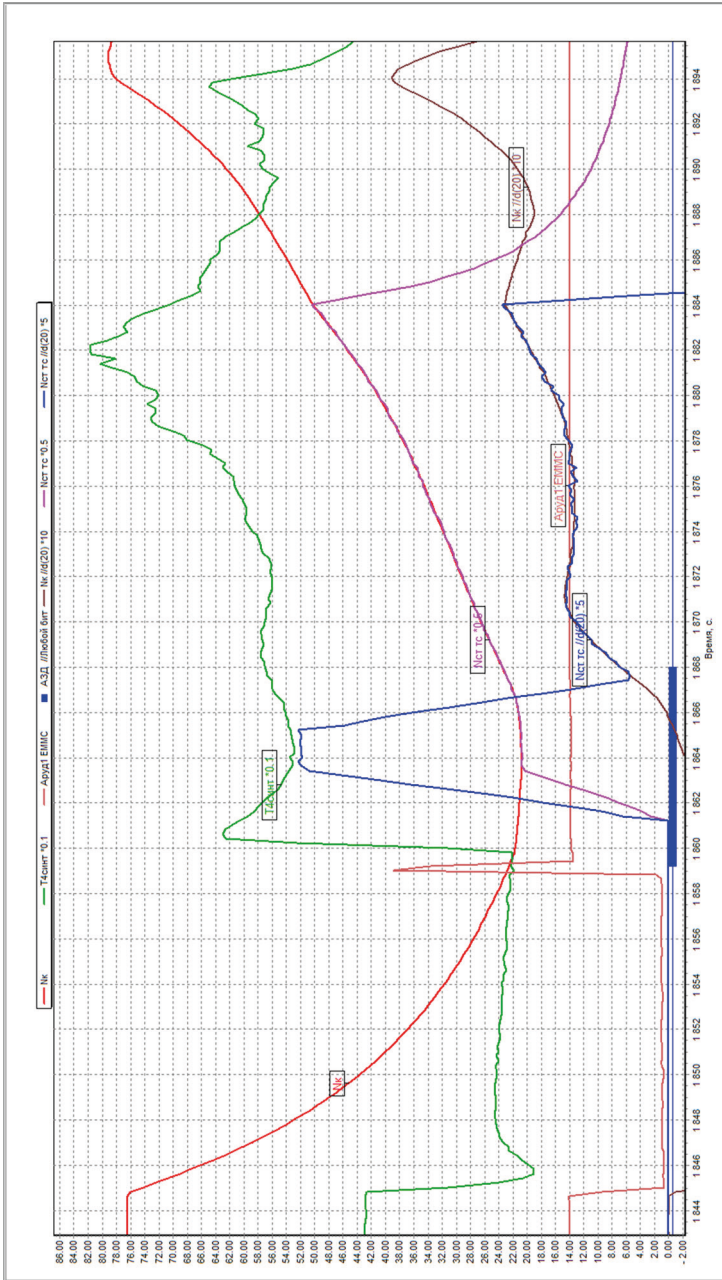


Рисунок 5. 21001 — 2024.03.29 2 опробования (...АЗВ2...)

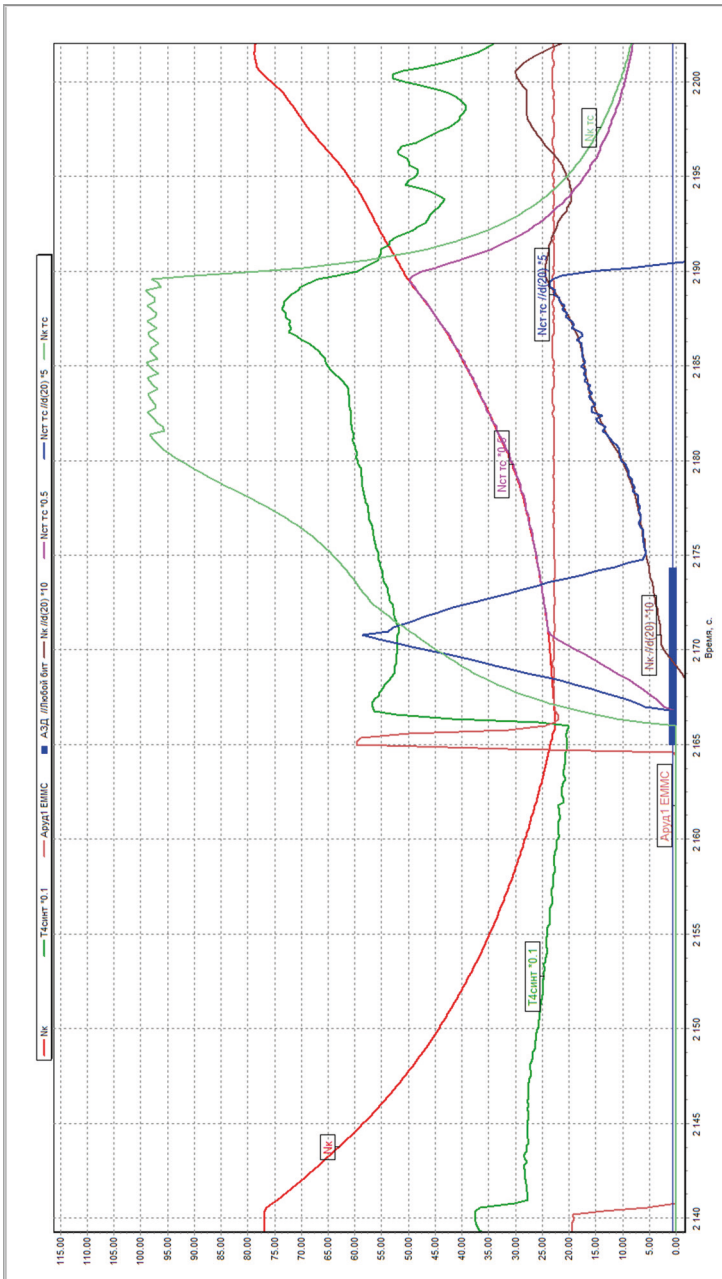


Рисунок 6.

На рисунке 6 приведен запуск двигателя в полете с подкруткой турбостартером, выполненный при проведении ЛКИ. Запуск выполнялся при полете с числом  $M \approx 0,4$  в течение всего времени запуска. Начало запуска на высоте 5150 м, выход двигателя на частоту вращения  $n_{к\text{пр}} \approx 70,5\%$  на высоте 4500 м. На рисунке 6 приведены:

- частота вращения  $n_k$ , %,
- температура газов  $T_4$  с учетом коррекции инерционности термодпар, град С., в масштабе 0,1,
- положение РУД двигателя, град. угл.,
- производная  $dn_k/dt$ ,  $\%/c^2$ , в масштабе 10,
- работа агрегата зажигания двигателя АЗД,
- частота вращения  $n_{ст}^{TC}$ , %, в масштабе 0,5,
- производная  $dn_{ст}^{TC}/dt$ ,  $\%/c^2$ , в масштабе 5,
- частота вращения  $n_k^{TC}$ , %.

Из приведенных на рисунке 6 графиков видно, что в полете за счет энергии набегающего потока воздуха при включенном агрегате зажигания двигателя после поджига топлива имеет место увеличение частоты вращения  $n_k$  до сцепления обгонной муфты. По характеру изменения производной частоты вращения  $n_{ст}^{TC}$  свободной турбины турбостартера видны этапы:

- раскрутки до сцепления,
- увеличения частоты вращения после сцепления частей муфты в процессе увеличения мощности турбостартера при работе программы управления постоянного положения дозирующего крана и увеличения расхода топлива по программе гидромеханического регулятора,
- управления расходом топлива программой ограничения частоты вращения  $n_k^{TC}$  ротора компрессора турбостартера.

Время запуска до достижения оборотов  $n_{к\text{пр}} \approx 70,5\%$  составило порядка 30 с. Отмеченный колебательный характер  $n_k^{TC}$  при управлении программой ограничения частоты вращения ротора компрессора турбостартера обусловлен отсутствием возможности выполнить в полном объеме определения значений коэффициентов передаточной функции управления турбостартером при его испытаниях в термобарокамере с технологическим цифровым регулятором. Указанный недостаток не оказывает влияния на запуск двигателя с подкруткой. Необходимость уточнения значений коэффициентов передаточной функции управления расходом топлива в турбостартер, а также вида такой передаточной функции могут в дальнейшем быть учтены при проведении проверок высотных запусков двигателя РД-93Ма с подкруткой турбостартером.

### Заключение

1. В рамках ЛКИ самолета FC-1 (Super-7), КНР, с двигателем РД-93МА подтверждена практическая реализуемость запуска турбореактивного двигателя РД-

93МА при его останове в воздухе с низких частот вращения  $n_k$  на выбеге с подкруткой с подкруткой ротора компрессора двигателя турбостартером.

2. При наличии требований к выполнению запуска двигателя в полете с подкруткой турбостартером обязательным является проведение испытаний запусков турбостартера в термобарокамере при имитации значений высот и скоростей полета, должны быть проведены как отработка передаточной функции управления расходом топлива в турбостартер, так и значений её коэффициентов составляющих этой функции.

### **Литература**

1. Душиц-Коган Г. Д., Ковалёв А. П., Обошнев М. Ю. О возможности применения турбостартера для запуска турбореактивного двигателя в полете при низкой частоте вращения ротора высокого давления при авторотации или её отсутствии // Климовские чтения — 2015: перспективные направления развития авиадвигателестроения. Сборник докладов научно-технической конференции. СПб.: ОАО «Климов», 2015. С.150–156.

*Г. Д. Душиц-Козан, Ю. В. Кокунин*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТОПЛИВА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ТУРБОСТАРТЕРА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Аннотация.** В статье представлен модифицированный алгоритм управления расходом топлива в камеру сгорания турбостартера ВК-100-1МА для двигателя РД-93МА в составе самолета ФС-1. Приведены меры по повышению чувствительности передаточных функций используемых программ ограничения. По результатам стендовых и летных испытаний дана сравнительная оценка эффективности модифицированного алгоритма при наземных запусках турбостартера (ТС).

### **Введение**

Актуальность темы определяется высокими требованиями по качеству регулирования, предъявляемыми к электронной системе управления расходом топлива в камеру сгорания турбостартера ВК-100-1МА для двигателя РД-93МА и ВК-100-1МК для двигателя РД-33МК [1, 2].

В работах [3–5] приведен алгоритм управления расходом топлива в камеру сгорания ТС. Данный алгоритм позволил обеспечить требуемую точность и устойчивость управления расходом топлива при наземных запусках ТС.

Проблема состоит в том, что, как показали стендовые испытания в составе термобарокамеры (ТБК) ФГУП «ЦИАМ им.П.И. Баранова», при высотных запусках ТС (на высотах до 6000 м) из-за повышения инерционности ротора турбокомпрессора имеют место существенные, до 2–2.5 %, забросы частоты вращения «Nk тс» ротора турбокомпрессора над соответствующей программой ограничения. В то же время по требованиям технического задания на БАРК-93МА погрешность регулирования (заброс) при выходе на данную программу не должна превышать 1 % [2].

Для решения данной проблемы и снижения забросов при выходе на программы ограничения в настоящей статье предлагается модифицировать алгоритм управления ТС в направлении повышения чувствительности используемых в алгоритме передаточных функций при работе на имеющихся контурах ограничений.

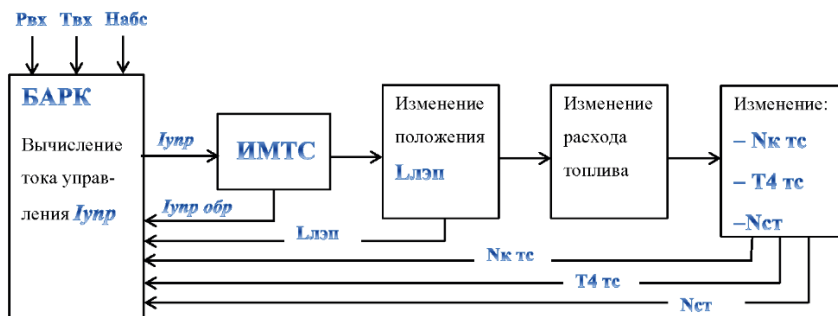
### **1. Постановка задачи и пути ее решения**

Управление расходом топлива в камере сгорания ТС осуществляется блоками автоматического регулирования и контроля БАРК-93МА и БАРК-42 (далее–БАРК) с помощью формирования и выдачи на исполнительный механизм ТС (ИМТС) тока управления «Iупр», регулирующего положение электропреобразователя (ЛЭП), который определяет расход топлива. При управлении расходом топлива ТС должны выполняться следующие программы ограничения:

- ограничение положения дозирующего крана «Ллэп»;
- ограничение частоты вращения ротора компрессора ТС «Nк тс»;
- ограничение приведенной частоты вращения ротора компрессора ТС «Nк тс пр» (при запусках в полете — для БАРК-93МА);
- ограничение температуры газа за свободной турбиной ТС «Т4 тс»;
- ограничение частоты вращения свободной турбины «Nст» (в режиме энергоузла — для БАРК-42).

Общая структура системы управления расходом топлива ТС с использованием БАРК приведена на рис. 1.

Условия запуска ТС:



**Рисунок 1.** Общая структура системы управления расходом топлива ТС с использованием БАРК

Данная система управления относится к классу динамических нелинейных систем с обратной связью. Целью функционирования данной системы является максимизация в каждый текущий момент времени расхода топлива в камере сгорания ТС при одновременном выполнении ограничений по положению *Ллэп*, а также ограничений по параметрам *Nк тс*, *Nк тс пр*, *Т4 тс*, *Nст*, *Iупр*. Цель функционирования данной системы может быть сформулирована в виде следующей оптимизационной задачи:

$$Lлэп(Iупр) \rightarrow \max. \quad (1)$$

При ограничениях:

$$\left\{ \begin{array}{l} Lлэп(Iупр) \leq Lлэп \text{ огр}, \quad (2) \\ Nк \text{ тс} \leq Nк \text{ тс} \text{ огр}, \quad (3) \\ Nк \text{ тс} \text{ пр} \leq Nк \text{ тс} \text{ пр} \text{ огр} \quad (\text{при запуске ТС в полете — для БАРК-93МА}), \quad (4) \\ T4 \text{ тс} \leq T4 \text{ тс} \text{ огр}, \quad (5) \\ Nст \leq Nст \text{ огр} \quad (\text{в режиме энергоузла — для БАРК-42}), \quad (6) \\ 0 \leq Iупр \leq Iупр \text{ max}. \quad (7) \end{array} \right.$$

Для решения задачи (1)–(7) используется метод селективного (выбора) на каждом цикле управления БАРК одного из указанных контуров (программ) ограничений и выдачи тока управления «*I<sub>упр</sub>*» выбранного контура в ИМТС. Селекция осуществляется по максимальной величине тока управления используемых контуров ограничений

$$I_{упрj} = \max (I_{упр2}, I_{упр3}, \dots, I_{упр6})$$

Передаточная функция для каждого контура ограничения формирует соответствующий ток управления «*I<sub>упр</sub>*» и представляется в следующем виде:

$$I_{упр} = I_0 + k_{пр}(x - x_{огр}) + k_{диф}(\dot{x} - \dot{x}_{огр}) + S_{инт}, \quad (8)$$

$$S_{инт} = S_{инт\ пред} + k_{инт}(x - x_{огр}), \quad (9)$$

$$0 \leq I_{упр} \leq 800 \text{ мА}, \quad 0 \leq S_{инт} \leq 600 \text{ мА}, \quad (10)$$

где  $x$  — регулируемый параметр (*Lлэн*, *Нк тс*, *T4 тс*, *Net*);

$x_{огр}$  — ограничение регулируемого параметра;

$\dot{x}$  — производная регулируемого параметра за цикл управления (такт) БАРК;

$\dot{x}_{огр}$  — производная программы ограничения регулируемого параметра за цикл управления (такт) БАРК;

$k_{пр}$  ( $k_{диф}$ ,  $k_{инт}$ ) — коэффициент при пропорциональном (дифференциальном, интегральном) звене передаточной функции;

$S_{инт}$  — интегральная составляющая передаточной функции на текущем цикле управления БАРК, мА;

$S_{инт\ пред}$  — интегральная составляющая передаточной функции на предыдущем цикле управления БАРК, мА;

$I_0$  — начальное значение тока управления на момент включения БАРК, мА.

Коэффициенты  $k_{диф}$ ,  $k_{инт}$  являются константами, а коэффициент  $k_{пр}$  представляется функцией  $k_{пр} = f(\Delta x)$  и зависит от величины рассогласования  $\Delta x = x - x_{огр}$ . Функция  $f(\Delta x)$  задается в виде кусочно-линейной зависимости в соответствии с таблицей 1.

Т а б л и ц а 1

$\Delta x,$ <i>мм (% , °С)</i>	$\leq \Delta x_1$	$\Delta x_2$	$\Delta x_3$	$\geq \Delta x_4$
$k_{пр},$ <i>мА/мм(мА/% , мА/ °С)</i>	$k_{пр1}$	$k_{пр2}$	$k_{пр3}$	$k_{пр4}$

Как уже отмечалось, для снижения забросов при выходе на программы ограничения «*Нк тс*», «*Нк тс пр*» и «*T4 тс*» необходимо повысить чувствительность соот-

ветствующих передаточных функций. В статье предлагаются следующие меры по повышению чувствительности передаточных функций при работе на указанных контурах ограничений:

- введение в передаточные функции обратной связи по положению дозирующего крана «*Ллэп*»;
- коэффициенты при пропорциональной и дифференциальной составляющих передаточных функций контуров ограничения «*Нк тс*» и «*Нк тс пр*» вычислять с учетом давления воздуха «*Рвх*» на входе в двигатель;
- коэффициент пропорциональности в передаточной функции контура ограничения «*Т4 тс*» вычислять с учетом теплового состояния ТС на начало его запуска;
- при селектировании контуров ограничений использовать как пропорциональную составляющую, так и сумму пропорциональной и дифференциальной составляющих передаточных функций.

Дополнительно для БАРК-93МА необходимо осуществлять коррекцию выдаваемого в ИМТС расчетного тока управления «*Иупр*» с целью его соответствия фактическому, измеренному БАРК, току управления.

Рассмотрим более детально каждое из указанных изменений алгоритма управления расходом топлива ТС.

1. После введения обратной связи по положению дозирующего крана «*Ллэп*» передаточная функция (8) контуров ограничений «*Нк тс*», «*Нк тс пр*» и «*Т4 тс*» выглядит следующим образом:

$$I_{упр} = I_0 + k_{пр}(x - x_{огр}) + k_{диф}(\dot{x} - \dot{x}_{огр}) - k_{ос}(Lлэп - Lлэп огр) + S_{инт}, \quad (11)$$

где  $k_{ос}$  — коэффициент обратной связи по положению «*Ллэп*», мА/мм; *Lлэп*, *Lлэп огр* — соответственно фактическое положение *Lлэп* и программа его ограничения.

При этом коэффициент  $k_{ос}$  определяется следующим образом:

$$k_{ос} = \begin{cases} \neq 0 & \text{при выполнении } Lлэп - Lлэп огр < 0, \\ 0 & \text{в противном случае} \end{cases}$$

После завершения перерегулирования при выходе на программу ограничения ( $x > x_{огр}$ )  $\rightarrow$  ( $x < x_{огр}$ ) обратная связь по положению «*Ллэп*» для исключения колебаний при работе на программе ограничения отключается ( $k_{ос} = 0$ ).

Введение составляющей по обратной связи позволяет увеличить ток управления «*Иупр*» при выходе на программу ограничения, что приводит к снижению положения дозирующего крана *Lлэп* и, соответственно, к уменьшению расхода топлива и снижению заброса.

2. Коэффициенты пропорциональности передаточных функций программ ограничений «*Нк тс*» и «*Нк тс пр*» вычисляются в соответствии с таблицей 2 (вместо таблицы 1).



$\Delta x, \%$	$\leq \Delta x_1$	$\Delta x_2$	$\Delta x_3$	$\geq \Delta x_4$
$k_{пр}, МА кгс/ \% см^2$	$k_{пр1} / P_{вх}$	$k_{пр2} / P_{вх}$	$k_{пр3} / P_{вх}$	$k_{пр4} / P_{вх}$

Коэффициент при дифференциальной составляющей передаточной функции программы ограничения вычисляется следующим образом:

$$k_{диф} = (k_{диф1} - 0.3 * \Delta Nk \text{ тс}) / P_{вх}, k_{диф} \in [k_{диф min}, k_{диф max}], \quad (12)$$

где  $k_{диф1}$  — начальное значение коэффициента дифференциальности;

$\Delta Nk \text{ тс}$  — рассогласование между фактическим положением « $Nk \text{ тс}$ » и программой его ограничения, %;

$k_{диф min}$  ( $k_{диф max}$ ) — минимальное (максимальное) значение коэффициента при дифференциальной составляющей передаточной функции.

Инерционность ротора турбокомпрессора ТС возрастает с увеличением высоты запуска ТС и, соответственно, со снижением давления воздуха « $P_{вх}$ » на входе в двигатель. Для компенсации увеличения инерционности турбокомпрессора предусмотрено введение параметра « $P_{вх}$ » в пропорциональную и дифференциальную составляющие передаточной функции. Это позволяет существенно повысить коэффициент усиления при возрастании высоты запуска двигателя и снизить, тем самым, величину заброса при выходе на программу ограничения. Так, при высоте запуска  $\approx 6000$  м значение  $P_{вх}$  составляет  $\approx 0.5$  кгс/см<sup>2</sup>, что приводит к увеличению пропорциональной и дифференциальной составляющих практически в два раза.

3. Коэффициент пропорциональности передаточной функции контура ограничения « $T4 \text{ тс}$ » вычисляется с учетом теплового состояния ТС в соответствии с таблицей 3 (вместо таблицы 1).

Таблица 3

$\Delta x, ^\circ C$	$\leq \Delta x_1$	$\Delta x_2$	$\Delta x_3$	$\geq \Delta x_4$
$k_{пр}, МА/ ^\circ C$	$k_{пр1} * k_{ус}$	$k_{пр2} * k_{ус}$	$k_{пр3} * k_{ус}$	$k_{пр4} * k_{ус}$

Здесь  $k_{ус}$  — коэффициент усиления, используемый в том случае, если на начало запуска ТС температура газа за свободной турбиной « $T4 \text{ тс}$ » превышает заданное значение « $T4 \text{ тс}_0$ ». Коэффициент  $k_{ус}$  и предельное значение « $T4 \text{ тс}_0$ » определены по результатам стендовых испытаний.

4. Первоначально в алгоритме управления расходом топлива ТС при селекции контуров ограничений использовалась только пропорциональная составляющая передаточной функции (вариант 1). При таком подходе переход на контур ограничения « $Nk \text{ тс}$ » осуществлялся, как правило, только после выполнения условия  $Nk \text{ тс} > Nk \text{ тс отр}$ .

Для более раннего перехода на программу ограничения «Nk тс» и снижения за счет этого скорости увеличения частоты вращения ротора компрессора при подходе к программе ограничения целесообразно при селекции контуров использовать сумму пропорциональной и дифференциальной составляющих передаточной функции (вариант 2).

Анализ результатов испытаний в части измерения температуры «Т4 тс» показал, что в ряде случаев при возрастании температуры имеют место ее скачкообразные изменения. При определенных значениях данного параметра это приводит, за счет большой дифференциальной составляющей, к преждевременной селекции (выбору) контура ограничения «Т4 тс» и, соответственно, к колебаниям остальных регулируемых параметров. Для исключения данной ситуации при селекции контуров предлагается использовать вариант 1, если выполняется условие:

$$T4 \text{ тс} > T4 \text{ тс огр} - \Delta T4, \quad (13)$$

где  $\Delta T4$  — заданное значение температуры газа «Т4 тс» (определено по результатам испытаний).

При невыполнении условия (13) при селекции контуров ограничений используется вариант 2.

5. В силу схемотехнических решений, принятых при разработке БАРК-93МА, расчетный, вычисленный БАРК, ток управления «*Iупр*», выдаваемый в ИМТС, в ряде случаев значительно ( $\approx$  на 20-40мА) превышает фактический, измеренный БАРК, ток управления «*Iупр обр*». Это фактически означает введение дополнительной временной задержки (порядка 0.075-0.1 с) в систему управления расходом топлива ТС, что существенно снижает точность и устойчивость процесса управления.

Анализ файлов стендовых испытаний показал, что рассогласование токов управления  $\Delta I_{упр} = I_{упр} - I_{упр \text{ обр}}$  существенно отличается для разных ТС и даже для одного ТС при различных запусках. В то же время испытания показали, что в рамках одного запуска рассогласование  $\Delta I_{упр}$  является примерно постоянной величиной в течение всего процесса запуска.

Данное обстоятельство позволило реализовать следующий алгоритм корректировки расчетного тока управления с целью его соответствия фактическому току управления:

- вычисление среднего значения рассогласования  $\Delta I_{упр0} = I_{упр} - I_{упр \text{ обр}}$  за заданное время  $\Delta t_{\text{зад}}$  после включения управления «ЭМЗС» открытия запорного крана подачи топлива в камеру сгорания ТС;
- после завершения вычисления значения  $\Delta I_{упр0}$  осуществить коррекцию расчетного тока, выдаваемого в ИМТС,

$$I_{упр} = I_{упр} + \Delta I_{упр0}. \quad (14)$$

## 2. Проверка модифицированного алгоритма управления расходом топлива

Проверка модифицированного алгоритма управления расходом топлива ТС с учетом указанных в статье изменений проводилась на испытательном стенде АО «ОДК-Климов», ТБК ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова» и в ходе летно-конструкторских испытаний (ЛКИ) самолета FC-1 [6–8].

2.1 В ходе стендовых испытаний для проверки работы алгоритма при выходе на программы ограничения «Nk tc» и «T4 tc» использовались не штатные, а сниженные программы ограничения, т.к. в нормальных условиях испытаний эти ограничения не достигаются. При этом проводилась сравнительная оценка эффективности по каждому изменению алгоритма — отдельно до и после внесенного в алгоритм изменения.

На стендовых испытаниях проверялась работа по каждому из контуров отдельно, а также при совместной работе на нескольких контурах ограничений.

Результаты стендовых испытаний с помощью ИДК записывались в файлы формата «.узк», которые затем оценивались с помощью специальной программы «Анализатор».

Эффективность работы модифицированного алгоритма управления расходом топлива ТС для каждого контура ограничения оценивалась по следующим показателям:

- величина перерегулирования  $N_{пер}$  при выходе на ограничение;
- продолжительность перерегулирования  $T_{пер}$  при выходе на ограничение;
- наличие, размах и продолжительность колебаний при работе на ограничении;
- максимальная погрешность регулирования при работе на ограничении для установившихся режимов.

В ходе стендовых испытаний путем вариации настроечных коэффициентов передаточных функций для пропорциональной, дифференциальной, интегральной составляющих, коэффициента обратной связи и других коэффициентов были определены области их оптимальных значений. Испытания показали, что использование выбранных коэффициентов передаточных функций обеспечивает требуемую точность и устойчивость процесса регулирования на всех контурах ограничений.

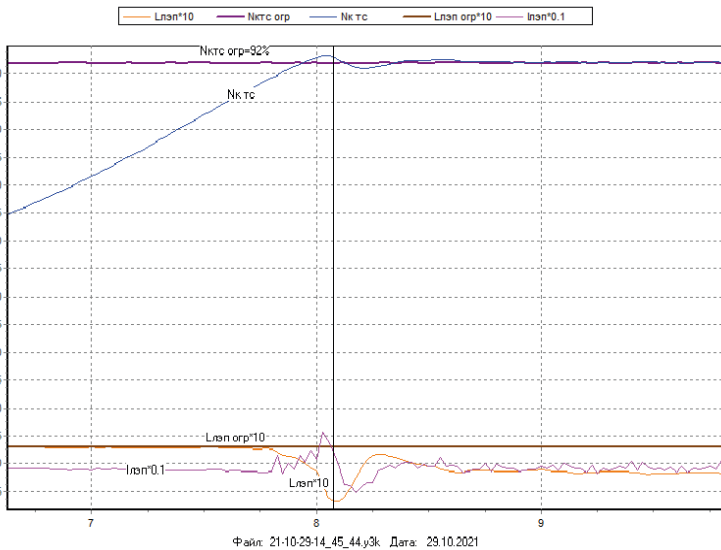
2.2 Результаты проверки модифицированного алгоритма управления расходом топлива ТС показали:

- управление ТС на программе ограничения «Ллэн» осуществляется устойчиво. Забросы положения «Ллэн» при выходе на программу ограничения отсутствуют;
- управление ТС на программе ограничения «Nk tc» осуществляется устойчиво. Область оптимальных значений коэффициента обратной связи по положению «Ллэн» составляет  $k_{oc} \in [40, 60]$  мА/мм. При выходе на сниженную

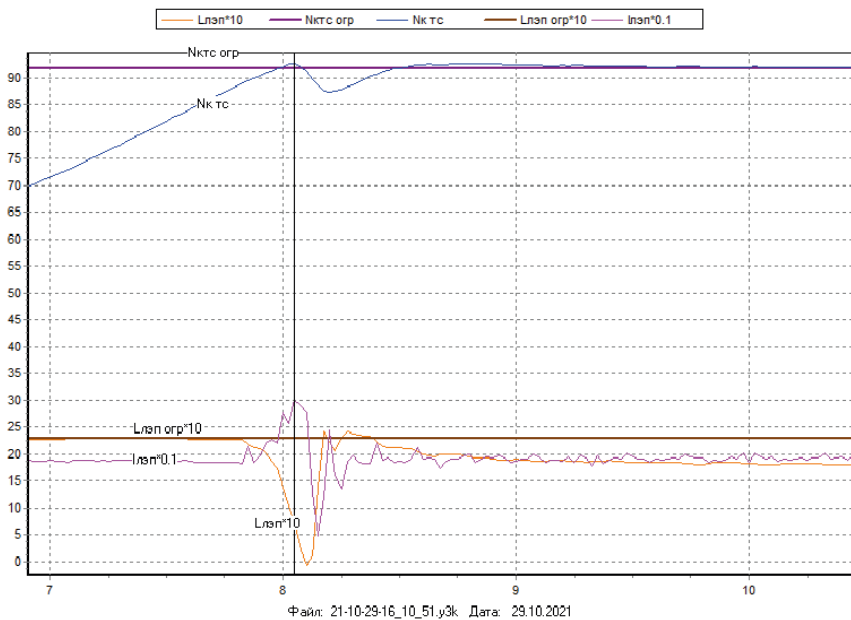
программу ограничения  $N_k$  тс  $\text{огр} = 92\%$  (штатная программа составляет  $96\%$ ) величина заброса « $N_k$  тс» уменьшается с  $1.3\text{--}1.4\%$  при отсутствии обратной связи по положению « $L_{лэн}$ » до  $0.8\text{--}1.2\%$  при ее наличии, т. е. примерно в 1.4 раза. Статическая погрешность при работе на установившемся режиме составляет  $\Delta N_k \text{ тс} \leq 0.36\%$ ;

- управление ТС на программе ограничения «Т4 тс» осуществляется устойчиво. Область оптимальных значений коэффициента обратной связи по положению « $L_{лэн}$ » при работе на данной программе ограничения составляет  $k_{oc} \in [40, 50]$  мА/мм. Величина заброса «Т4 тс» при выходе на программу ограничения Т4 тс  $\text{огр} = 600\text{ }^\circ\text{C}$  (штатная программа составляет  $740\text{ }^\circ\text{C}$ ) снижается с  $8\text{ }^\circ\text{C}$  при отсутствии обратной связи по положению « $L_{лэн}$ » до  $2\text{--}6\text{ }^\circ\text{C}$  при ее наличии. Статическая погрешность при работе на установившемся режиме составляет  $\Delta T4 \text{ тс} \leq 1\text{--}2\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- отключение обратной связи по положению « $L_{лэн}$ » на установившемся режиме программ ограничения « $N_k$  тс» и «Т4 тс» исключает (снижает) колебания данных параметров при работе на указанном режиме;
- испытания в ТБК показали, что введение параметра « $P_{вх}$ » в дифференциальную составляющую передаточной функции « $N_k$  тс» позволяет существенно снизить скорость изменения частоты вращения ротора турбокомпрессора при подходе к программе ограничения и, соответственно, уменьшить величину забросов « $N_k$  тс» примерно в 1.2 раза;
- использование смешанной схемы селекции контуров ограничений (пропорциональной и пропорционально-дифференциальной) позволяет исключить колебания регулируемых параметров « $L_{лэн}$ », « $N_k$  тс» и «Т4 тс» при работе на соответствующих контурах ограничений;
- испытания показали, что использование алгоритма корректировки тока управления позволяет снизить рассогласование между расчетным и фактическим токами управления « $L_{лэн}$ » в среднем с  $20\text{--}40$  мА без корректировки до  $2\text{--}3$  мА после корректировки тока;
- при одинаковых значениях коэффициентов передаточных функций корректировка тока управления « $L_{лэн}$ » позволила снизить забросы при выходе на программу ограничения « $N_k$  тс» примерно в 1.2 раза, а при выходе на программу ограничения «Т4 тс» — примерно в 1.25 раза. К тому же корректировка тока управления позволила существенно, примерно в 1.5 раза, повысить коэффициенты усиления в пропорциональной составляющей передаточной функции « $N_k$  тс» без потери устойчивости процесса регулирования.

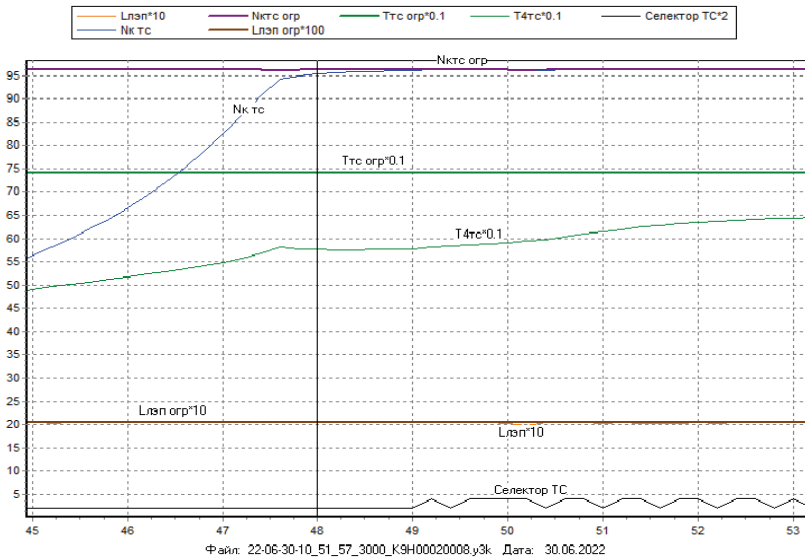
Отдельные примеры работы модифицированного алгоритма управления расходом топлива ТС на стенде АО «ОДК-Климов» и на самолете FC-1 приведены на рис. 2–5.



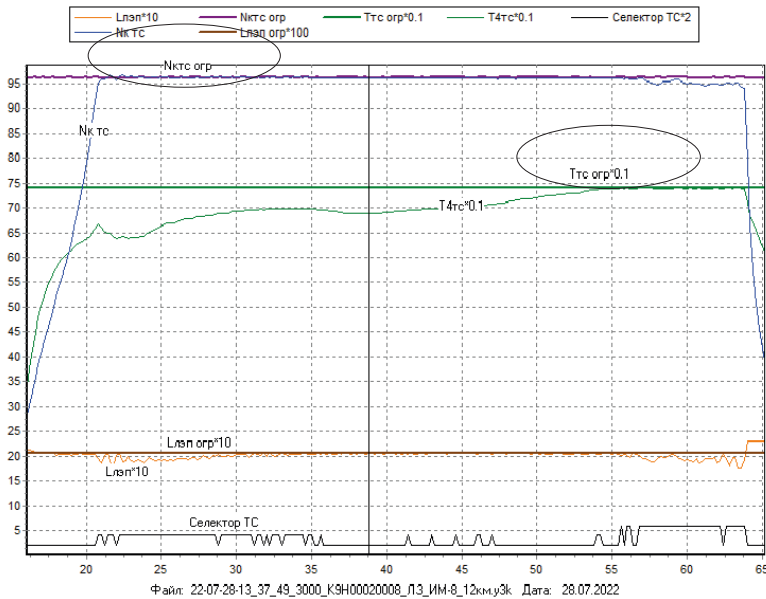
**Рисунок 2.** Стенд. Управление на программе ограничения  $Nk\ tc = 92\%$  ( $k_{oc} = 0\text{ MA/MM}$ ),  $H_{пер} = 1.4\%$



**Рисунок 3.** Стенд. Управление на программе ограничения  $Nk\ tc = 92\%$  ( $k_{oc} = 60\text{ MA/MM}$ ),  $H_{пер} = 0.8\%$



**Рисунок 4.** Самолет FC-1. Выход на программу ограничения «Nк тс»,  $H_{пер} = 0.2 \%$



**Рисунок 5.** Самолет FC-1. Выход на программу ограничения «Nк тс»,  $H_{пер} = 0.2 \%$ .  
Выход на программу ограничения «Т4 тс»,  $H_{пер} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## Заключение

1. Разработан и проверен экспериментально на стендах АО «ОДК-Климов», ТБК ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова» и в ходе ЛКИ самолета FC-1 модифицированный алгоритм управления расходом топлива турбостартера ВК-100-1МА двигателя РД-93МА при его запусках в стартерном режиме. Данный алгоритм включен в состав программного обеспечения БАРК-93МА.

2. Анализ результатов испытаний показал, что модифицированный алгоритм обеспечивает требуемую точность и устойчивость регулирования параметров на всех контурах ограничений при наземных запусках ТС. Введение в «старый» алгоритм указанных в статье изменений обеспечивает существенное, не менее, чем в 1.7–1.8 раз снижение забросов регулируемых параметров «Nk тс» и «T4 тс» при выходе на соответствующие программы ограничения. Это позволяет предположить эффективность модифицированного алгоритма управления топливом ТС также при запусках двигателя РД-93МА в полете с подкруткой ротора компрессора основного двигателя.

3. В силу универсализма предложенного алгоритма управления расходом топлива он может быть успешно использован для решения широкого класса задач управления турбовальных двигателей при работе на нескольких контурах ограничений.

## Литература

1. Дополнение № 3 к ТЗ 042.608.003 на БАРК-42. Требования к программному обеспечению БАРК-42 по управлению и контролю двигателя, КСА и турбостартера. СПб.: АО «ОДК-Климов», 2012. 113 с.
2. Приложение Г к ТЗ № 93МА-01-17ТЗ. Требования к программному обеспечению БАРК-93МА по управлению и контролю двигателя и турбостартера. СПб.: АО «ОДК-Климов», 2023. 174 с.
3. *Кокунин Ю. В.* Отчет № 42.782.0050-2019О. Разработка и испытания модифицированного алгоритма управления расходом топлива турбостартера ВК-100-1МК для двигателя РД-33МК на стенде АО «ОДК-КЛИМОВ» (БАРК-42). СПб.: АО «ОДК-Климов», 2019. 45 с.
4. *Кокунин Ю. В.* Отчет № 42.782.0186-2019О. Разработка и испытания модифицированного алгоритма управления расходом топлива турбостартера ВК-100-1МК для двигателя РД-33МК на стенде АО «ОДК-Климов». Режим энергоузла (БАРК-42). СПб.: АО «ОДК-Климов», 2019. 38 с.
5. *Душиц-Коган Г. Д., Кокунин Ю. В.* Разработка нового алгоритма управления расходом топлива турбостартера двигателя РД-33МК // Климовские чтения-2019. 2019. 10 с.
6. *Кокунин Ю. В.* Техническая справка № 9Н.782.0043-2021ТС по результатам стендовых испытаний управления турбостартером ВК-100-1МА блоком БАРК-93МА с программным обеспечением версии 0.2(0). СПб.: АО «ОДК-Климов», 2021. 18 с.
7. *Кокунин Ю. В.* Отчет № 9Н.782.0019-2022ДО по оценке качества управления турбостартером ВК-100-1МА в составе КСА-54М двигателя РД-93МА блоком БАРК-93МА на стенде АО «ОДК-Климов». СПб.: АО «ОДК-Климов», 2022. 20 с.
8. *Кокунин Ю. В.* Отчет № 9Н.782.0012-2023ДО по результатам стендовых испытаний управления турбостартером ВК-100-1МА блоком БАРК-93МА. СПб.: АО «ОДК-Климов», 2023. 28 с.

*А. Ю. Елисеева, М. Е. Санникова, К. С. Лебедева*

АО «ОДК-СТАР», Пермь  
eliseeva-ayu@ao-star.ru

## **МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО АГРЕГАТА В СВЯЗИ С ИЗМЕНЕНИЕМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА ПО КОЛЛЕКТОРАМ МЭКС ГГ**

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены варианты модернизации конструкции гидромеханического агрегата малоэмиссионной камеры сгорания (МЭКС) газогенератора (ГГ) большой мощности. Изменения связаны с необходимостью снижения вредных выбросов за счет перераспределения расхода топлива в коллекторы двигателя. Проведено сравнение конструкторских решений по усовершенствованию устройства. Представлены результаты исследования и даны рекомендации по применению наилучшей модификации. Показано, как изменение конструкции влияет на устойчивость системы.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, малоэмиссионная камера сгорания, гидромеханический агрегат, коллектор.

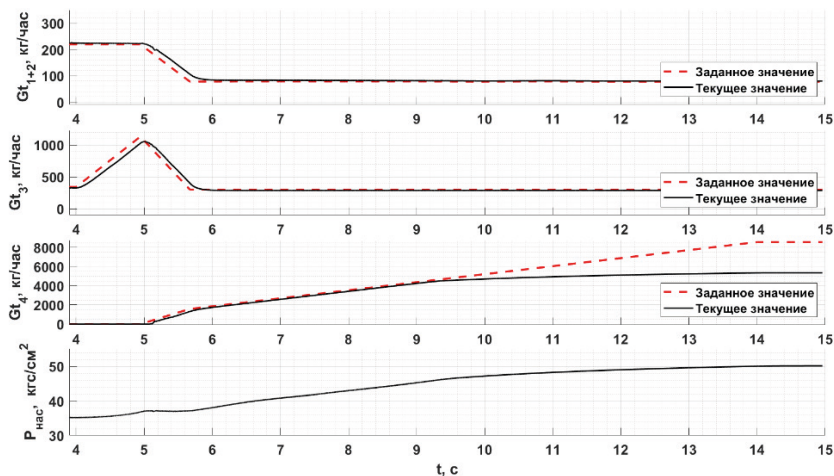
В настоящий момент предъявляются высокие требования к авиационной промышленности для конструкций разрабатываемых аппаратов не только с целью соответствия стандартам надежности, но и экологической безопасности [1]. Достижение допустимых показателей выбросов вредных веществ осуществляется различными методами, например, созданием альтернативных видов топлива, обогащением топливной смеси, оптимизацией работы и конструкции камеры сгорания [2–4]. Одним из перспективных решений по уменьшению вредных выбросов является использование малоэмиссионной камеры сгорания [5, 6]. Меньшая выработка оксида азота  $NO_x$  и углерода  $CO$  осуществляется за счет распределения топлива по четырем коллекторам [7].

На первом этапе разработки газогенератора большой мощности с МЭКС топливо распределялось по четырем коллекторам — двум диффузионным и двум гомогенным, при этом на диффузионные коллекторы приходилось около 9 % от суммарного расхода топлива. Для обеспечения заданного распределения топлива по коллекторам была разработана и изготовлена система топливопитания, успешно прошедшая испытания. На втором этапе принято решение изменить распределение топлива по коллекторам: три первых коллектора станут диффузионными, четвертый — гомогенным. Для минимизации выброса вредных веществ расход топлива, приходящийся на диффузионные коллекторы, требуется сократить до 4 %. Для проверки обеспечения нового заданного распределения топлива по коллекторам и работоспособности текущей схемы топливопитания ГГ с МЭКС проведено математическое моделирование, которое показало, что необходимый максимальный расход топлива в четвертый коллектор не обеспечивается. Для решения возникшей проблемы предложены варианты модернизации гидромеханического агрегата.



Система дозирования подачи топлива МЭКС ГГ имеет три независимых контура: контур диффузионных форсунок первой группы (регулирует подачу топлива в первый и второй коллекторы), контур диффузионных форсунок второй группы (регулирует подачу топлива в третий коллектор) и контур гомогенных форсунок (регулирует подачу топлива в четвертый коллектор). Для обеспечения наименьшего выброса  $NOx$  и  $CO$  на взлете необходимо обеспечить через 4-й коллектор расход около 8500 кг/час, когда расход через 1-й и 2-й коллекторы будет составлять всего 80 кг/час.

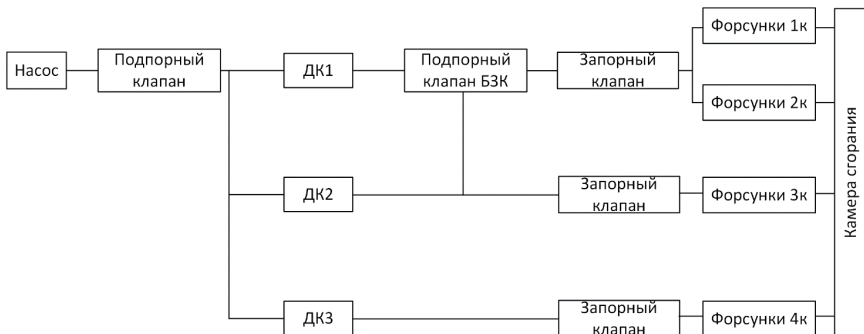
Для проверки обеспечения заданного распределения топлива по коллекторам моделировался процесс линейного изменения заданного суммарного расхода топлива с режима Земной малый газ (ЗМГ) до режима Взлет за 10 секунд. Результаты моделирования показали, что заданное распределение топлива по коллекторам не обеспечивается (рис. 1). На взлетном режиме расход топлива в четвертый коллектор достигает лишь 5500 кг/час.



**Рисунок 1.** Переходные процессы линейного изменения заданного расхода топлива с текущими конструктивными параметрами системы ( $G_{t_{1+2}}$  — расход топлива в 1-й и 2-й коллекторы,  $G_{t_3}$  — в 3-й коллектор,  $G_{t_4}$  — в 4-й коллектор)

Как видно из рисунка 1, не обеспечение заданного значения расхода топлива в четвертый коллектор происходит из-за низкого уровня давления за насосом. Данный параметр рассчитывается в соответствии с гидравлическим сопротивлением тракта топливопитания КС (рис. 2).

Когда расход топлива через дозирующий кран 1-го и 2-го коллекторов (ДК1) снижается до 80 кг/час, перепад на форсунках первого и второго коллекторов становится минимальным с другой стороны, перепад давления топлива на форсунках четвертого коллектора при расходе топлива  $G_{t_4} = 8500$  кг/час должен составить около



**Рисунок 2.** Схема системы топливопитания ГТ с МЭКС

40 кгс/см<sup>2</sup>. Учитывая уровень давления за компрессором на режиме Взлет и требуемый перепад давлений топлива на дозирующем кране 4-го коллектора (ДК3), величина давления за насосом должна быть не менее 100 кгс/см<sup>2</sup>. Таким образом, с 10,5 секунды уровня давления за насосом не хватает для поддержания перепада на дозирующем кране четвертого коллектора (ДК3). Поэтому заданный расход топлива через дозирующий кран четвертого коллектора не обеспечивается. Для решения этой проблемы необходимо увеличить сопротивления по тракту первого дозатора и соответственно поднять уровень давления за насосом.

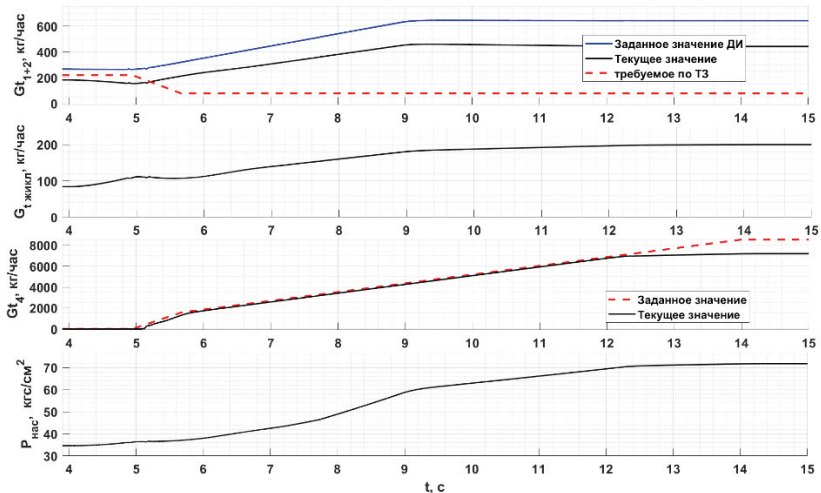
Первым вариантом решения проблемы является введение жиклера на перепуск дополнительного топлива через дозирующий кран 1-го и 2-го коллекторов на слив. Идея заключается в следующем: увеличивая расход топлива через ДК1, создается дополнительный перепад давлений топлива на подпорном клапане блока запорных клапанов (БЗК) и повышается уровень давления за насосом. Избытки топлива сливаются через жиклер на вход в центробежную ступень насоса.

Однако, математическое моделирование показало, что при увеличении расхода топлива через ДК1, приоткрывается и подпорный клапан, соответственно, дополнительного перепада не создается, или создается минимальный, не способный увеличить уровень давления за насосом. Результаты моделирования процесса линейного изменения заданного суммарного расхода топлива с режима ЗМГ до Взлет за десять секунд при введении жиклера на слив после подпорного клапана БЗК диаметром 1 мм представлено на рисунке 3.

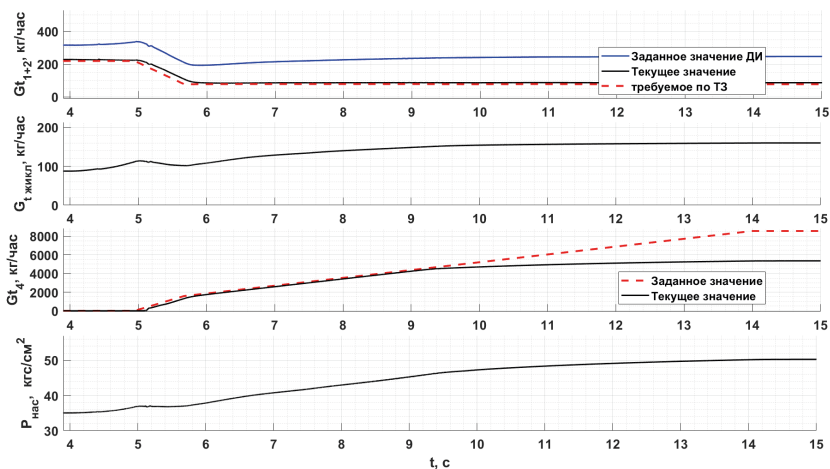
Кроме того, у данного варианта есть недостаток. Жиклер имеет постоянный диаметр, поэтому давление топлива перед ним всегда будет разным и зависеть от давления за компрессором  $P_k$ . Соответственно, перепускать жиклер будет не постоянное количество топлива, что потребует постоянной коррекции положения ДК1.

На рис. 3 видно, что расход топлива в 1-й и 2-й коллекторы превышает требуемое значение, из-за чего перепад на форсунках 1-2-го коллекторов увеличен. Не-

смотря на это, необходимый расход топлива в четвертый коллектор не обеспечивается. Кроме того, с 4 по 5,2 секунду расход топлива в камеру сгорания ниже, чем это необходимо. Это говорит о том, что при введении жиклера требуется и введение регулятора, обеспечивающего нужный расход топлива.



**Рисунок 3.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива при введении жиклера диаметром 1 мм ( $G_{t_{жикл}}$  — расход топлива, перепускаемый через жиклер диаметром 1 мм,  $G_{t_{1+2}}$  — расход топлива в 1-й и 2-й коллекторы,  $G_{t_4}$  — в 4-й коллектор)

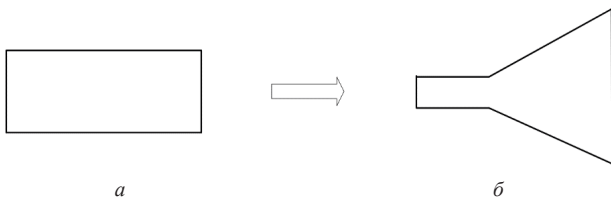


**Рисунок 4.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива при введении жиклера диаметром 1 мм и регулятора расхода топлива для ДИ1

На рисунке 4 представлены результаты моделирования при введении жиклера диаметром 1 мм после подпорного клапана БЗК и регулятора расхода топлива для ДК1. Регулятор замыкается по датчику расхода, стоящему перед форсунками 1-го и 2-го коллекторов.

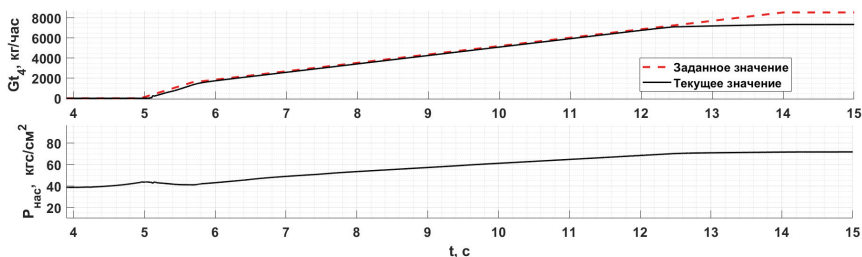
Введение регулятора расхода позволило точно дозировать топливо в 1-й и 2-й коллекторы. Однако избытки топлива, проходящие через подпорный клапан БЗК и сливаемые через жиклер диаметром 1 мм, не смогли обеспечить необходимый расход топлива в 4-й коллектор. Расход топлива достиг 5607 кг/час.

Вторым вариантом решения проблемы является внесение следующих конструктивных изменений: модифицировать форму пазов подпорного клапана, изменив форму с прямоугольной на треугольную, и усилие пружины подпорного клапана БЗК до максимально возможных исполняемых конструктивных параметров, реализуемых в существующем подпорном клапане.



**Рисунок 5.** Форма пазов подпорного клапана БЗК:  
*a* — исходная форма, *б* — предлагаемая форма

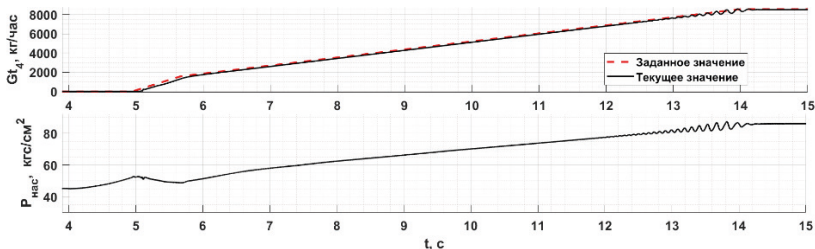
Данные мероприятия помогли увеличить расход топлива в 4-й коллектор до 7500 кг/час вместо требуемых 8500 кг/час (рис. 6).



**Рисунок 6.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива при изменении конструктивных параметров подпорного клапана (усилие пружины 25,6кгс)

Полностью обеспечить заданное распределение топлива помогает увеличение начального усилия пружины подпорного клапана БЗК до 40 кгс. Но при этом возникает период неустойчивости системы — затухающие колебания перед выходом на

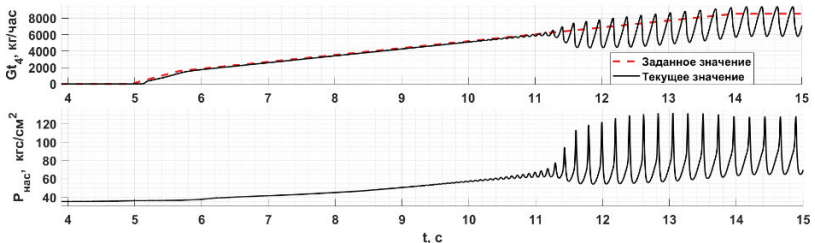
взлетный режим. Кроме того, увеличение усилия пружины до 40 кгс потребует увеличения втулки подпорного клапана и соответственно значительной доработки существующего агрегата. Результаты моделирования при изменении конструктивных параметров подпорного клапана представлены на рисунке 7.



**Рисунок 7.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива при изменении конструктивных параметров подпорного клапана (усилие пружины 40 кгс)

Главным минусом этого изменения являются значительные временные затраты на производство новых пружин и втулок.

Еще одним возможным решением проблемы может стать соединение пружинной полости подпорного клапана БЗК с магистралью отвода топлива после дозирующего крана 4-го коллектора (ДКЗ). Данная модификация не требует больших изменений конструкции, соединение можно обеспечить путем введения новых труб и не займет много времени. Однако математическое моделирование показало, что система ведет себя не устойчиво. Результаты моделирования изменения заданного суммарного расхода топлива без изменения конструктивных параметров подпорного клапана представлены на рисунке 8.



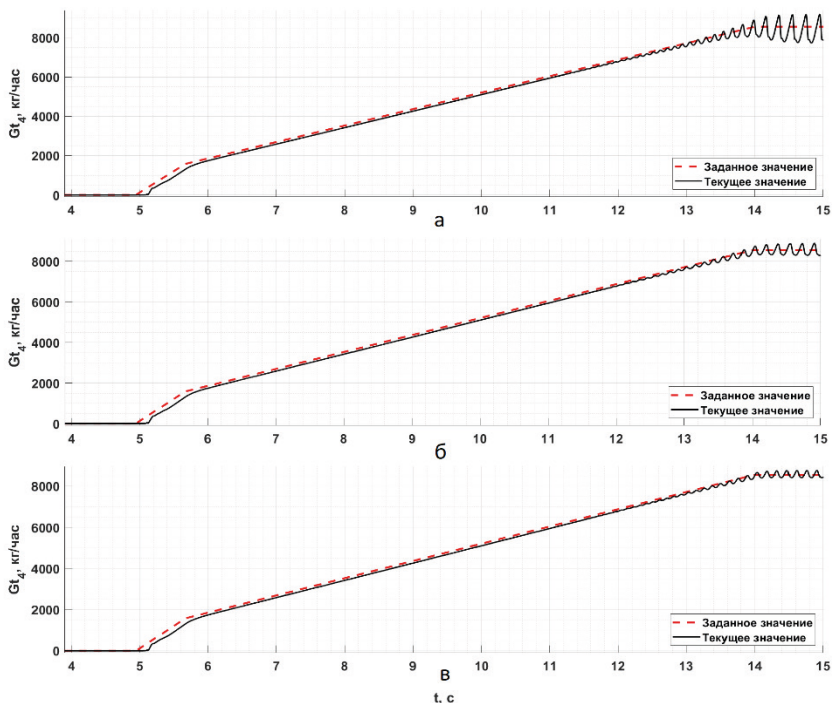
**Рисунок 8.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива при соединении пружинной полости подпорного клапана БЗК с магистралью отвода топлива после дозирующей иглы 4-го коллектора (без изменения конструктивных параметров подпорного клапана)

Основной поставленной задачей стало нахождение решения проблемы при минимально возможном количестве изменений в существующей конструкции агрегата.

Поэтому для того, чтобы исключить колебания системы, сперва были проработаны следующие мероприятия:

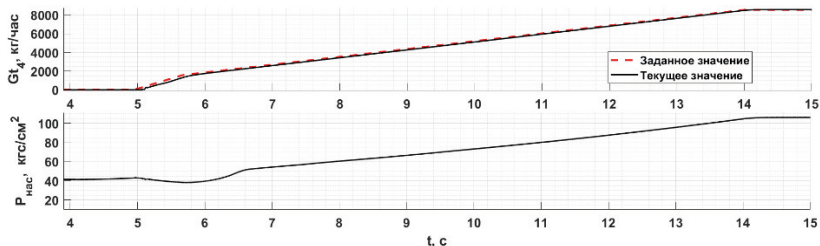
1. Сохранена форма пазов подпорного клапана, что соответствует вышеописанному предложению (рис. 5);
2. Увеличено усилие пружины без изменения жесткости пружины;
3. Введен дополнительный дроссельный пакет, соединяющий пружинную полость подпорного клапана БЗК с 4-м коллектором.

Результаты моделирования для введенных последовательно и по отдельности вариантов модернизации представлено на рисунке 9.



**Рисунок 9.** Переходные процессы изменения заданного суммарного расхода топлива для различных вариантов модернизации: а — меняем пазы и усилие пружины на 10 кгс, б- меняем пазы и добавляем только второй пакет без изменения пружины, в — с пружинной 10 кгс и двумя пакетами

Указанные выше изменения не смогли полностью устранить колебания (рис. 9, в). Поэтому предлагается к рассмотренным мероприятиям добавить изменение параметров пружины подпорного клапана: увеличить жесткость и усилие пружины. Моделирование показало, что требуемый расход топлива в 4-й коллектор обеспечивается (рис. 10).



**Рисунок 10.** Переходные процессы, при котором в 1-й и 2-й коллекторы идет минимальный расход топлива. Пружинная полость подпорного клапана БЗК соединена с 4-м коллектором, начальное усилие пружины подпорного клапана — 25,6 кгс, жесткость пружины — 1,16 кгс/мм

Для достижения расхода топлива 8500 кг/ч через 4-й коллектор и 80 кг/ч через 1-й и 2-й коллектора предложены различные варианты модернизации конструкции гидромеханического агрегата. Наиболее подходящим является изменение гидромеханического агрегата путем соединения пружинной полости подпорного клапана БЗК с 4-м коллектором и изменением конструктивных параметров подпорного клапана БЗК. Данный способ будет внедрён в заключительный вариант конструкции топливопитания МЭКС, что позволит сократить выброс вредных веществ при взлете.

## Литература

1. Яцко Т. М., Свиридов И. А. Специфика влияния авиационного транспорта на окружающую среду // Наука. Техника. Человек: исторические, мировоззренческие и методологические проблемы. 2022. — Т. 1, № 12. С. 423–427.
2. Палкин В. А. Обзор работ за рубежом по применению альтернативных видов топлива в авиации // Авиационные двигатели. 2021. № 4. С. 63–84.
3. Андриевская Н. В., Андриевский О. А. Минимизация вредных выбросов в малоэмиссионной камере сгорания // Научно-технический вестник Поволжья. 2022. № 9. С. 55–58.
4. Нугуманов А. Д., Ситатов А. М., Назукин В. А. Использование мирового опыта регулирования газотурбинных двигателей (ГТД) с малоэмиссионной камерой сгорания (МЭКС) по режимам мощности и в климатическом диапазоне при создании МЭКС для ГТД разработки АО «ОДК-Авиадвигатель» // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 50. С. 139–146.
5. Токарев В. В., Полянцева Е. И. Десять лет преодоления трудностей в малоэмиссионных камерах сгорания // Вестник СГАУ. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. 2004. № 5. С. 184–188.
6. Харисов Т. С., Скиба Д. В. Проблемы создания малоэмиссионной камеры сгорания // Молодежный вестник УГАТУ. 2019. Т. 21, № 2. С. 134–137.
7. Свердлов Е. Д., Пузич А. А., Дубовицкий А. Н., Владимиров А. В. Анализ методов и характеристик систем регулирования ГТУ с малоэмиссионными камерами сгорания // Авиационные двигатели. 2020. № 1. С. 47–56.



*Г. М. Лакиин*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
kon\_greg@klimov.ru

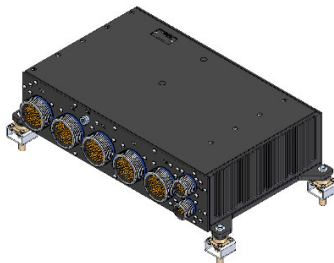
## **РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЙ ПРИ ВИБРОИСПЫТАНИЯХ ЭЛЕКТРОННЫХ АГРЕГАТОВ САУ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРАХ**

*Аннотация.* Статья посвящена вопросам организации виброиспытаний при производстве электронных агрегатов САУ двигателя, устанавливаемых на индивидуальных виброизоляторах. Приведён метод определения эквивалентного испытательного воздействия, дающий возможность исключить применение технологических виброизоляторов, что позволяет рационально организовать производственный процесс и повысить надёжность виброиспытаний.

*Ключевые слова:* электронные агрегаты, виброиспытания, виброизоляторы.

### **Введение**

Разработчики летательных аппаратов (ЛА) в последнее время предъявляют всё более высокие требования к виброустойчивости электронных агрегатов систем автоматического управления силовыми установками (ЭА САУ). Это даёт разработчикам ЛА известную свободу в выборе места установки — ЭА САУ размещают не только в фюзеляже, но и в таких вибронегруженных зонах ЛА, как мотогондолы, пилоны, крылья и двигательные отсеки. Чтобы удовлетворить этим растущим требованиям, конструкторы ЭА САУ должны повышать уровень виброзащищённости своих изделий. Это достигается двумя способами. Первый заключается в принятии тех или иных конструктивных мер внутри ЭА САУ, повышающих его виброустойчивость (см., например, [1] и [2]). Второй способ сводится к размещению между ЭА САУ и точками его крепления на ЛА внешних виброизолирующих индивидуальных устройств (ВВИУ) (см. рис. 1).



**Рисунок 1.** Пример ЭА САУ с применением внешних индивидуальных виброизоляторов



Настоящая статья посвящена некоторым вопросам проведения вибрационных испытаний при производстве ЭА САУ, устанавливаемых на ВВИУ.

## **Проблема**

ВВИУ не входят в состав ЭА САУ и могут поставляться как совместно с ним, так и по отдельному заказу. Основной причиной самостоятельной поставки ВВИУ является то, что срок их службы значительно меньше, чем срок службы ЭА САУ, поэтому ВВИУ следует рассматривать как сменные элементы комплекта монтажных частей ЭА САУ для установки на ЛА. По этой же причине в комплект поставки ЭА САУ могут прикладываться несколько комплектов ВВИУ. Указанные обстоятельства приводят к возникновению некоторых проблем при организации виброиспытаний ЭА САУ и ВВИУ в процессе их производства.

В нормативно-технической документации [3] указано, что бортовое авиационное оборудование, имеющее штатные индивидуальные виброизоляторы, должно испытываться с этими виброизоляторами. Но по причинам, изложенным выше, представляется целесообразным проводить виброиспытания ЭА САУ и ВВИУ раздельно. Это позволяет изготавливать ЭА САУ и ВВИУ раздельно и независимо друг от друга и строить производственный цикл, не связывая технологические процессы их изготовления. Таким образом, может быть сформирован производственный запас полностью изготовленных и испытанных ВВИУ, которые при необходимости можно использовать для поставки вместе с ЭА САУ или по отдельному заказу.

Раздельные виброиспытания ЭА САУ и ВВИУ в настоящее время обеспечиваются с использованием технологических эквивалентов. ЭА САУ испытывается на технологических ВВИУ, по конструкции идентичных штатным. Поставочные ВВИУ испытываются с использованием технологического ЭА САУ или его массогабаритного макета, идентичного ЭА САУ по габаритным, установочным и присоединительным размерам, а также по массе, включая расположение центра масс. В последнем случае проблем не возникает. Что же касается виброиспытаний ЭА САУ, способ с применением технологического комплекта ВВИУ следует признать неудачным. Поскольку испытания являются длительными (не менее 3 часов на ось) и, по крайней мере, по одной (наиболее опасной) оси проводятся на каждом выпускаемом ЭА САУ, имеет место износ технологических ВВИУ, что может приводить к неконтролируемому изменению вибрационных воздействий на ЭА САУ за счёт изменения амортизирующих свойств ВВИУ, а также к вынужденным перерывам в испытаниях для ремонта или замены технологического комплекта ВВИУ.

## **Решение**

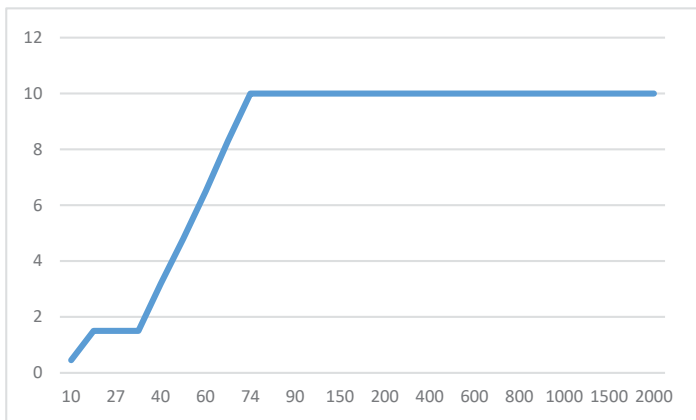
Для устранения этих недостатков предложено подавать непосредственно на ЭА САУ эквивалентные вибрационные воздействия, учитывающие амортизирующие свойства комплекта монтажных частей во всём диапазоне испытательных частот. В настоящее время имеются вибростенды, система управления которых позво-

ляет реализовать достаточно сложные профили изменения вибрационных воздействий во всём диапазоне испытательных частот. Необходимо рассчитать профиль изменения вибрационного воздействия, учитывающий как требования к виброустойчивости ЭА САУ, определяемые местом его установки на ЛА, так и амортизирующие свойства комплекта ВВИУ. Этот профиль должен быть введён в систему управления вибростенда, и в этом случае ЭА САУ может испытываться отдельно, без применения технологических ВВИУ.

### Методика расчёта

Нормы вибрационного воздействия на ЭА САУ со стороны ЛА (вне зависимости от наличия ВВИУ) задаются в нормативной документации [3] и указываются в технических условиях на ЭА САУ. Для самолётов с винтовыми и турбовинтовыми двигателями при испытании методом сканирующей синусоидальной вибрации профиль воздействия в диапазоне испытательных частот может быть представлен в виде кусочно-линейной функции  $A_1(f)$ , где  $A_1$  — амплитуда вибрационного воздействия в точках крепления ЭА САУ к вибростенду, имитирующему воздействию ЛА;  $f$  — частота вибрации.

Пример такой функции в координатах «виброускорение — частота» приведён на рис. 2, здесь  $f_n = 10$  Гц и  $f_b = 2000$  Гц — соответственно нижняя и верхняя частоты испытательного диапазона.



**Рисунок 2.** Профиль испытательного воздействия для ЭА САУ самолётов с винтовыми и турбовинтовыми двигателями

Амортизирующие свойства ВВИУ также зависят от частоты и могут быть описаны функцией коэффициента амортизации  $K_a(f)$ . В каждой её точке выполняется соотношение

$$K_a(f) = \frac{A_2(f)}{A_1(f)}, \quad (1)$$

где  $A_2(f)$  — амплитуда вибрационного воздействия в точке крепления ЭА САУ к ВВИУ, т.е. эта функция и является искомым законом изменения вибрационного воздействия, подаваемого непосредственно на ЭА САУ с учётом амортизирующих свойств ВВИУ, соответственно

$$A_2(f) = A_1(f) \cdot K_a(f). \quad (2)$$

Вид функции коэффициента амортизации  $K_a(f)$  будем полагать априори неизвестным, т.к. не все изготовители амортизаторов приводят их амплитудно-частотные характеристики в технических данных, а если и приводят, то в достаточно узком диапазоне частот, как правило, до 100 Гц. Однако испытательный диапазон для ЭА САУ гораздо шире и достигает 2000 Гц. По этим причинам вид функции коэффициента амортизации  $K_a(f)$  наиболее удобно исследовать экспериментально применительно к конкретному виду ЭА САУ и испытательному диапазону. В качестве примера на рис. 3 приведён экспериментально определённый вид функции  $K_a(f)$  для ЭА САУ двигателя ТВ7-117СТ-01 с использованием ВВИУ на амортизаторах типа АП4.2.22-2. Для повышения точности испытательный диапазон частот 10–2000 Гц был разбит на логарифмически равномерные участки в 1/9 октавы, т.е. всего было исследовано 68 точек, в каждой из которых определялось отношение (1).

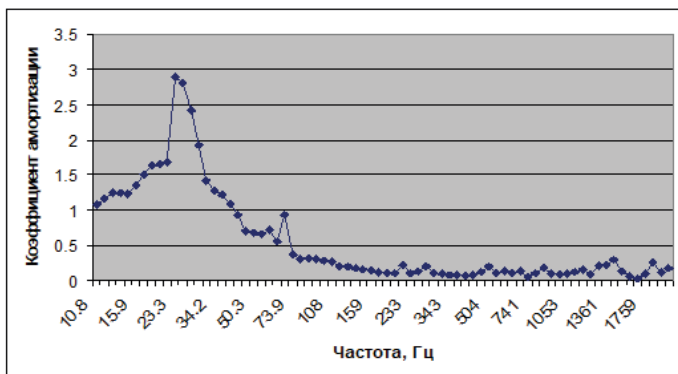
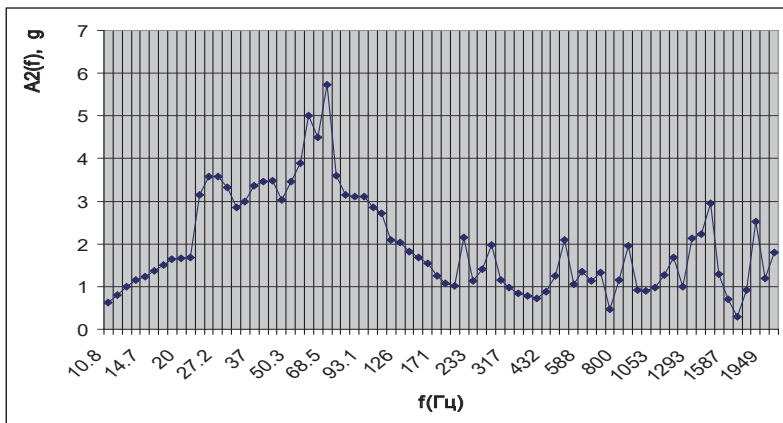


Рисунок 3. Вид функции  $K_a(f)$  для ЭА САУ двигателя ТВ7-117СТ-01 с использованием ВВИУ на амортизаторах типа АП4.2.22-2

Определение вида функции  $K_a(f)$ , строго говоря, не является обязательным для решения поставленной задачи, т.к. значения функции  $A_2(f)$  могут быть измерены непосредственно. Однако знать вид  $K_a(f)$  весьма полезно для оценки эффективности работы ВВИУ и возможности выполнения ими задачи повышения виброустойчиво-

сти ЭА САУ. Из анализа рис. 3 следует, что амортизаторы, входящие в ВВИУ, имеют частоту собственного резонанса около 30 Гц, при этом в резонансе амплитуда воздействия на ЭА САУ почти в 3 раза превышает амплитуду, подаваемую вибростендом. Ослабление внешнего воздействия (т. е.  $K_a < 1$ ) начинается после 50 Гц. Однако это не представляет опасности для функционирования ЭА САУ, поскольку резонансные частоты основных элементов конструкции ЭА САУ, обеспечивающих его функционирование — печатных плат с электрорадиоэлементами — лежат значительно выше. В рассматриваемом примере наименьшая резонансная частота печатной платы ЭА САУ составляет 180 Гц, а в этом диапазоне  $K_a < 0,3$ .

Итак, мы получаем вид функции  $A_2(f)$  либо непосредственным измерением в точке крепления ЭА САУ к ВВИУ, либо расчётным путём, перемножая графики рис. 2 и рис. 3 в соответствии с формулой (2). На рис. 4 приведён пример профиля испытательного воздействия на ЭА САУ, учитывающий амортизирующее действие ВВИУ в координатах «виброускорение — частота». Данное воздействие должно подаваться от вибростенда непосредственно на точки крепления ЭА САУ.

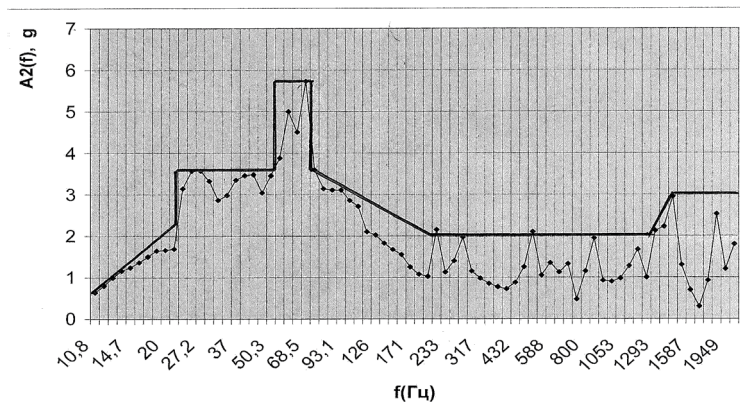


**Рисунок 4.** Профиль испытательного воздействия для ЭА САУ двигателя ТВ7-117СТ-01, учитывающий амортизирующее действие ВВИУ

Возникает закономерный вопрос о практической применимости экспериментально полученного профиля при виброиспытаниях серийных ЭА САУ. Статистическая достоверность не может быть подтверждена, т.к. статистические методы неприменимы по причине мелкосерийного характера производства, и, соответственно, невозможности получения репрезентативной выборки. Использование средних арифметических значений по малой выборке содержит в себе значительный риск ошибок первого рода, т.е. риск посчитать исправным ЭА САУ, который не выдержал бы испытаний при небольшом отклонении профиля. Кроме того, ввод профиля в виде большого количества точек в систему управления вибростенда представляет значи-

тельные трудности, т.к. система управления имеющихся вибростендов способна воспроизводить линейный закон изменения воздействия с участками нулевого, положительного или отрицательного угла наклона.

Для решения этого вопроса без ущерба для качества продукции предложено увеличить риск производителя и применить кусочно-линейную аппроксимацию полученной функции  $A_2(f)$  по огибающей (рис. 4).



**Рисунок 4.** Пример кусочно-линейной аппроксимации профиля вибрационного воздействия на ЭА САУ с учётом амортизирующего действия ВВИУ

Необходимо отметить, что при такой аппроксимации имеет место некоторое ужесточение условий испытаний по сравнению с испытаниями на технологических ВВИУ, что повышает гарантию качества испытываемых ЭА САУ. Кроме того, полученный профиль воздействия удобен для введения в систему управления вибростенда: на участках с нулевым наклоном поддерживается постоянное значение виброускорения, на участках с положительным наклоном — постоянное значение виброперемещения; на участках с отрицательным наклоном постоянного параметра нет, но при введении начального и конечного значения виброускорения система управления вибростенда способна поддерживать линейный характер профиля.

### Заключение

Предложен метод определения профиля эквивалентного воздействия при виброиспытаниях ЭА САУ, устанавливаемых на ВВИУ. Метод позволяет исключить применение технологических виброизоляторов, что повышает точность испытаний и позволяет рационально организовать производственный процесс. Метод реализован в АО «ОДК-Климов» при изготовлении электронного агрегата БАРК-65СМ для двигателя ТВ7-117СТ-01, что отражено в технических условиях и программах испытаний.

*Автор выражает благодарность специалистам виброкомплекса АО «ОДК-Климов» за содействие в проведении экспериментальной части работы.*

### **Литература**

1. *Мягоносов П. П., Платонов Б. Д.* Электронный модуль и способ его изготовления. Патент РФ № 2 309 560 С1 МПК Н05К 7/02, 10.01.2006.
2. *Мягоносов П. П., Лакиши Г. М.* Радиоэлектронный блок. Патент РФ № 2 323 556 С1 МПК Н05К 7/02, 09.01.2007.
3. *Квалификационные требования КТ-160G/14G. Условия эксплуатации и окружающей среды для бортового авиационного оборудования. Кн. I. Раздел 8. Вибрация. М.: НИИАО, 2015. 25 с.*

*Д.С. Легконогих<sup>1</sup>, А.Н. Зеленин<sup>2</sup>, М.Х. Алхажжи<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> ВУНЦ ВВС «ВВА им. проф. Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина», Воронеж

<sup>2</sup> АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА**

**Аннотация.** В статье дается оценка влияния влажности воздуха на характеристики газотурбинных двигателей. Приводятся алгоритмы работы системы автоматического управления для случаев регулирования углов установки направляющих аппаратов компрессора и расхода топлива в основную камеру сгорания с учетом изменения параметров атмосферного воздуха на малых высотах. По результатам моделирования данных алгоритмов получены зависимости удельной тяги и удельного расхода топлива от влагосодержания.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, влажность воздуха, система автоматического управления.

В процессе эксплуатации воздушных судов в условиях морского климата на газотурбинные двигатели (ГТД) воздействуют внешние факторы, основными из которых являются температура и влажность атмосферного воздуха. Интенсивность их воздействия зависит от климатических условий и природных особенностей конкретного региона.

Известно, что влияние влажности на характеристики ГТД проявляется как следствие изменения теплофизических свойств воздуха и продуктов сгорания топлива в нем: плотности, удельной теплоемкости, энтальпии, показателя адиабаты и газовой постоянной. Наличие в атмосфере водяного пара, значительно отличающегося по своим свойствам от воздуха, приводит к весьма заметным изменениям параметров рабочего тела ГТД, что в первую очередь связано с существенным различием газовых постоянных пара и воздуха. Водяной пар имеет более высокую газовую постоянную ( $R_{H_2O} = 461,5$  Дж/(кг·К), а сухого воздуха  $R_{сух} = 287,05$  Дж/(кг·К)), меньший показатель адиабаты и примерно вдвое большую теплоемкость.

Поэтому с увеличением влажности воздуха, с одной стороны, возрастает величина газовой постоянной воздуха и вместе с ней теплоемкость и критическая скорость звука, а, с другой стороны, снижается плотность воздуха, т.е. уменьшается его расход. Таким образом, наблюдается значительное влияние влажности атмосферного воздуха на основные параметры ГТД.

Газовая постоянная смеси водяного пара и сухого воздуха определяется по формуле:

$$R_{\text{влаж}} = g_{H_2O} \cdot R_{H_2O} + g_{\text{сух}} \cdot R_{\text{сух}}, \quad (1)$$

где  $g_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $g_{\text{сух}}$  — массовые доли водяного пара и сухого воздуха в смеси.

Одним из основных параметров, характеризующих влажность воздуха, является влагосодержание  $d$ , численно равное массе водяного пара в таком количестве влажного воздуха, в котором находится 1 кг сухого воздуха. Величина  $d$  определяется по формуле [1]:

$$d = \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{p_{\text{H}} - \varphi p_{\text{нас}}} \frac{R_{\text{сух}}}{R_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,622 \frac{\varphi p_{\text{нас}}}{p_{\text{H}} - \varphi p_{\text{нас}}}, \quad (2)$$

где  $p_{\text{нас}}$  — давление насыщенного пара,  $\varphi$  — относительная влажность воздуха.

При низких температурах атмосферного воздуха влагосодержание мало, и влиянием пара на характеристики компрессора можно пренебречь. С увеличением температуры воздуха давление  $p_{\text{нас}}$  возрастает и при  $T_{\text{H}} = 300 \dots 315$  К и высокой относительной влажности величина  $d$  достигает 0,05...0,1. При этих значениях влагосодержания  $R_{\text{влаж}}$  существенно больше  $R_{\text{сух}}$ .

Степень влияния  $R$  на характеристики компрессора можно определить на основании следующих положений. Так как скорость звука  $a = \sqrt{kRT}$ , то при неизменной величине  $k$  и переменной  $R$  подобие режимов работы компрессора определяется параметрами подобия, записанными в виде  $\frac{c_a}{\sqrt{RT}}$ ,  $\frac{n}{\sqrt{RT}}$ . На подобных режимах эти параметры постоянны. Тогда после ряда преобразований получим:

$$n_{\text{пр.вл}} = n_{\text{пр.сух}} \sqrt{\frac{R_{\text{сух}}}{R_{\text{влаж}}}}, \quad (3)$$

Из формулы 3 следует, что при увеличении влажности воздуха  $n_{\text{пр}}$  уменьшается. Вследствие этого снижаются степень повышения давления воздуха в компрессоре и расход воздуха, снижение которого также связано с уменьшением плотности влажного воздуха при увеличении в нем массы водяного пара.

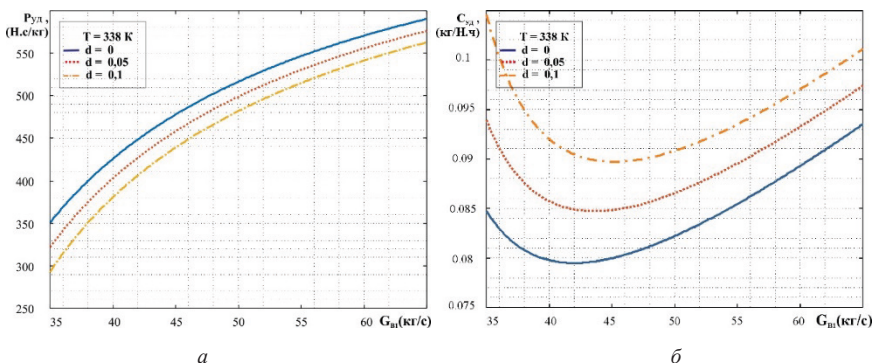
Большинство работ по исследованию влияния влажности воздуха на характеристики компрессора основаны на классическом подходе, в котором это влияние рассматривается как изменение приведенной скорости вследствие изменения газовой постоянной.

В ходе проведенных исследований была разработана программа для выполнения термодинамических и газодинамических расчетов двухконтурных ГТД с возможностью варьирования температуры и влажности воздуха на входе в двигатель (в зависимости от климатических и погодных условий). Данная программа позволяет оценить влияние высоких значений температуры и влажности атмосферного воздуха, характерных для условий морского климата, на изменение расхода воздуха по тракту ГТД, приводящее к изменению их тягово-экономических характеристик



(в первую очередь тяги и удельного расход топлива), а также имеет возможность проведения сравнительного анализа полученных зависимостей [2].

Для анализа влияния температуры воздуха и содержания влаги в нем на работу газотурбинного двигателя были проведены расчеты на примере серийного турбореактивного двигателя с форсажной камерой сгорания РД33-2С с учетом того, что программа регулирования двигателя предусматривает сохранение подобного режима работы [3]. В качестве исходных данных выбирались различные сочетания значений температуры и влажности воздуха на входе в ГТД. В результате расчетов были получены соответствующие им значения удельного расхода и тяги. Из полученных результатов видно, что с повышением температуры увеличивается удельный расход топлива и уменьшается удельная тяга, что является следствием увеличения теплоемкости и газовой постоянной, а также уменьшения показателя адиабаты атмосферного воздуха (рис. 1).



**Рисунок 1.** Влияние влагосодержания на удельную тягу (а) и удельный расход топлива (б)

Чем шире диапазон изменения режимов работы силовой установки, скоростей и высот полета, тем большая потребность в автоматизации управления. Стремление к максимальной разгрузке летчика от функций управления при выполнении боевой задачи выдвигает необходимость в автоматическом управлении силовой установкой летательного аппарата с помощью системы автоматического управления (САУ), которая позволяют свести функции управления только к перемещению рычага управления двигателем [4]. Таким образом существует необходимость разработки новых способов и программ управления ГТД с учетом влияния влажности воздуха на характеристики компрессора, а также комплексных способов оценки влияния этих факторов на характеристики ГТД при эксплуатации в условиях влажного климата. На рис. 2 представлена структура разрабатываемого способа.



**Рисунок 2.** Структура способа обеспечения тягово-экономических характеристик ТРДДФ

На рис. 3 представлен алгоритм автоматического управления лопатками направляющего аппарата (НА) компрессора с учетом изменения характеристик рабочего воздуха на малых высотах на входе в ГТД. Вводятся исходные данные, определяется угол отрыва потока воздуха от лопаток, определяется минимальный расчетный угол поворота лопаток, а затем определяется требуемый расход воздуха на конкретном режиме работы. При изменении параметров рабочего воздуха лопатки НА компрессора перемещаются для обеспечения значения текущего расхода, равного значению требуемого расхода на данном режиме работы двигателя.

Также был разработан алгоритм автоматического управления расходом топлива в основной камере сгорания. Для его реализации на входе в ГТД устанавливают датчик относительной влажности воздуха, а на выходе из основной камеры сгорания — датчик индексов эмиссии монооксидов углерода и углеводородов, затем вычисляют массовое содержание кислорода в воздухе и заданное значение коэффициента полноты сгорания топлива, соответствующее его максимально возможному значению в данных условиях, которое сравнивают с вычисленным текущим значением коэффициента полноты сгорания топлива. Если текущее значение коэффициента полноты сгорания топлива меньше заданного, то регулятор частоты вращения ротора высокого давления осуществляет прикрытие дозирующего крана, уменьшая расход топлива. Таким образом, не меняя частоту вращения ротора, минимизируется доля несгоревшего топлива, что приводит к снижению удельного расхода топлива (рис. 4).

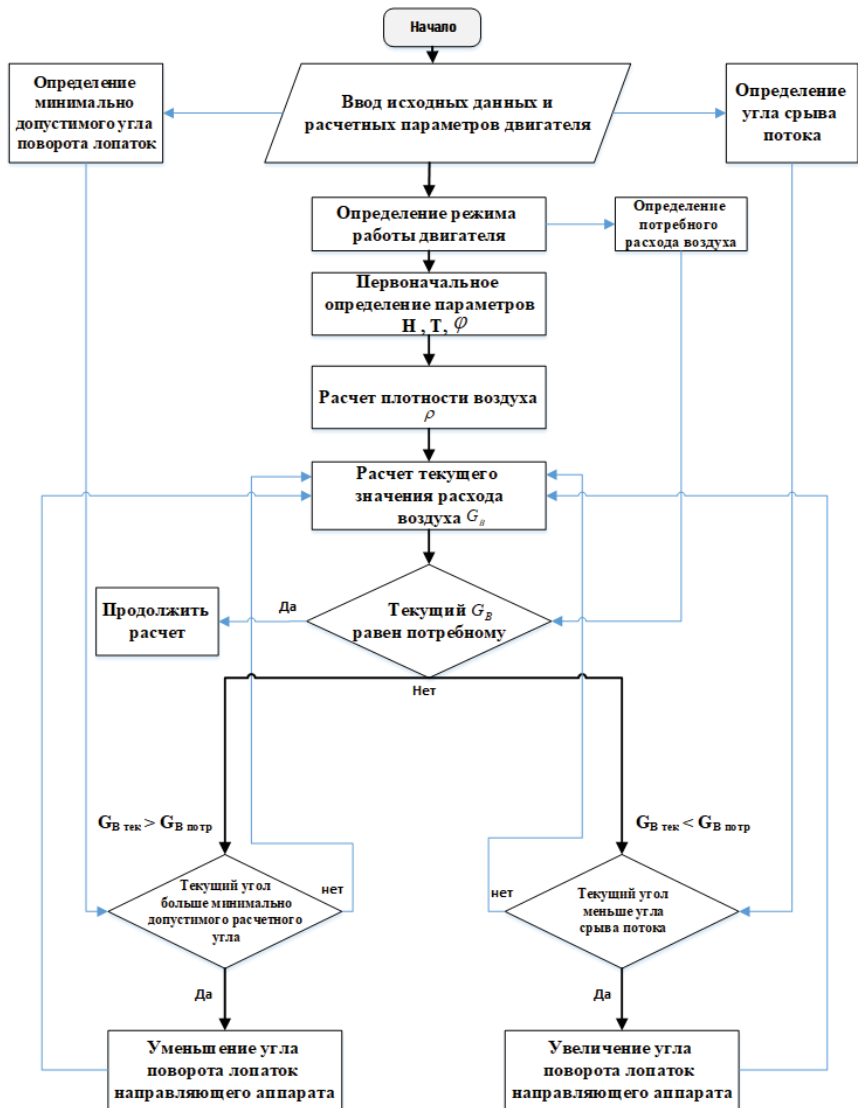


Рисунок 3. Алгоритм автоматического управления лопатками направляющих аппаратов компрессора

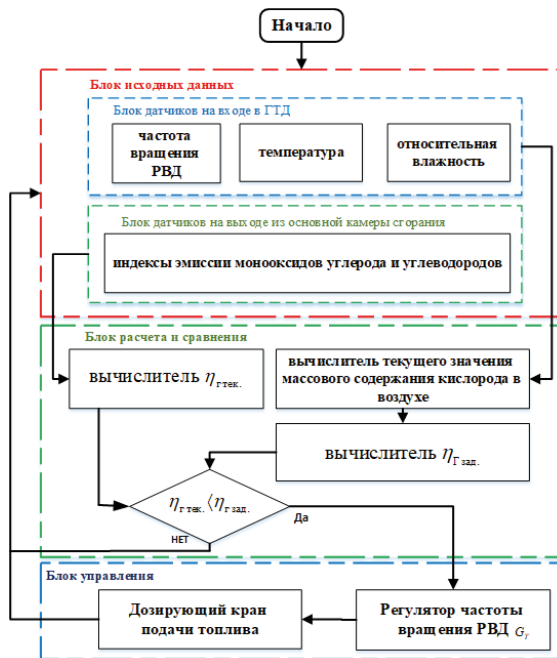


Рисунок 4. Алгоритм автоматического управления расходом топлива в ОКС

Для повышения тяги и снижения удельного расхода топлива ГТД необходимо точно отрегулировать количество топлива и воздуха, обеспечив максимальную полноту сгорания топлива. Результаты расчета представлены на рис. 5, 6.

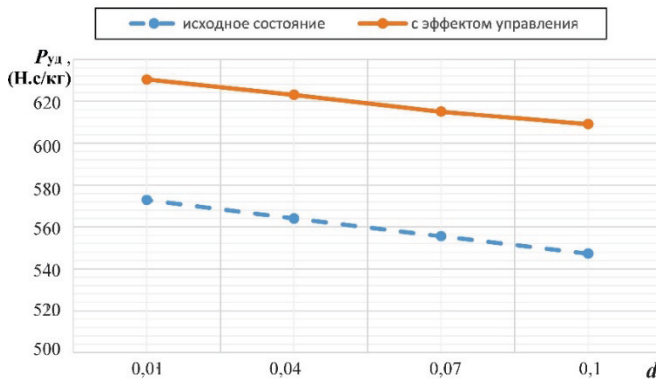
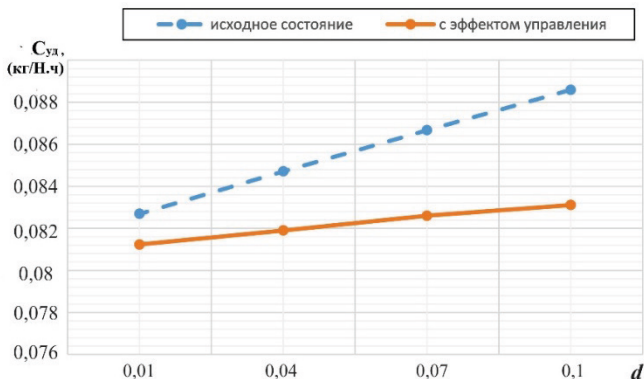


Рисунок 5. Зависимость удельной тяги от влагосодержания при  $T = 320$  К



**Рисунок 6.** Зависимость удельного расхода топлива от влагосодержания при  $T = 320$  К

В результате совместной работы систем управления углами установки НА компрессора и расходом топлива в основную камеру сгорания может быть достигнуто увеличение удельной тяги на 8...10 % и снижение удельного расхода топлива на 3...5 %.

Разработанные алгоритмы могут быть использованы при проектировании САУ с целью улучшения характеристик ГТД, эксплуатирующихся в условиях морского климата с высокими температурой и влажностью атмосферного воздуха.

### Литература

1. *Абдельвахид М. Б.* Методика оценки влияния климатических условий и эрозийного износа на характеристики ТРДДФ: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05. М.: ВУНЦ ВВС «ВВА», 2014. 175 с.
2. *Алхажжи М. Х.* Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2023615238. Программа для оценки влияния изменения расхода воздуха на тягово-экономические характеристики авиационных газотурбинных двигателей, эксплуатирующихся в условиях морского климата. М.: Роспатент, 2023.
3. Турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания РД33-2С: учебное пособие / под ред. В.В. Кулешова. Издание ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1986. 295 с.
4. *Черкасов А. Н., Грасько Т. В.* Системы управления авиационных силовых установок: учеб. пособие. Воронеж: ВУНЦ ВВС «ВВА», 2018. 127 с.

*А. С. Плешивых*

АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь  
ФГАОУ ВО «ПНИПУ», Пермь  
arthur.p.s.1995@mail.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ АЛГОРИТМИЧЕСКОГО МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ОТКАЗОУСТОЙЧИВОСТИ КАНАЛОВ ИЗМЕРЕНИЙ ЦИФРОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ АДАПТИВНОГО ФИЛЬТРА ЯЗВИНСКОГО**

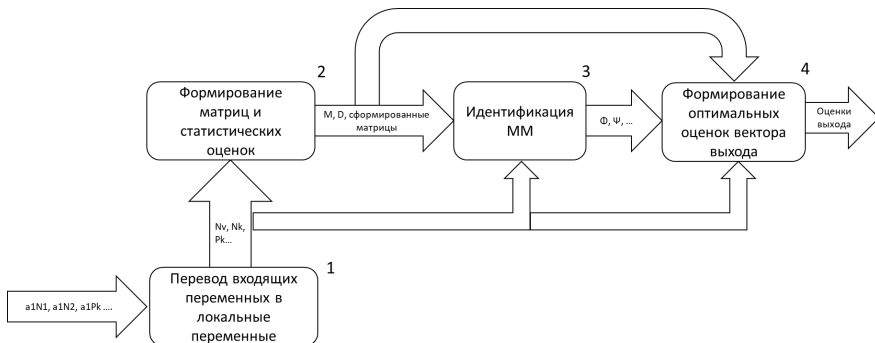
*Аннотация.* В настоящей статье решается задача резервирования датчиков канала системы автоматического управления и контроля турбореактивного двухконтурного двигателя, основанного на использовании оптимального наблюдателя. Выполняется исследование операции формирования информационной избыточности с помощью технологии полунатурного испытания на специализированном стенде для проверок систем автоматического управления и контроля турбореактивного двухконтурного двигателя.

При создании сложных высокотехнологичных динамических систем, таких как система автоматического управления (САУ) и контроля (САУ и К) турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) и их алгоритмов, возникает необходимость их апробации, доказательства эффективности и проверки работоспособности в целом.

Основной объем экспериментальных исследований алгоритмов, применяемых в САУ и К, выполняется до внедрения «в железо», поэтому эти исследования являются одним из важнейших этапов разработки САУ, подтверждающих правильность решений для получения требуемых характеристик систем в ожидаемых условиях эксплуатации. В связи с этим для исключения программных и аппаратных ошибок САУ и К проводятся проверки ее работоспособности в различных условиях и конфигурациях, в том числе и нештатной.

Ранее в авторских статьях [3–5] рассматривался метод алгоритмического резервирования датчиков канала САУ и К с использованием оптимальных наблюдателей. Данная статья является продолжением перечисленных работ и посвящена проверке предлагаемого алгоритма в составе безмоторного испытательного стенда для испытаний электронных агрегатов САУ и К [9].

Для реализации данной задачи разработана математическая модель (ММ): «формирование информационной избыточности САУ ТРДД». Математическая модель структурно имеет вид на рисунке 1. В качестве объекта исследования используется регулятор электронный двигателя (РЭД), используемый в САУ авиационного двигателя пятого поколения среднего класса тяги в составе безмоторного испытательного стенда для испытаний электронных агрегатов САУ и К.



**Рисунок 1.** Структурная схема ММ

Структурно модель разбита на блоки, по функциям где:

- 1) присвоения «входящих» переменных в «локальные»;
- 2) формирование матриц и формирование статистических оценок;
- 3) идентификация ММ;
- 4) формирование оптимальных оценок вектора выхода.

Блок 1 служит для снижения трудоемкости интеграции модели на различные объекты исследования.

Входные измеренные значения из САУ:

$n_v(k)$  — частота вращения ротора низкого давления, об/мин;

$n_k(k)$  — частота вращения ротора высокого давления, об/мин;

$G_T(k)$  — расход топлива в камере сгорания, кг/ч;

$\varphi_{\text{вна}}(k)$  — шток положения гидроцилиндров входных направляющих аппара-

тов, мм;

$P_K(k)$  — давление газа за компрессором, кг/см<sup>2</sup>;

$T_T(k)$  — температура газа за турбиной низкого давления, °С.

Данные переменные формируют линейную, дискретную, стохастическую математическую модель САУ ТРДД в режиме нормального функционирования [1]:

$$\begin{cases} x(k+1) = \Phi x(k) + \Psi u(k) + \Phi_0 + w(k), \\ z(k+1) = Hx(k+1) + Du(k+1) + H_0 + v(k+1). \end{cases} \quad (1)$$

В методе алгоритмического резервирования на основе фильтра Язвинского предполагается использование матричных операций.

В блоке 2 производятся операции:

- формирование матриц из входящих переменных, переведенных из блока № 1;
- вычисление статистических оценок измерений из сформированных матриц.

Также в блоке имеется возможность изменения ширины и сдвига движущегося окна в реальном масштабе времени. Ширина движущегося окна и сдвиг движущегося окна подбираются исходя из технических требований по точности и времени запаздывания.

Входные и выходные переменные модели (1) имеют численные значения, отличающиеся на несколько порядков, что вызывает ошибки вычисления при реализации алгоритма МНК. Для уменьшения этих ошибок проводится центрирование модели (1), в результате которого получаем модель в отклонениях [8]:

$$\begin{cases} n_{\sigma}(k+1) = \phi_{11} n_{\sigma}(k) + \phi_{12} n_{\kappa}(k) + \psi_{11} G_T(k) + \psi_{12} \phi_{\text{ана}}(k) + W_1(k), \\ n_{\kappa}(k+1) = \phi_{21} n_{\sigma}(k) + \phi_{22} n_{\kappa}(k) + \psi_{21} G_T(k) + \psi_{22} \phi_{\text{ана}}(k) + W_2(k), \\ P_{\kappa}(k+1) = h_{11} n_{\sigma}(k+1) + h_{12} n_{\kappa}(k+1) + d_{11} G_T(k+1) + d_{12} \phi_{\text{ана}}(k+1) + V_1(k+1), \\ T_T(k+1) = h_{21} n_{\sigma}(k+1) + h_{22} n_{\kappa}(k+1) + d_{21} G_T(k+1) + d_{22} \phi_{\text{ана}}(k+1) + V_2(k+1). \end{cases} \quad (2)$$

В блоке № 3 производится идентификация математической модели САУ ТРДД (1) с использованием матричного алгоритма метода наименьших квадратов (МНК) [2, 7]:

$$\hat{\theta} = (X^T X)^{-1} X^T Y, \quad (3)$$

Определенные коэффициенты регрессии (2), с помощью (3) используются в алгоритме Калмановской фильтрации.

Известен алгоритм оптимального фильтра Калмана с недостатками:

- требуются заранее известные характеристики системных шумов;
- неточность характеристик системных шумов может привести к расходимости фильтра (потеря устойчивости).

Так в блоке 3 реализован адаптивный фильтр Язвинского (ФЯ). Алгоритм ФЯ представляет собой алгоритм ОФК, в который встроена процедура вычисления матрицы  $Q(k)$  по мере поступления новых измерений [6, 10, 11]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{x}(k+1/k) = \Phi \hat{x}(k/k) + \Psi u(k) + \Phi_0, \\ v(k+1) = z(k+1) - H \hat{x}(k+1/k), \\ Q = \begin{cases} \hat{Q}(k+1), & \text{если } \hat{Q}(k+1) > 0 \\ 0, & \text{если } \hat{Q}(k+1) \leq 0 \end{cases}, \\ P(k+1/k) = \Phi P(k/k) \Phi^T + \Gamma Q \Gamma^T \\ K(k+1) = P(k+1/k) H^T [H P(k+1/k) H^T + R(k+1)]^{-1} \\ P(k+1/k+1) = [E - K(k+1) H] P(k+1/k) \\ \hat{x}(k+1/k+1) = \hat{x}(k+1/k) + K(k+1) v(k+1) \end{array} \right. \quad (4)$$

где ковариационная матрица шума возмущения вычисляется:



$$\hat{Q}(k+1) = \frac{(HG)^T [v(k+1)v^T(k+1) - H\Phi P(k/k)\Phi^T H^T - R(k+1)]HG}{[(HG)^T HG]^2}. \quad (5)$$

Размерность вектора измерений, поступающих в фильтр, может быть меньше размерности оцениваемого вектора состояния, это значит, что фильтр способен выполнять свои функции и после отказов датчиков канала измерения САУ ТРДД, заменяя их расчетными оценками.

Изложенные выше операции образуют алгоритмический метод резервирования на основе фильтра Язвинского.

В процессе создания математической модели отмечен ряд особенностей, согласно которым сформированы необходимые условия для начала работы алгоритма:

- 1) начальные значения оценки вектора выхода не должны быть нулевыми;
- 2) частота работы алгоритма должна быть не больше частоты поступления измеряемых параметров;
- 3) в выражениях (3) и (4) возможно получение вырожденных матриц, необходимо предусмотреть алгоритмы, исключающие дальнейшее попадание в алгоритмы нулевые или «некорректные» значения матриц (число «NaN»);
- 4) выполнить задачу оптимизации ширины движущегося окна.

Для минимизации технических и финансовых рисков при создании сложных САУ проводится ее проверка на специализированных стендах. В связи с чем для моделирования предлагаемого алгоритма применяется специализированный стенд, который позволяет смоделировать объект (двигатель), его работу и параметры при помощи программно-аппаратного моделирования [9].

Моделирование выполняется в наблюдательном режиме в составе с регулятором электронным двигателя ГТД пятого поколения средней тяги. Результаты моделирования алгоритма представлены в виде графиков. Параметры ТРДД указаны в процентах от максимальных значений.

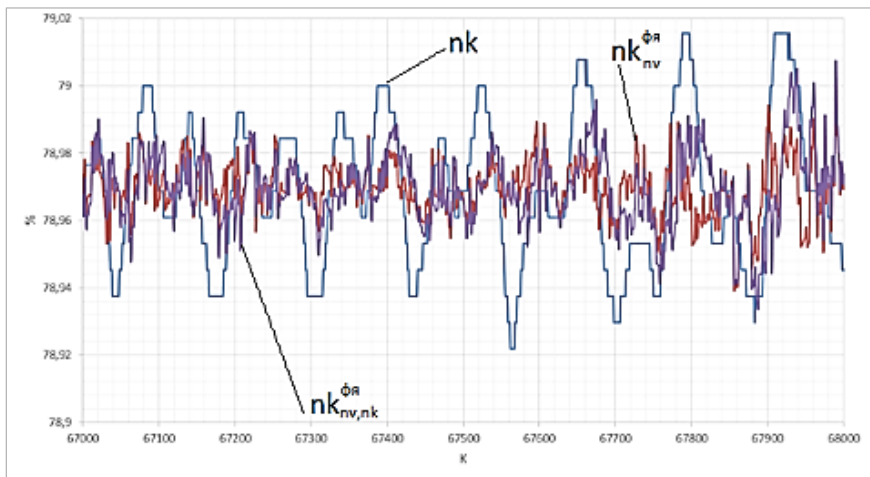
На рисунке 2 показаны процессы изменения сигналов выхода САУ и К ТРДД и соответствующие оптимальные оценки при работе ФЯ на прямых измерениях вектора состояния САУ и К ТРДД и при отказе датчика  $n_k(k)$  на установившемся режиме.

На рисунке 3 показаны процессы изменения сигналов выхода САУ и К ТРДД и соответствующие оптимальные оценки при работе ФЯ на прямых измерениях вектора состояния САУ и К ТРДД при выборе наибольшей ширины и при отказе датчика  $n_k(k)$ , при выборе наибольшей ширины движущегося окна на переходном режиме.

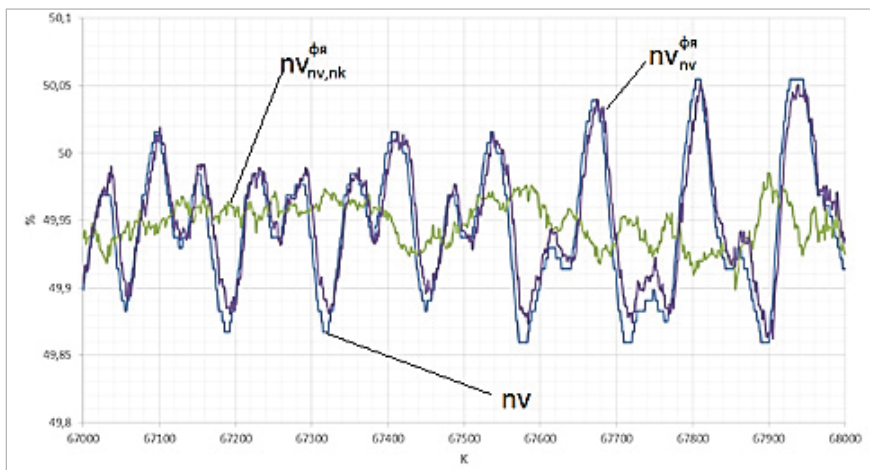
На рисунке 4 показаны примеры потери устойчивости и работоспособности адаптивного ФЯ при несоблюдении, необходимых условий для обеспечения корректной работы алгоритма.

На рисунке 4а приведен пример потери устойчивости ФЯ при формировании вырожденной матрицы усиления К (4), а именно при вычислении матрицы А, входящей в алгоритм:

$$A = [HP(k+1/k)H^T + R(k+1)]^{-1}. \quad (6)$$

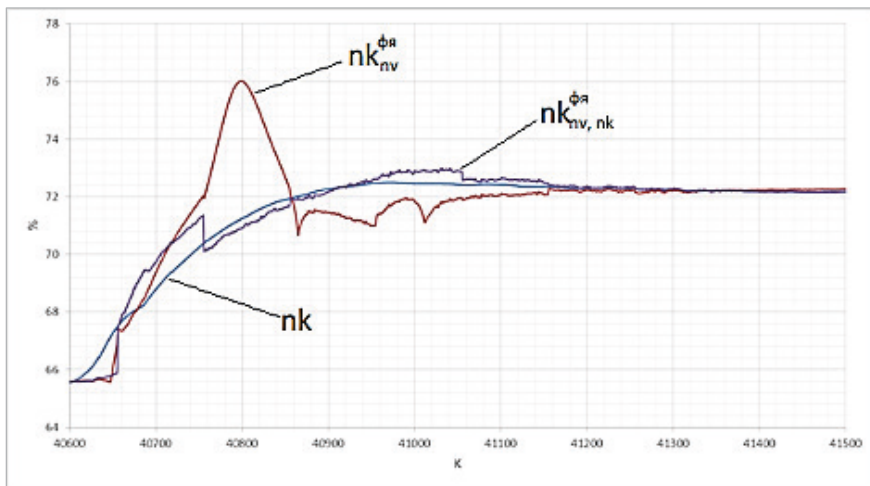


*a*

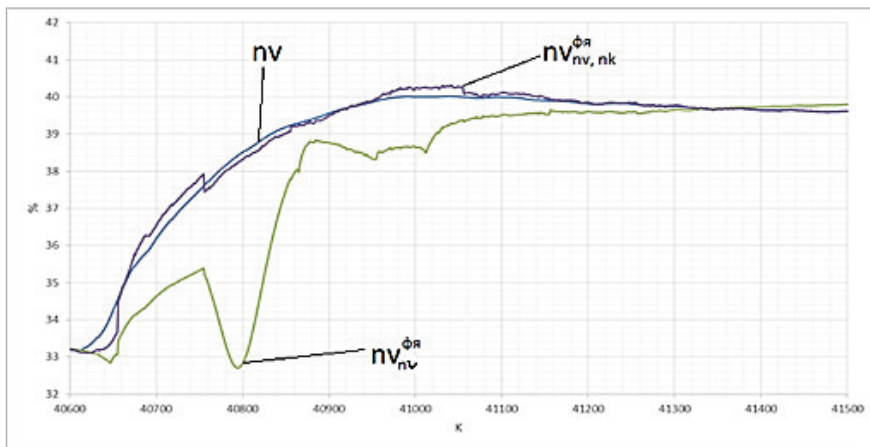


*б*

**Рисунок 2.** Процессы изменения сигналов выхода  $n_v(k)$  и  $n_k(k)$  САУ и К ТРДД и соответствующие оптимальные оценки при работе ФЯ на установившемся режиме

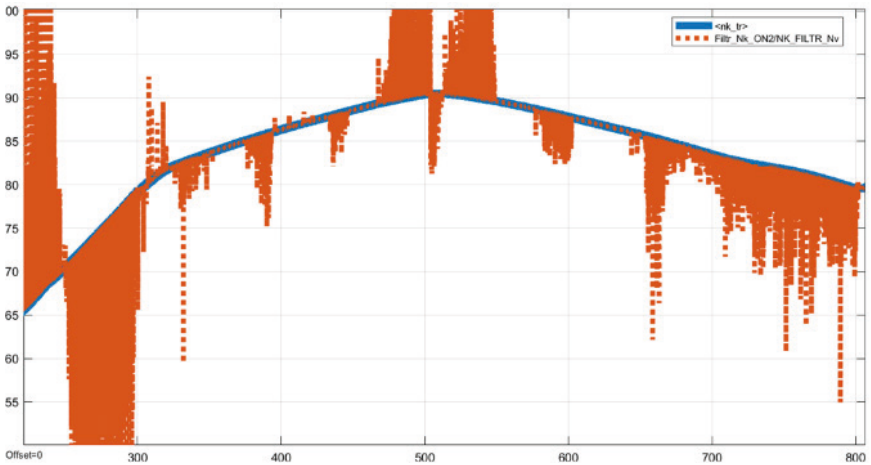


a

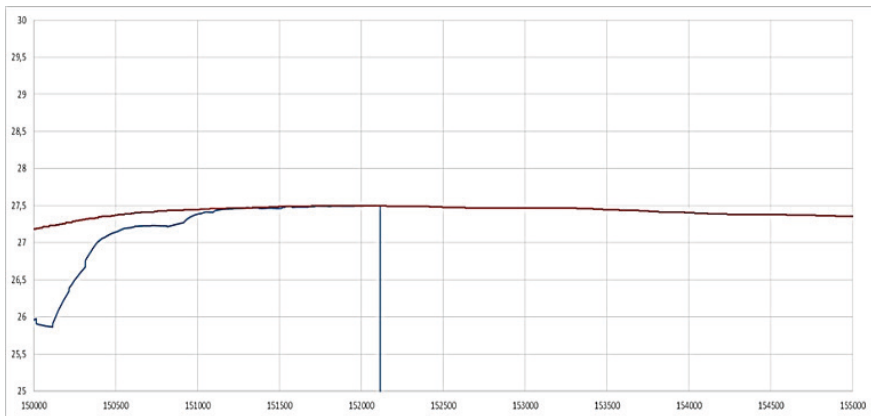


б

**Рисунок 3.** Процессы изменения сигналов выхода  $n_v(k)$  и  $n_k(k)$  САУ и К ТРДД и соответствующие оптимальные оценки при работе ФЯ на переходном режиме



*a*



*б*

**Рисунок 4.** График получения некорректной оценки фильтрации ФЯ, на примере сигнала  $n_k(k)$

На рисунке 4б приведен пример потери работоспособности алгоритма при отсутствии возмущающих воздействий и отклонений. Данные вычисления отмечаются при работе с моделью (2) в области отклонений, так при отсутствии возмущающих воздействий, значения центрированных сигналов становятся равными 0. Данная особенность не позволяет производить дальнейшие вычисления по алгоритмам (3, 4, 5).

Результаты моделирования показали качественную работоспособность алгоритмического метода резервирования на основе фильтра Явзинского при работе в

составе специализированного безмоторного испытательного стенда для испытаний электронных агрегатов САУ и К.

### Заключение

- выполнено моделирование алгоритмического метода резервирования на основе фильтра Язвинского в наблюдательном режиме на специализированном стенде для проверки электронных агрегатов САУ ГТД в составе с регулятором электронным двигателя ГТД пятого поколения средней тяги;
- выданы рекомендации и необходимые условия для корректной работы алгоритма создания информационной избыточности на базе фильтра Язвинского;
- выполнен анализ результатов моделирования. Экспериментальное исследование алгоритмического метода резервирования на основе фильтра Язвинского подтвердило возможность работы в составе электронных агрегатов САУ и К ГТД с приемлемыми показателями точности. Максимальное смещение не превышает 0,4 % на установившихся режимах работы, а максимальное смещение на переходных режимах работы так же не превышает 0,4 %;
- анализ результатов показал работоспособность и эффективность предложенного алгоритма и может быть рекомендован для применения в САУ ГТД для создания информационной избыточности.

### Литература

1. *Браммер К., Зиффлинг Г.* Фильтр Калмана — Бьюси. Детерминированное наблюдение и стохастическая фильтрация. М.: Наука, 1982. 199 с.
2. *Изерман Р.* Цифровые системы управления. М.: Мир, 1984. 541 с.
3. *Иноземцев А. А., Ламанова Н. Г., Плишевых А. С., Саженков А. Н., Грибков И. Н.* Синтез оптимального наблюдателя при отсутствии априорной информации о характеристиках шума возмущения системы автоматического управления и контроля турбореактивного двухконтурного двигателя // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2020. № 57. С. 70–80.
4. *Иноземцев А. А., Ламанова Н. Г., Плишевых А. С., Саженков А. Н., Лисовин И. Г., Грибков И. Н.* Синтез оптимального наблюдателя при отказах в канале измерения систем автоматического управления и контроля турбореактивного двухконтурного двигателя // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2019. № 57. С. 162–171.
5. *Иноземцев А. А., Ламанова Н. Г., Плишевых А. С., Саженков А. Н., Грибков И. Н.* Алгоритмический метод повышения отказоустойчивости системы автоматического управления и контроля турбореактивного двухконтурного двигателя // Авиационная техника. Известия вузов. 2022. № 2. С. 179–183.
6. *Ламанова Н. Г.* Адаптивное оценивание вектора выхода САУ ГТД // Вестник Пермского государственного технического университета. Аэрокосмическая техника. 2000. № 4. С. 37–42.

7. Ламанова Н. Г., Плешивых А. С., Грибков И. Н., Фатыков А. И. Идентификация математической модели системы автоматического управления газотурбинного двигателя // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2019. № 31. С. 121–135.
8. Ламанова Н. Г. Анализ математической модели САУ ГТД // Вестник Пермского государственного технического университета. Аэрокосмическая техника. 1999. № 2. С. 76–81.
9. Плешивых А. С., Фатыков А. И., Заборских А. А. Стенд для испытаний электронной части систем автоматического управления газотурбинного двигателя // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2017. № 22. С. 90–102.
10. Jazwinski A. H. Stochastic Processes and Filtering Theory. New York: Academic Press, 1970. P. 376.
11. Kalman R. E. A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems // Journal of Basic Engineering. 1960 by ASME. 82 (Series D). P. 35–45.

**И. М. Ромашихин<sup>1</sup>, С. А. Сметанин<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup> ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», Москва

<sup>2</sup> Московский авиационный институт, Москва  
imromashikhin@ciam.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИБРИДНОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ЗАПАСЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГТД НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

**Аннотация.** Рассмотрены преимущества применения гибридных технологий в турбореактивном двухконтурном двигателе (ТРДД) с электрическими машинами, установленными на его валах. Исследованы возможности повышения запасов газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора высокого давления (КВД) и подпорных ступеней (ПС) на переходных режимах работы двигателя путем подвода и отбора электрической мощности от роторов двигателя. Выполнена сравнительная оценка эффективности перепуска воздуха за компрессором и гибридного управления ТРДД для поддержания требуемых запасов ГДУ в процессах приемистости и сброса. Показана возможность исключения клапанов перепуска воздуха за КВД и ПС в ТРДД гибридной параллельной схемы.

### **Введение**

Одной из критических технологий необходимых для создания авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) следующего поколения, характеризующихся повышенной экономичностью и надежностью, меньшим уровнем вредных выбросов и шума, является электрификация ГТД. В гибридно-электрическом турбореактивном двухконтурном двигателе (ТРДД) на валах двигателя устанавливаются обратимые электрические машины, позволяющие подводить и отбирать электрическую мощность от роторов низкого (РНД) и высокого давлений (РВД). Построение двигателя по такой схеме вместе с электрификацией его систем открывает путь к созданию «электрического» ГТД без коробки приводов, в котором все гидравлические и пневматические агрегаты заменяются электрическими. Большинство зарубежных авиационных двигателей 6-го поколения, находящихся в разработке (RISE, WET, Ultra-Fan, двигатель для истребителя Tempest и др.), представляют собой гибридные ГТД.

Управление электрической мощностью, подводимой к роторам ТРДД, позволяет изменять режим согласования компрессора и турбины, положение рабочей точки на характеристиках узлов, скольжение роторов двигателя и другие параметры рабочего процесса. Исследования преимуществ применения гибридных технологий в ГТД проводятся за рубежом по целому ряду программ (Clean Aviation, AATT, SA&I и др.), в которых рассматриваются разные концепции двигателей гибридных параллельных схем: ТРДД со стартером-генератором, установленном на роторе низкого давления (двигатели hGTF и hFan), и ТРДД с обратимыми электрическими машинами на обоих валах двигателя (концепция ТЕЕМ). В этих работах показаны возмож-

ности снижения удельного расхода топлива на крейсерском режиме работы двигателя при подводе электрической мощности к РНД, а также исследовано влияние подвода и отбора электрической мощности от обоих роторов двигателя на параметры рабочего процесса в ГТД [1–4].

В настоящей работе применительно к гибриднему ТРДД параллельной схемы со стартерами-генераторами (СГ), установленными на обоих валах двигателя [5], проводится исследование эффективности подвода и отбора электрической мощности на переходных режимах работы двигателя для поддержания требуемых запасов газодинамической устойчивости. Для этого в термогазодинамическую математическую модель ТРДД с высокой степенью двухконтурности вводится возможность управления величиной электрической мощности, подводимой к роторам низкого и высокого давления. С использованием такой модели проводятся расчеты с оценкой изменения параметров рабочего процесса в двигателе в процессах приемистости и сброса при традиционном управлении перепуском воздуха за ПС и КВД и при подводе и отборе электрической мощности от РНД и РВД. Определяется величина электрической мощности необходимая для поддержания требуемых запасов газодинамической устойчивости на переходных режимах работы двигателя.

### Математическая модель гибридного ТРДД и его САУ

Термогазодинамическая математическая модель ТРДД, используемая для проведения исследований, строится по узловому способу, в которой к каждому узлу двигателя относится соответствующая часть программы. Расчетные соотношения, составляющие модель, получены из уравнений механики (уравнение вращающихся масс), термодинамики и газовой динамики (уравнения неразрывности, сохранения энергии, состояния и т.д.) [6]. В работе рассматривается ТРДД с высокой степенью двухконтурности ( $m \sim 9$ ) с уровнем тяги 14–15 т.

Модели такого класса позволяют с высокой точностью воспроизводить изменение параметров рабочего процесса в двигателе на установившихся и переходных режимах его работы при задании экспериментальных характеристик узлов, коэффициентов потерь полного давления по тракту двигателя, параметров конструкции двигателя (моментов инерции, площадей проходных сечений, величин воздушных и газовых объемов) и схемы отбора воздуха и мощности. Структурная схема математической модели рассматриваемого в работе двигателя представлена на рисунке 1.

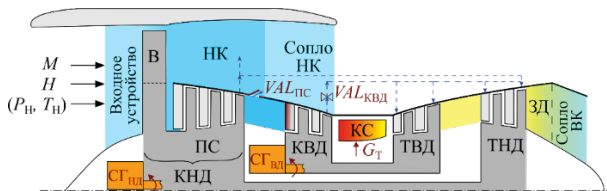


Рисунок 1. Структурная схема математической модели ТРДД



Для учета влияния гибридных технологий на рабочий процесс в двигателе в уравнения расчета мощности РНД ( $N_{РНД}$ ) и РВД ( $N_{РВД}$ ) вводятся дополнительные слагаемые, отвечающие за величину электрической мощности, подводимой или отбираемой от роторов двигателя:

$$N_{РНД} = N_{ТНД} - N_{КНД} + N_{эл\ нд}, \quad (1)$$

$$N_{РВД} = N_{ТВД} - N_{КВД} - N_{КПА} + N_{эл\ вд}, \quad (2)$$

где  $N_{ТНД}$  и  $N_{ТВД}$  — механические мощности, развиваемые турбинами низкого и высокого давлений;  $N_{КНД}$  — суммарная потребная мощность на привод вентилятора и подпорных ступеней;  $N_{КВД}$  — мощность, потребляемая компрессором высокого давления;  $N_{КПА}$  — мощность, отбираемая от вала РВД на привод агрегатов;  $N_{эл\ нд}$  и  $N_{эл\ вд}$  — величины электрической мощности, подводимой или отбираемой от РНД и РВД.

Управление величиной электрической мощности реализуется в математической модели системы автоматического управления (САУ), которая воспроизводит все основные функции САУ: регулирование расхода топлива на установившихся и переходных режимах работы двигателя, ограничение предельных параметров рабочего процесса, управление входными направляющими аппаратами компрессора и клапанами отбора и перепуска воздуха за ПС и КВД.

Для этого в математическую модель САУ введены контуры управления электрической мощностью для обоих роторов двигателя и синтезированы регуляторы, позволяющие ограничивать запасы ГДУ ПС и КВД путем изменения  $N_{эл\ нд}$  и  $N_{эл\ вд}$  по заданной программе. Алгоритмы регулирования в этих контурах выбраны в классе пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторов с передаточной функцией вида:

$$W_{ПВД}(p) = \frac{k_i(T_i p + 1)}{p(T_j p + 1)}, \quad (3)$$

где  $k_i$  — коэффициент усиления;  $T_{i,j}$  — постоянные времени;  $p$  — оператор Лапласа.

Структурная схема математической модели САУ, обеспечивающей управление всеми регулирующими факторами гибридного ТРДД, представлена на рисунке 2.

С использованием разработанной комплексной математической модели гибридного ТРДД и его системы управления выполнены расчеты изменения параметров двигателя на переходных режимах его работы при разных способах поддержания требуемых запасов ГДУ компрессоров.

### Результаты исследования

Одним из основных требований к газотурбинным двигателям является обеспечение устойчивой работы без нарушения ГДУ во всех ожидаемых условиях эксплуатации. Для выполнения этих требований запасы газодинамической устойчивости компрессоров выбираются из условия их возможного снижения из-за производствен-

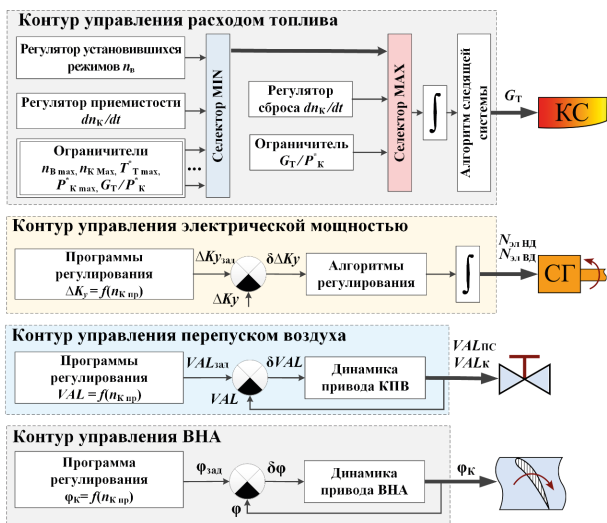


Рисунок 2. Структурная схема математической модели САУ гибридного ТРДД

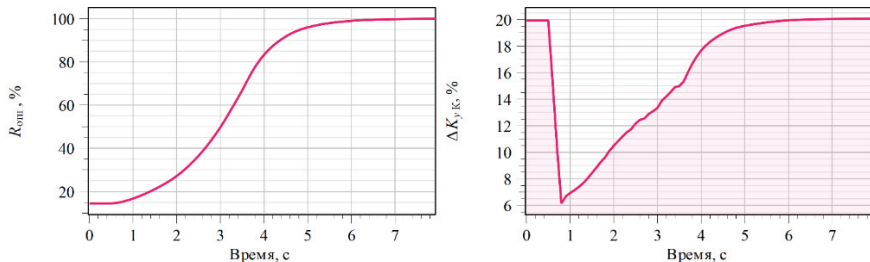
ных отклонений, воздействия внешних возмущений (входной неравномерности, порывов ветра), выработки ресурса двигателя, а также с учетом приближения рабочей точки на характеристике компрессора к границе помпажа на переходных режимах работы двигателя. С учетом всех этих факторов запасы ГДУ компрессора, как правило, составляют порядка 20–25 %, из которых около 8–10 % приходится на переходные режимы работы [7]. При этом в двухвальном ТРДД в процессе приемистости тенденцию к срыву имеет компрессор высокого давления, а в процессе сброса — подпорные ступени КНД. Некоторые разработчики авиационных двигателей для обеспечения требуемых запасов ГДУ на переходных режимах предусматривают специальные клапаны перепуска воздуха за КВД и за ПС, которые открываются в процессах приемистости и сброса, позволяя увеличить расход воздуха через компрессор и повысить запасы его газодинамической устойчивости.

Подвод дополнительной электрической мощности к ротору высокого давления в гибридном ТРДД в процессе приемистости будет приводить к эффекту по изменению ГДУ, аналогичному перепуску воздуха за КВД, способствуя перемещению рабочей точки на его характеристике в направлении увеличения запасов устойчивости. В процессе сброса отбор мощности от ротора низкого давления будет снижать его частоту вращения, уменьшая углы атаки на рабочих лопатках ПС, подверженного дросселирующему воздействию со стороны компрессора.

Для оценки эффективности поддержания требуемых запасов газодинамической устойчивости на переходных режимах с использованием гибридных технологий выполнены расчеты изменения параметров рабочего процесса ТРДД в традиционном

облике и при его построении по гибридной схеме. Расчеты проводились применительно к режиму 5-секундной приемистости, на котором наблюдается наибольшее расходование запасов ГДУ КВД, и в процессе сброса со взлетного режима до малого газа. В соответствии с требованиями авиационных правил для безопасного ухода самолета на второй круг двигатель должен обеспечивать возможность приемистости от режима, соответствующего 15 % взлетной тяги, до максимального взлетного режима за время не более чем 5 секунд без превышения температуры газа, помпажа и других нежелательных явлений.

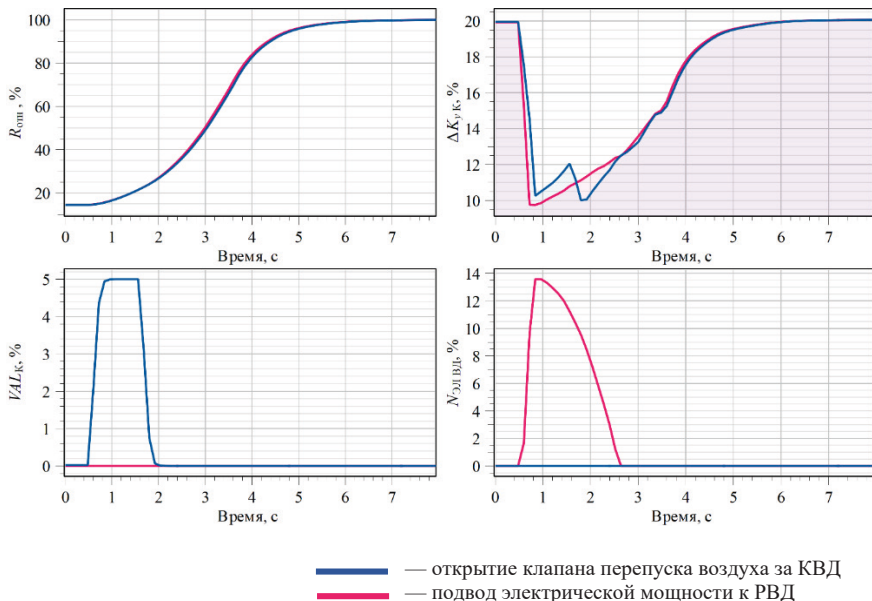
На рисунке 3 показано изменение параметров рабочего процесса в рассматриваемом двигателе в процессе 5-секундной приемистости без перепуска воздуха за компрессором и подвода электрической мощности к РВД. Здесь и далее на графиках приводится изменение тяги двигателя ( $R$ ), запасов газодинамической устойчивости ( $\Delta K_{y,к}$ ), расхода перепускаемого через клапаны воздуха ( $VAL$ ), и величины электрической мощности подводимой или отбираемой от роторов двигателя ( $N_{эл}$ ). Все параметры приводятся в относительных величинах.



**Рисунок 3.** Изменение параметров рабочего процесса в двигателе в процессе 5-секундной приемистости без перепуска воздуха за компрессором и подвода электрической мощности к РВД

Полученные результаты показывают, что в этом случае в переходном процессе наблюдается снижение запасов ГДУ КВД до 6 % при минимально допустимой величине располагаемых запасов устойчивости  $\Delta K_{y,к} \geq 10 \%$ . При выработке ресурса в эксплуатации и наличии возмущений потока на входе в двигатель это может привести к помпажу двигателя на критичном этапе полета и возникновению опасных последствий на воздушном судне.

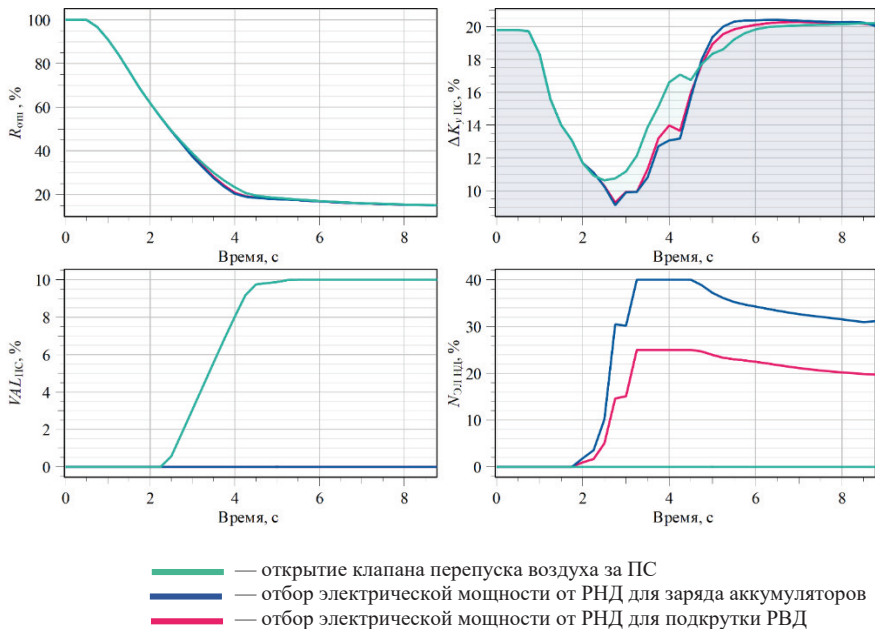
В двигателе традиционного облика требуемые запасы ГДУ на этом режиме могут быть получены при открытии клапанов перепуска воздуха за КВД (КПВ КВД). В гибридном ТРДД для повышения запасов ГДУ компрессора альтернативой перепуску воздуха за КВД может служить подвод электрической мощности к ротору высокого давления. Результаты моделирования работы гибридного ТРДД на режиме 5-секундной приемистости при открытии КПВ КВД и при применении регулятора подводимой к РВД электрической мощности, настроенного на ограничение запасов ГДУ КВД на уровне  $\Delta K_{y,к} \geq 10 \%$ , представлены на рисунке 4.



**Рисунок 4.** Изменение параметров рабочего процесса в двигателе в процессе 5-секундной приемистости при открытии перепуска воздуха за компрессором

Видно, что подвод электрической мощности в размере не более 14 % ( $N_{эл\ ВД} \sim 250$  кВт) от газодинамической мощности турбины высокого давления, развиваемой на режиме малого газа, позволяет поддерживать требуемые запасы устойчивости КВД на заданном уровне ( $\Delta K_{ук} \geq 10\%$ ). Управление электрической мощностью в этом случае позволит исключить необходимость перепуска 5 % воздуха за КВД, способствуя повышению эффективности рабочего процесса в двигателе.

Для обеспечения устойчивой работы подпорных ступеней в большинстве ТРДД осуществляется перепуск воздуха за ПС в процессе сброса и на пониженных установившихся режимах работы двигателя. В этом случае для поддержания требуемых запасов ГДУ ПС с использованием гибридных технологий на этих режимах потребуются отбор мощности от РНД, позволяющий увеличить скольжение роторов и снизить дросселирующее воздействие компрессора на подпорные ступени. Отбираемая от РНД электрическая мощность может использоваться как для заряда аккумуляторов, так и для подкрутки РВД. На рисунке 5 приведено изменение параметров двигателя в процессе сброса при 3-х разных способах поддержания  $\Delta K_{упс}$  с помощью открытия клапана перепуска воздуха за ПС, отбора электрической мощности от РНД для заряда аккумуляторов и отбора мощности от РНД для подкрутки РВД.



**Рисунок 5.** Изменение параметров рабочего процесса в двигателе в процессе сброса при разных способах поддержания требуемых запасов ГДУ ПС

По результатам выполненных расчетов показано, что отбор электрической мощности от ротора низкого давления позволяет обеспечить устойчивую работу двигателя на режиме сброса, ограничивая снижение запасов ГДУ ПС до уровня не менее 10 %. При этом в случае подвода отбираемой от РНД электрической мощности к ротору высокого давления ее потребная величина не превышает 25 % от номинальной газодинамической мощности ТНД на режиме малого газа ( $N_{эл\ ТНД} \sim 350$  кВт), а при ее использовании для заряда аккумуляторов величина потребной для обеспечения заданных запасов ГДУ ПС мощности возрастает почти в 2 раза.

### Заключение

В гибридном ТРДД с электрическими машинами, установленными на обоих валах двигателя, эффективным способом поддержания требуемых запасов газодинамической устойчивости на переходных режимах работы двигателя является подвод электрической мощности к РВД в процессе приемистости и отбор электрической мощности от РНД в процессе сброса.

Результаты исследования показывают, что в рассматриваемом ТРДД для обеспечения потребных запасов ГДУ КВД и ПС на переходных режимах (на уровне 10 %) необходимо кратковременно подводить до 250 кВт электрической мощности

к ротору высокого давления на режиме приемистости и отбирать 350 кВт мощности от ротора низкого давления на режиме сброса.

Управление электрической мощностью позволит избавиться от перепуска воздуха за ПС и КВД и улучшить характеристики двигателя, открывая возможность для исключения из его конструкции органов механизации, необходимых для работы клапанов перепуска, и тем самым снизить массу двигателя и повысить его надежность.

## Литература

1. *Kloos V., Speak T., Sellick R., Jeschke P.* Dual drive booster for a two-spool turbofan: high shaft power offtake capability for MEA and hybrid aircraft concepts // Proc. of ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2018. GT2018-75501. 10 p.
2. *Lents C., Hardin L., Rheume J., Kohlman L.* Parallel hybrid gas electric geared turbofan engine conceptual design and benefits analysis // Proc. of 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. 2016. 13 p.
3. *Culley D. E., Kratz J. L., Thomas G. L.* Turbine Electrified Energy Management (TEEM) for Enabling More Efficient Engine Designs // Proc. of 2018 Joint Propulsion Conference. 2018. AIAA 2018-4798. 19 p.
4. *Kratz J. L., Culley D. E., Thomas G. L.* A Control Strategy for Turbine Electrified Energy Management // Proc. of 2019 AIAA/IEEE Electric Aircraft Technologies Symposium. 2019. AIAA 2019-4499. 16 p.
5. *Ромашихин И. М., Сметанин С. А.* Исследование возможностей ГТД гибридной схемы для улучшения динамических свойств двигателя // Сборник тезисов работ международной молодежной научной конференции XLIX Гагаринские чтения 2023. М.: Перо, 2023. С. 135–136.
6. Системы автоматического управления авиационными ГТД: энциклопедический справочник / под ред. О. С. Гуревича. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2011. 208 с.
7. *Connoly J. W., Csank J. T., Chicatelli A.* Advanced control considerations for turbofan engine design // Proc. of 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. 2016. AIAA 2016-4653. 18 p.

*А. А. Самотья, Ю. К. Титов*

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь  
АО «ОДК-СТАР», Пермь  
samotyasasha@mail.ru

## **БЕЗДАТЧИКОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫМ ТОПЛИВНЫМ НАСОСОМ**

*Аннотация.* Статья посвящена исследованию управления электроприводным топливным насосом без использования датчиков скорости и положения ротора, с реализацией необходимого диапазона регулирования частоты вращения электропривода. В исследовании рассмотрены бездатчиковые способы оценки скорости и угла поворота ротора использованием вращающейся системы координат в осях  $d$ ,  $q$  и 6-шаговой коммутацией с определением частоты вращения путем измерения частоты противо-ЭДС в свободной фазе электрического двигателя. Описана бездатчиковая система векторного управления синхронным двигателем с постоянными магнитами с применением пространственно-векторной ШИМ. Также в реализации наблюдателя скорости предлагается использовать оригинальный способ коррекции ошибки вычисления угла на основе вычисления в комплексной форме разности фаз реального (измеренного) и расчетного векторов тока статора. Приведены результаты имитационного моделирования, отражающие эффективность предложенных подходов в управлении электроприводным топливным насосом.

### **Введение**

На сегодняшний день в авиационном двигателестроении актуальной задачей является создание «более электрических» ГТД, гибридных силовых установок с ГТД и полностью электрических двигателей самолетов, обеспечивающих нулевой выброс вредных веществ в атмосферу в процессе своей работы. Применение бездатчиковых систем управления в свою очередь обусловлено во многом повышением надежности, т.е. исключением из электромеханической системы дополнительных элементов. В малоразмерных двигателях малой мощности бездатчиковый подход существенно снижает затраты за счет отсутствия датчиков Холла, оптических энкодеров или иных средств измерения. Применение бесколлекторного двигателя постоянного тока обуславливается его высоким КПД, малыми габаритными параметрами, высоким соотношением мощности к массе в сравнении с электрическими двигателями иных конструкций.

### **Принцип работы топливного насоса**

Топливопитание малоразмерного газотурбинного двигателя МГТД, осуществляется путём непосредственного дозирования топлива за счет изменения частоты вращения насоса. К системе управления электроприводом предъявляются требова-

ния по качеству регулирования скорости к основным из которых можно отнести быстродействие и диапазон регулирования.

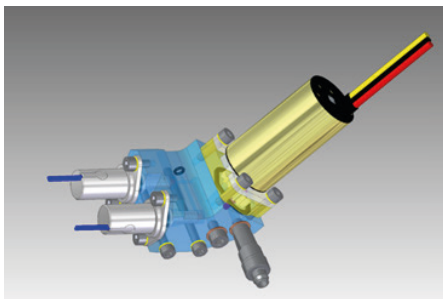
Электроприводной топливный насос, изображенный на рисунке 1, состоит из электроприводного шестерёнчатого качающего узла и двух электромагнитных клапанов:

- первый электромагнитный клапан обеспечивает подачу топлива для розжига камеры сгорания (впрыск топлива);
- второй электромагнитный клапан обеспечивает подачу топлива при работе двигателя.

После розжига камеры сгорания первый электромагнитный клапан отключается.

Управление клапанами системы подачи топлива и управление зажиганием осуществляется посредством генерируемого контроллером ШИМ-сигнала. Применение ШИМ-сигнала предусматривается для ограничения тока в цепях управления в режиме удержания электромагнита.

Управление вращением привода насоса осуществляется посредством трехфазного инверторного моста, коммутаторов управляющих ШИМ-сигналов и генерируемых контроллером электропривода ШИМ-сигналов. Непосредственное дозирование топлива электроприводным насосом позволяет уменьшить вес и габариты дозирующего устройства за счет исключения следующих элементов: дозирующий кран, клапан постоянного перепада давления на дозирующем сечении, термокомпенсатор. Также позволяет снизить потребляемую насосом мощность в силу отсутствия перепуска топлива клапаном постоянного перепада давления и соответственно увеличить КПД силовой установки в целом.



**Рисунок 1.** Электроприводной топливный насос

С учетом необходимости реализации широкого диапазона регулирования частоты вращения электропривода система управления выполнена бездатчиковой [4]. Бездатчиковое управление подразумевает отсутствие датчиков положения и скорости на валу машины. Применение бездатчикового управления требует наличия наблюдателя, который вычисляет положение ротора и его скорость. Наблюдатель



представляет собой математическую модель двигателя, входными параметрами которой являются токи в линиях, питающих двигатель.

В процессе создания системы управления электроприводным топливным насосом рассматривались 2 бездатчиковые системы управления, 6-шаговая коммутация транзисторов с наблюдателем противо-ЭДС и полеориентированное векторное управление с векторно-пространственным ШИМ (FOC SV-PWM — field-oriented control Space Vector Pulse Width Modulation). Наблюдатель векторного управления вычисляет угол на основе вычисления в комплексной форме разности фаз реального (измеренного) и расчетного векторов тока статора.

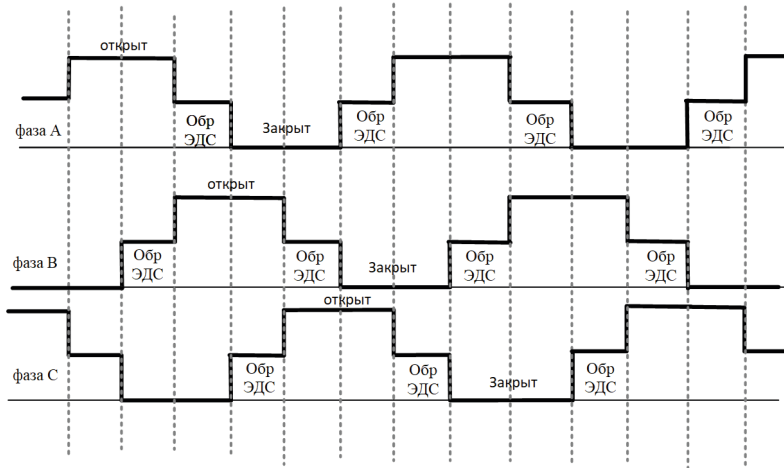
Главным критерием в выборе принципа управления к двум подходам является работа электроприводного насоса на низкой частоте вращения для реализации пускового режима МГТД [1, 2].

Система управления с 6-шаговой коммутацией транзисторов с наблюдателем противо-ЭДС управляет вращением привода насоса посредством трехфазного силового моста, коммутаторов управляющих сигналов и генерируемых контроллером электропривода сигналов ШИМ [7]. Коммутатор управляющих сигналов представляет собой управляемый дискретными выходами микроконтроллера мультиплексор, перенаправляющий сигналы ШИМ в одно из плеч полумоста. Силовой мост состоит из 6 полевых транзисторов. На рисунке 2 представлены сигналы включения верхних ключей. При открытии верхнего ключа нижний ключ соответственно закрывается с задержкой «мертвым временем». Мертвое время исключает одновременное включение верхнего и нижнего ключа. При открытом состоянии одного верхнего ключа, верхняя граница импульса, другие два верхних ключа закрыты. Сигнал имеет не исключительно импульсный характер, так как на сигнал наводится обратная ЭДС [5].

Положение ротора определяется по изменению индуцируемого в обмотке напряжения (ЭДС). Электроника платы управления выделяет момент перехода ЭДС через ноль и коммутирует ток двигателя через интервал, зависящий от скорости вращения вала (30 электрических градусов после прохождения ЭДС через ноль). Амплитуда индуцируемой ЭДС зависит от скорости. При неподвижном роторе или низкой скорости этот сигнал слишком мал, и пересечение нулевой отметки не может быть точно определено. Чтобы обеспечить коммутацию без применения датчиков, обычно с помощью электроники создается искусственная нулевая точка.

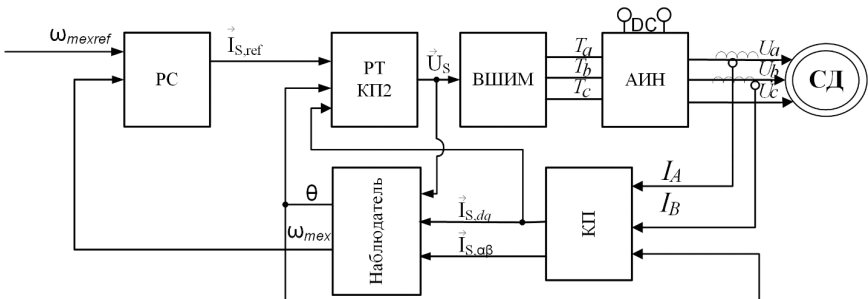
Данный подход имеет проблему с определением положения ротора во время запуска и малых оборотах, потому что сигналы обратной ЭДС еще не генерируются. В этом случае двигатель пытается запуститься с неизвестного положения, то есть неизвестно положение статора относительно ротора.

Система управления с 6-шаговой коммутацией транзисторов, определяющая положение ротора на основе противо-ЭДС, неработоспособна в диапазоне низких частот вращения, где ЭДС мала. При отказе от датчиков система управления становится на ступень сложнее и имеет ряд своих особенностей. Например, чувствительность электропривода к изменению параметров процесса при работе. Решение этой



**Рисунок 2.** Сигналы коммутации верхних транзисторов

проблемы осуществляется с помощью построения векторных регуляторов и наблюдателей состояний. Еще одним показателем к применению рассматриваемой системы управления [9, 6], является то, что для работы электродвигателя в режиме векторного управления важно синхронизировать частоту приложенного напряжения с положением магнитного поля ротора, это и осуществляется с помощью режима управления без использования датчика, когда алгоритм вычисления скорости и положения заменяет показания датчика. Также векторное управление в сравнении с б-шаговой коммутацией, позволяет взаимодействовать не только с магнитным полем статора, но и с магнитным полем ротора.



**Рисунок 3.** Структурная схема векторного управления

Принцип работы векторной системы управления [3], основан на ориентации вектора магнитного потока  $\Psi$ . Так как магнитный поток, создаваемый постоянными магнитами ротора, жестко связан с положением вала ротора, положение вектора

потока может быть определено по положению вала ротора (оси  $d$ ). Если ток  $I_d = 0$ , то потокосцепление  $\Psi_d$  по оси ротора постоянно. Поскольку потокосцепление в СДПМ постоянно, электромагнитный момент  $M_e$  пропорционален току статора  $I_q$ , который определяется замкнутой системой управления. Проекция магнитного потока ротора на ось  $q$  равна нулю, в то время как вектор тока имеет проекции на обе оси  $d$  и  $q$ . Ниже представлена структурная схема подробно объясняющая принцип работы векторного управления.

Приняты следующие обозначения функциональных блоков: СД — синхронный двигатель с постоянными магнитами; АИН — автономный инвертор напряжения; ВШИМ — векторная широтно-импульсная модуляция; КП, КП2 — координатные преобразователи; РС — регулятора скорости; РТ — регулятор тока;  $\omega_{mexref}$ ,  $\omega_{mex}$  — заданное и наблюдаемое с помощью НСПЭ значение скорости СД;  $T_a$ ,  $T_b$ ,  $T_c$  — длительность включения верхних ключей АИН;  $U_a$ ,  $U_b$ ,  $U_c$  — фазовые напряжения обмоток статора АД;  $I_a$ ,  $I_b$  — статорные токи в обмотках фаз А и В.  $\vec{I}_{S,ref}$  — вектор заданного тока представленный комплексным числом  $\{I_d, I_q\}$ , А.

Используемая векторная широтно-импульсная модуляция позволит создавать меньше гармонических составляющих в форме выходного напряжения или тока и более эффективно использует напряжение звена постоянного тока в сравнении с  $b$ -шаговой коммутацией.

При векторном управлении [10] СД с ориентацией системы координат по вектору потокосцепления ротора имеем следующие уравнения равновесия ЭДС статора:

$$\begin{cases} L_{Sd} \frac{dI_d}{dt} = U_d - R_S \cdot I_d + \omega \cdot L_{Sq} \cdot I_q \\ L_{Sq} \frac{dI_q}{dt} = U_q - R_S \cdot I_q - \omega \cdot L_{Sd} \cdot I_d - \omega \cdot \Psi_f \\ J \frac{d\omega_r}{dt} = \frac{3 \cdot Z_p \cdot \Psi_f \cdot I_q}{2 \cdot J} - \frac{C \cdot \omega_r}{J} \end{cases} \quad (1)$$

где  $U_d$  — напряжение статора по оси  $d$ ,  $U_q$  — напряжение статора по оси  $q$ ,  $L_{Sq}$  — индуктивность статора по оси  $q$ ,  $L_{Sd}$  — индуктивность статора по оси  $d$ ,  $I_q$  — ток статора по оси  $q$ ,  $I_d$  — ток статора по оси  $d$ ,  $R_S$  — сопротивление статора,  $\omega$  — электрическая скорость вращения ротора ( $\omega = Z_p \cdot \omega_r$ ),  $\Psi_f$  — потокосцепление ротора,  $C$  — коэффициент трения,  $J$  — момент инерции.  $Z_p$  — число пар полюсов двигателя.

При настройке регулятора скорости принимаем в качестве желаемой передаточной функции аperiodическое звено с частотой среза  $a_c$ , Гц (2).

$$W_{жел}(p) = \frac{\omega_r(p)}{\omega_{r,ref}(p)} = \frac{a_c}{p + a_c} \quad (2)$$

В результате синтеза по желаемой передаточной функции получаем ПИ-регулятор скорости с передаточной функцией:

$$W_{\omega}(p) = K_{pc} + \frac{K_{ic}}{p}. \quad (3)$$

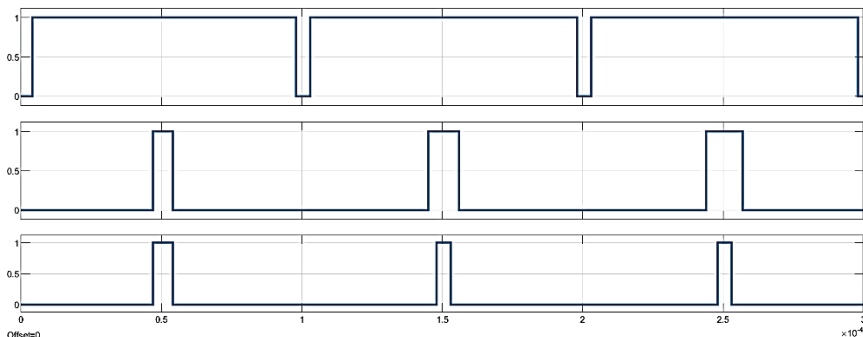
При настройке регулятора тока принимаем, как и прежде, в качестве желаемой передаточной функции аperiодическое звено с частотой среза  $\alpha_c$ , Гц. Частота среза контура тока должна быть как минимум вдвое (желательно в 4 и более раз) меньше частоты прерывания в котором выполняется считывание сигналов тока АЦП.

Выполняя процедуру синтеза регулятора тока для получения желаемой передаточной функции вводим в структуру ПИ-звено.

Регулятор тока снабжен блоком ограничения длины вектора, позволяющего ограничивать модуль вектора тока, сохраняя угол вектора неизменным [3]. Такой подход дает возможность ограничивать ток статора, когда электрический угол ротора, поступающий на координатные преобразования, отличается от реального угла. Для того, чтобы убрать проблему избыточного увеличения интегральной составляющей регулятора, связанного с работой блока ограничения вектора напряжения, интегральная составляющая охватывается отрицательной обратной связью.

Для реализации наблюдателя состояния электропривода НСПЭП используются внутренние переменные регулятора тока, две составляющие вектора напряжения в  $dq$ -осях.

Передаточная функция определяет соотношение тока и сигнала, формируемого после ПИ-звена. Любое (фазное и амплитудное) рассогласование вектора реального тока и полученного после фильтра низких частот (9) является следствием параметрического возмущения, неточного задания параметров СДПМ, а также ошибки вычисления и компенсации нелинейной части модели. Таким образом сигнал, полученный во внутренних цепях регулятора тока, может быть использован для компенсации ошибки ориентации координатной системы  $dq$ .



**Рисунок 4.** Управляющие сигналы на верхние ключи силового моста

Пространственная векторная широтно-импульсная модуляция формирует последовательность переключения ключей инвертора напряжения для формирования трёхфазной системы напряжений. Результатом специального алгоритма переключе-

ния силовых ключей является формирование синусоидальных токов в статорной цепи двигателя. Ниже представлены результаты моделирования пространственной векторной широтно-импульсной модуляции.

По вышеописанной структуре векторной системы управления была создана имитационная модель. Ниже представлены переходные процессы по скорости со ступенчатым воздействием 100 рад/с. Красным цветом обозначена линия, показывающая сигнал с наблюдателя  $wmex$ , для сравнения с реальной скоростью модели синим цветом обозначена скорость непосредственно с имитационного двигателя  $wmodel$ . По рисунку можно сделать вывод что наблюдатель работает правильно и имеет малое время переходного процесса.

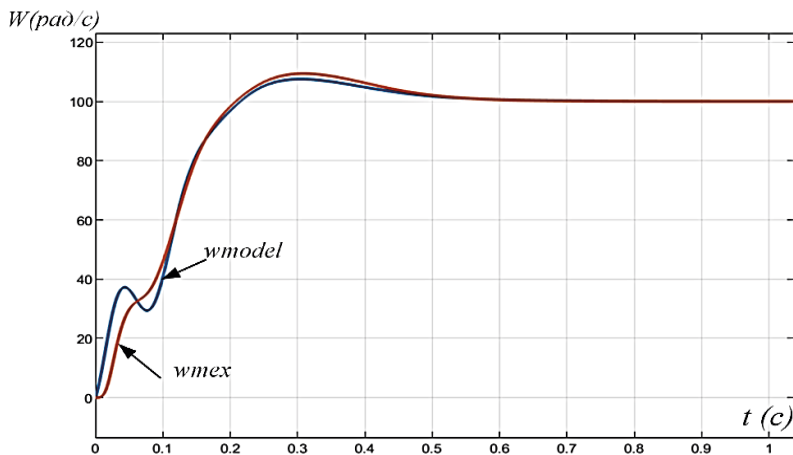


Рисунок 5. Переходный процесс по скорости

### Заключение

В качестве системы управления двигателем было выбрано бездатчиковое векторное управление с пространственной векторной широтно-импульсной модуляцией. Выбор векторной системы управления обоснован тем, что система управления с 6-шаговой коммутацией транзисторов, определяющая положение ротора противо-ЭДС, неработоспособна в диапазоне низких частот вращения, где ЭДС мала для определения положения. Также не мало важным критерием является то, что векторное управление в сравнении 6-шаговой коммутацией, позволяет взаимодействовать не только с магнитным полем статора, но и с магнитным полем ротора. При векторном управлении контролируется не только величина, но и угол пространственного вектора. В дальнейшем планируется внедрение данной имитационной модели посредством кодогенерации для управления электроприводным топливным насосом.

## Литература

1. *Гуревич О. С., Гулиенко А. И.* Системы газотурбинного двигателя для «электрического» самолета // Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сб. статей. (Санкт-Петербург, 20 октября 2017). СПб.: Скифия-принт, 2017. С. 214–223.
2. *Белкин Ю. С., Гулиенко А. И., Гуревич О. С.* Системы автоматического управления авиационными ГТД: энциклопедический справочник. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2011. 208 с.
3. *Анучин А. С.* Системы управления электроприводов: учебник для вузов. М.: Издат. дом МЭИ, 2015. 320с.
4. *Racas M.* Sensorless drives in industrial applications // IEEE Industrial Electronics Magazine. 2011. Vol. 5, no. 2. P. 16–23.
5. *Фролов В. Я., Жилиглов П. И.* Разработка системы бездатчикового векторного управления синхронным двигателем с постоянными магнитами в Matlab Simulink // Записки Горного института. 2018. Т. 229. С. 92.
6. *Бобцов А. А., Кремлев А. С.* Синтез наблюдателя в задаче компенсации конечномерного квазигармонического возмущения // Изв. РАН. Сер. Теория и системы управления. 2005. № 3. С. 5–11.
7. *Бобцов А. А.* Алгоритм управления по выходу с компенсацией гармонического возмущения со смещением // Автоматика и телемеханика. 2008. № 8. С. 25–32.
8. *Калачев Ю. Н.* Векторное регулирование (заметки практика): Издательство: М.: ЭФО, 2013. 72 с.
9. *Костыгов А. М., Солодкий Е. М., Даденков Д. А.* Синтез регуляторов тока и скорости в системе векторного управления вентильным электроприводом // Фундаментальные исследования. 2014. № 11 (часть 7). С. 1490–1495.
10. *Костыгов А. М., Даденков Д. А., Солодкий Е. М., Шачков А. М.* Бездатчиковое векторное управление вентильным двигателем с коррекцией ошибки вычисления электрического угла // Фундаментальные исследования. 2016. № 11 (часть 3). С. 505–509.
11. *Даденков Д. А., Солодкий Е. М., Шачков А. М.* Моделирование системы векторного управления асинхронным двигателем // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Электротехника, информационные технологии, системы управления. 2014.



Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Испытания авиационных газотурбинных двигателей





**Б. М. Клинский**

ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва  
bmklinskiy@mail.ru

## **АНАЛИЗ ПОГРЕШНОСТИ РЕЗУЛЬТАТА КОСВЕННОГО ИЗМЕРЕНИЯ АДИАБАТИЧЕСКОГО КПД НИЗКОНАПОРНОГО ВЕНТИЛЯТОРА БЕЗ ПОДПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ**

*Аннотация.* В настоящей статье проведен расчетный анализ погрешности результата косвенного измерения КПД низконапорного вентилятора без подпорных ступеней при использовании двух методов на основе прямых измерений полного давления и температуры торможения потока воздуха на входе и на выходе из вентилятора, а также на основе измерения крутящего момента на валу передачи мощности, массового расхода воздуха, полного давления и температуры торможения на входе и полного давления на выходе из вентилятора.

*Ключевые слова:* вентилятор, крутящий момент, частота вращения ротора, массовый расход воздуха, степень повышения давления в вентиляторе, коэффициент полезного действия.

### **Введение**

Одной из современных тенденций развития двигателей гражданской авиации является существенное уменьшение удельного расхода топлива ТРДД за счет увеличения величины степени двухконтурности до 8,5...15 (ТРДД типа PW1400G, Trent XWB-97), сопровождаемое уменьшением величины степени повышения давления в одноступенчатом вентиляторе до  $\pi_B^* = 1,35$  (редукторная схема) и  $\pi_B^* = 1,5$  (безредукторная схема) [1,2]. Наружный контур таких двигателей в условиях крейсерского режима полета создает не менее 80 % величины внутренней полетной тяги. Поэтому вентилятор современного ТРДД должен обладать необходимыми коэффициентом полезного действия, удельной производительностью и запасом газодинамической устойчивой работы.

*Характеристикой вентилятора [3, 4] с учетом теории подобия и размерностей называются зависимости основных показателей работы вентилятора: степени повышения давления  $\pi_B^*$  и адиабатического коэффициента полезного (КПД)  $\eta_B^*$  от приведенной частоты вращения ротора вентилятора  $n_{\text{ПР}}$  и приведенного массового расхода воздуха  $G_{\text{В,ПР}}$  при неучете влияния изменения величины показателя адиабаты  $k$  и работе вентилятора в автомоделной области по числу Рейнольдса  $Re > Re_{\text{КР}}$  и при сохранении геометрического подобия конструкции вида:*

$$\pi_B^* = f_1(G_{B,ПР}, n_{ПР}), \quad (1)$$

$$\eta_B^* = f_2(G_{B,ПР}, n_{ПР}). \quad (2)$$

**Входящие в уравнения (1) и (2) величины приведенного массового расхода воздуха  $G_{B,ПР}$ , приведенная частота вращения ротора вентилятора  $n_{ПР}$  и величина степени повышения давления в вентиляторе  $\pi_B^*$  определяются при стендовых испытаниях автономного вентилятора или в составе ТРДД по результатам прямых измерений. Величина адиабатического КПД низконапорного вентилятора по результатам измерений может быть определена как [3, 4]**

$$\eta_B^* = T_{ВХ}^* \cdot \left( \pi_B^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / (T_B^* - T_{ВХ}^*), \quad (3)$$

где  $T_{ВХ}^*$  — температура торможения потока на входе в вентилятор;  $T_B^*$  — температура торможения потока на выходе из вентилятора.

**В случае заметного изменения величин теплоемкости воздуха в процессе его сжатия и изменения величины газовой постоянной воздуха в условиях влажного воздуха характеристики вентилятора могут быть представлены в уточненном виде [4].**

Величина адиабатического КПД в этом случае может быть определена с помощью энтальпийных и энтропийных функций для воздуха

$$\eta_B^* = (i_B(T_{В.АД}^*) - i_B(T_{ВХ}^*)) / (i_B(T_B^*) - i_B(T_{ВХ}^*)), \quad (4)$$

где с помощью уравнения энтропии потока

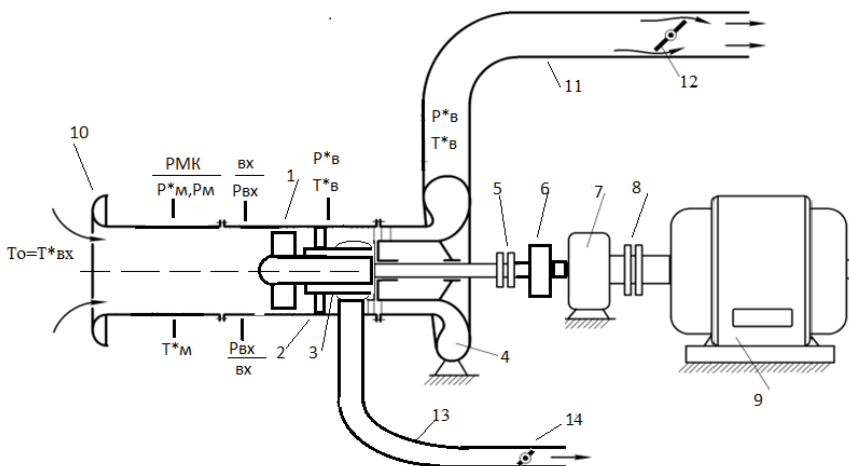
$$S_B(T_{В.АД}^*) = S_B(T_{ВХ}^*) + R_B \cdot \ln \pi_B^* \rightarrow T_{В.АД}^*$$

определяется температура торможения в изоэнтропийном процессе повышения давления.

На начальном этапе научно-исследовательских работ по исследованию аэродинамических характеристик экспериментальных вентиляторов для вновь создаваемых ТРДД [1,2] большой степени двухконтурности испытания могут проводиться на:

- открытом компрессорном стенде с забором воздуха на вход из атмосферы [3, 4] см. рисунок1;
- на компрессорном стенде с подачей на вход подогретого или захлажденного воздуха из ресивера термобарокамеры [5], где установлен испытываемый

вентилятор, и возможностью регулирования противодействия в термобарокамере с помощью эксгаустерных машин и др.



**Рисунок 1.** Принципиальная схема открытого наземного испытательного компрессорного стенда без входного успокоительного ресивера для испытаний одноступенчатого вентилятора: 1 — рабочие лопадки одноступенчатого вентилятора; 2 — спрямляющий аппарат вентилятора; 3 — разделитель; 4 — воздухоотборник выходная улитка; 5 — моментометр; 6 — думис; 7 — редуктор; 8 — гидромуфта; 9 — приводной двигатель; 10 — лемнискатный насадок с входным устройством, содержащим расходомерный коллектор (РМК); 11 — канал наружного контура вентилятора; 12 — дроссель; 13 — канал внутреннего контура вентилятора; 14 — дроссель

## Основная часть

При экспериментальных исследованиях аэродинамические характеристики автономного низконапорного вентилятора ( $G_{В,ПР}$ ,  $\pi_{В}^*$ ,  $\eta_{ПР}$ , КПД) ТРДД большой степени двухконтурности могут быть определены на узлом компрессорном стенде (см. рис. 1) по двум основным методам:

1. По результатам независимых прямых измерений полного давления и температуры торможения потока воздуха на входе и на выходе из вентилятора — далее по тексту «Метод 1»;

2. По результатам измерений крутящего момента на валу передачи мощности и частоты вращения ротора, массового расхода воздуха, полного давления и температуры торможения потока воздуха на входе в вентилятор и полного давления на выходе из вентилятора — далее по тексту «Метод 2».

Вентилятор 1 (см. рис. 1) приводится во вращение двигателем 9 через мультипликатор 7. Воздух из окружающей среды поступает в вентилятор через коллектор,

который имеет специально спроектированный плавный вход для создания равномерного поля скоростей перед вентилятором 1 с помощью лемнискатного насадка 10. Во входном относительно коротком устройстве 10 расположен расходомерный коллектор (РМК), с помощью которого измеряется массовый расход воздуха через вентилятор:

- при использовании «градуировочной схемы измерений» в РМК

$$G_B = \sqrt{k \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R_B \cdot T_M^*} 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{R_M} P^* \cdot q(\lambda) \cdot R dR}, \quad (5)$$

где  $T_M^*$  — средняя величина температуры торможения в РМК;  $q(\lambda) = f(\pi(\lambda)) = (P/P^*)_M$  — газодинамическая функция плотности;  $P^*$  — полное давление, измеренное радиальными многоточечными пневмогребенками в РМК;  $R_M$  — радиус проходного сечения в РМК;  $R_B$  — газовая постоянная воздуха.

- при использовании «рабочей схемы измерений» в РМК

$$G_B = \mu_B \cdot \sqrt{k \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R_B \cdot T_M^*} \cdot (\pi \cdot R_M^2) \cdot q(\lambda_{\text{ПИТО}}) \cdot P_{\text{ПИТО}}^*}, \quad (6)$$

где  $q(\lambda_{\text{ПИТО}}) = f(1 - \Delta P_{\text{ПИТО}}/P_{\text{ПИТО}}^*)$  — газодинамическая функция плотности тока;  $\Delta P_{\text{ПИТО}}$  и  $P_{\text{ПИТО}}^*$  — перепад давления и полное давление, измеряемые трубкой Пито (на рисунке 1 не показаны) в РМК;  $\mu_B$  — коэффициент расхода РМК, определяемый посредством градуировки при поверке РМК,  $T_M^*$  — температура торможения, измеренная в РМК (см. рисунок 1).

При применении «градуировочной схемы измерений», исходя из условия сохранения массового расхода воздуха и энергии, по измеренному значению  $P_{\text{ВХ}}$  в сеч. ВХ-ВХ (см. рисунок 1), вычисляется величина полного давления  $P_{\text{ВХ}}^*$  на входе в вентилятор (сеч. ВХ-ВХ — см. рисунок 1)

$$\begin{aligned} \sqrt{k \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R_B \cdot T_M^*} \cdot (\pi \cdot R_{\text{ВХ}}^2) \cdot y(\lambda_{\text{ВХ}}) \cdot P_{\text{ВХ}} = G_{B(5)} \rightarrow y(\lambda_{\text{ВХ}}) \rightarrow \\ \rightarrow \pi(\lambda_{\text{ВХ}}) \rightarrow P_{\text{ВХ}}^* = P_{\text{ВХ}} / \pi(\lambda_{\text{ВХ}})} \end{aligned} \quad (7)$$

и определяется зависимость коэффициента восстановления полного давления от отношения давлений

$$\sigma_{\text{ПИТО-ВХ}} = P_{\text{ВХ}}^* / P_{\text{ПИТО}}^* = f_3(1 - \Delta P_{\text{ПИТО}} / P_{\text{ПИТО}}^*), \quad (8)$$

которая при применении «рабочей схемы измерений» используется для определения полного давления на входе в вентилятор

$$P_{BX}^* = P_{ПИТО}^* \cdot \sigma_{ПИТО-BX}. \quad (9)$$

Для обеих схем измерений принимается отсутствие теплообмена (отвода или притока теплоты) на участке между РМК и входом в вентилятор (см. рисунок 1), на основании чего принимается равенство температуры торможения на входе в вентилятор величине измеренной температуры торможения в РМК  $T_{BX}^* = T_M^*$  (см. рис. 1).

Из вентилятора воздух поступает в сборную выходную улитку и направляется в трубу 11, в которой находится дроссель 12, имитирующий сопротивление газового тракта двигателя.

Изменением мощности приводного двигателя 9 и положения дросселя 12 (14) можно устанавливать на испытуемом вентиляторе режимы с различными значениями частоты вращения ротора  $n$  вентилятора 1 и массового расхода воздуха  $G_v$ .

Думис 6 разгружает приводной ротор вентилятора от действующей осевой силы. Моментметр 5 встроен в силовую схему передачи мощности от приводного двигателя обеспечивает измерение крутящего момента  $M_{KP}$  на валу передачи мощности, затраченной на вращение вентилятора.

**Примечание:** При измерении крутящего момента должно быть учтено трение в редукторе (см. рисунок 1, позиция 7) и на валу передачи мощности.

Рассмотрим вариант «рабочей схемы измерений» при использовании «Метода 1» и «Метода 2» для косвенного измерения адиабатического КПД вентилятора.

Непосредственно на выходе из спрямляющего аппарата вентилятора 2 или из воздухоборника выходной улитки измеряются  $P_B^*$  — полное давление за вентилятором и  $T_B^*$  — температура торможения за вентилятором.

На основании измеренных величин  $P_{ПИТО}^*, T_{BX}^*, P_B^*, T_B^*$  испытываемого вентилятора («Метод 1») вычисляется величина адиабатического КПД вентилятора (3)

$$\eta_B^* = T_{BX}^* \left( \left( \pi_B^* = \frac{P_B^*}{P_{BX}^* = P_{ПИТО}^* \cdot \sigma_{BX}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / (T_B^* - T_{BX}^*). \quad (10)$$

Величина адиабатического КПД по «Методу 2» может быть вычислена как

$$\eta_B^* = \frac{k}{k-1} R_B \cdot T_{BX}^* \cdot \left( \left( \pi_B^* = \frac{P_B^*}{P_{BX}^* = P_{ПИТО}^* \cdot \sigma_{BX}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot G_v / (M_{KP} \cdot n), \quad (11)$$

где  $G_v$  — массовый расход воздуха, измеренный согласно (5) с помощью «градуировочной схемы измерения» или по формуле (6) с помощью «рабочей схемы измерения».

Выполним оценку погрешности определения адиабатического КПД по «Методу 1», используя результаты измерений полного давления и температуры торможения потока воздуха на входе и на выходе из ступени вентилятора.

Уравнение (3) после логарифмирования и дифференцирования можно выразить в малых относительных отклонениях [6]:

$$\delta\eta_B^* = K_1 \cdot \delta\pi_B^* - K_2 \cdot \delta T_B^* + K_2 \cdot \delta T_{BX}^*, \quad \% \quad (12)$$

где, с учетом равенства  $\frac{k-1}{k} = 0,2857$ , коэффициенты влияния  $K_1$  и  $K_2$  равны:

$$K_1 = \frac{0,2857 \cdot \pi_B^{*0,2857}}{(\pi_B^{*0,2857} - 1)}, \quad (13)$$

$$K_2 = \frac{1}{(1 - T_{BX}^* / T_B^*)} = \frac{1}{1 - \frac{1}{1 + (\pi_B^{*0,2857} - 1) / \eta_B^*}}. \quad (14)$$

С учетом равенства степени повышения давления в вентиляторе  $\pi_B^* = P_B^* / (P_{ПНТО}^* \cdot \sigma_{BX})$ , линеаризованное уравнение (12) можно записать

$$\delta\eta_B^* = K_1 \cdot \delta P_B^* - K_1 \cdot \delta P_{ПНТО}^* - K_1 \cdot \delta \sigma_{BX} - K_2 \cdot \delta T_B^* + K_2 \cdot \delta T_{BX}^*, \quad \% \quad (15)$$

Полученная зависимость (15) с учетом «закона суммирования ошибок» [7] позволяет определить величину погрешности косвенного измерения адиабатического КПД вентилятора при использовании «рабочей схемы измерений»

$$\delta\eta_B^* = \sqrt{K_1^2 \cdot (\delta P_B^*)^2 + K_1^2 \cdot (\delta P_{ПНТО}^*)^2 + K_1^2 \cdot (\delta \sigma_{BX})^2 + K_2^2 \cdot (\delta T_B^*)^2 + K_2^2 \cdot (\delta T_{BX}^*)^2}, \quad \% \quad (16)$$

где измеряемые величины  $\delta P_B^*$ ,  $\delta P_{ПНТО}^*$ ,  $\delta T_B^*$ ,  $\delta T_{BX}^*$  можно считать как предельные суммарные погрешности прямых измерений независимых величин при проведении испытаний вентилятора на компрессорном стенде.

Величину погрешности коэффициента восстановления  $\sigma_{BX}$  (8) полного давления определим из соотношения

$$\delta\sigma_{ПНТО-BX} = \sqrt{\delta\mu_B^2 + \left(1 + K_{\pi(\lambda)q(\lambda)}^2\right) \cdot \delta\Delta P_{ПНТО}^2 + \left(1 + K_{\pi(\lambda)q(\lambda)}^2\right) \cdot \delta P_{ПНТО}^{*2} + \left(\delta y(\lambda_{BX})\right)^2}, \quad (17)$$

$$\text{где } \delta y(\lambda_{BX}) = \sqrt{\delta\mu_B^2 + \delta P_{BX}^2 + \left(1 + K_{\pi(\lambda)q(\lambda)}^2\right) \cdot \delta P_{ПИТО}^2 + K_{\pi(\lambda)q(\lambda)}^2 \delta \Delta P_{ПИТО}^2} \quad (18)$$

Выполним оценку инструментальной погрешности адиабатического КПД вентилятора по уравнению (16) в зависимости от величины  $\pi_B^*$ , полученную по прямым измерениям величин  $P_B^*$ ,  $P_{BX}^*$ ,  $T_B^*$ ,  $T_{BX}^*$  при  $\pi(\lambda_{ПИТО}) = 0,847$  (условно «взлетный режим»)– см. таблицу1.

Т а б л и ц а 1

**Расчетные оценки погрешности величин КПД вентилятора  
в диапазоне изменения степени повышения давления в диапазоне  $\pi_B^* = 1,38...1,50$   
при 2-х уровнях величин погрешностей результатов прямых измерений  
(«Метод 1» при «рабочей схеме измерений»)**

$\pi_B^*$	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub> ( $\eta^*_{в} = 0,90$ )	$\delta\eta_B^*, \%$ ( $\delta P_{ПИТО}^*, \delta T_B^*, \delta P_{BX}^*, \delta T_B^*,$ $\delta T_{BX}^* = 0,1\%, \delta \sigma_{BX} = 0,5\%$ )	$\delta\eta_B^*, \%$ ( $\delta P_{ПИТО}^*, \delta P_B^*, \delta P_{BX}^*, \delta T_B^*,$ $\delta T_{BX}^* = 0,05\%, \delta \sigma_{BX} = 0,5\%$ )
1,50	2,632	8,392	±1,81	±1,45
1,38	3,22	10,243	±2,21	±1,78

Как видно из таблицы 1, при уменьшении  $\pi_B^*$  от 1,50 до 1,38 величина погрешности определения величины адиабатического КПД вентилятора по прямым измерениям  $P_B^*$ ,  $P_{BX}^*$ ,  $T_B^*$ ,  $T_{BX}^*$  с погрешностью измерения  $\pm 0,1\%$  при погрешности нахождения коэффициентов  $\delta\mu_{в} = \pm 0,3\%$  и  $\delta\sigma_{ПИТО-BX} = \pm 0,5\%$  увеличивается примерно на 22%. Например, при величине  $\pi_B^* = 1,50$  погрешность определения КПД вентилятора составит  $\pm 1,81\%$ , а при величине  $\pi_B^* = 1,38$  погрешность возрастает до  $\pm 2,21\%$ . Использование высокоточных средств прямых измерений с погрешностью  $\pm 0,05\%$  от ИВ может дополнительно уменьшить погрешность определения КПД вентилятора на примерно 24% — см. таблицу 1.

Для уменьшения погрешности определения адиабатического КПД вентилятора был также рассмотрен дифференциальный способ измерения разницы заторможенных температур  $\Delta T_{ВВ}^* = T_B^* - T_{ВХ}^*$  в вентиляторе. Для этого случая при величине степени повышения давления  $\pi_B^* = 1,50$  и при измерении величин  $P_B^*$ ,  $P_{ВХ}^*$ ,  $T_{ВХ}^*$ ,  $\Delta T_{ВВ}^*$  с погрешностью  $\pm 0,1\%$  и погрешности нахождения  $\sigma_{ВХ}$  равной  $\pm 0,5\%$  величина погрешности оценки результата косвенного измерения КПД вентилятора может составить  $\delta\eta_B^* \approx \pm 1,375\%$  вместо  $\pm 1,81\%$ , то есть погрешность может быть уменьшена примерно на 30% по сравнению с полученным результатом при независимом измерении  $T_{ВХ}^*$  и  $T_B^*$  (см. табл.1). Однако представляется, что дифференциальный способ измерения разницы заторможенных температур  $\Delta T_{ВВ}^* = T_B^* - T_{ВХ}^*$  требует обоснования идентичности приравнивания разности термоЭДС ( $U_B - U_{ВХ}$ ) термопреоб-



разователей соответствующей фактической разности температур торможения с учетом окружной и радиальной неравномерности температуры по тракту вентилятора и степени препарирования вентилятора приемниками полного давления и температуры торможения.

Оценка инструментальной погрешности адиабатического КПД низконапорного вентилятора без подпорных ступеней по «Методу 2» была выполнена с помощью соотношения

$$\eta_B^* = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot P_M^* \cdot q \left( \lambda_M \left( \frac{P_M}{P_M^*} \right) \right) \cdot \mu_B \left( \frac{P_M}{P_M^*} \right) \times k \cdot \sqrt{R_B \cdot T_{BX}^*} \left[ \left( \frac{P_B^*}{P_M^* \cdot \sigma_{BX}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot 9,549} \times F_M \frac{\quad}{(k-1) \cdot M_{KP.B} \cdot n} \quad (19)$$

В таблице 2 указаны полученные величины коэффициентов влияния независимых измеряемых и градуировочных коэффициентов ( $\mu_B, \sigma_{BX}$ ) на величину адиабатического КПД низконапорного вентилятора для 4-х режимов работы ТРДД с низконапорным вентилятором  $\pi_B^* = 1,50$ .

Т а б л и ц а 2

Величины коэффициентов влияния  $K_{x_i}^* = \frac{\partial \eta_B^*}{\partial x_i} \cdot \frac{x_i}{\eta_B^*}$  независимых измеряемых параметров и градуировочных коэффициентов на величину адиабатического КПД для 4-х режимов работы ТРДД

$K_{T_{BX}\eta_B^*}$	$K_{P_M^*\eta_B^*}$	$K_{P_M\eta_B^*}$	$K_{P_B^*\eta_B^*}$	$K_{M_{KP.B}\eta_B^*}$	$K_{n_B\eta_B^*}$	$K_{F_M\eta_B^*}$	$K_{\mu_B\eta_B^*}$	$K_{\sigma_{BX}\eta_B^*}$
«Взлетный режим»								
0,5	0,595	-2,28	2,632	-1	-1	1	1	-2,632
Режим «Набора»								
0,5	1,286	-3,506	3,2201	-1	-1	1	1	-3,2201
Режим «Пониженной тяги»								
0,5	15,517	-34,424	19,906	-1	-1	1	1	-19,906
Режим «Земной малый газ»								
0,5	49,748	-113,906	65,157	-1	-1	1	1	-65,157

Из рассмотрения таблицы 2 следует, что среди полученных коэффициентов влияния наибольшие величины имеют коэффициенты  $K_{P_M^*\eta_B^*}, K_{P_M\eta_B^*}, K_{P_B^*\eta_B^*}, K_{\sigma_{BX}\eta_B^*}$ .

Примем, что независимые прямые измерения величин измеряются высокоточными техническими средствами с погрешностью  $T_{BX}^*(\pm 0,1\%)$ ,  $P_M^*(\pm 0,1\%)$ ,  $P_B^*(\pm 0,1\%)$ ,  $M_{КР.В}(\pm 0,3\%)$ ,  $n_B(\pm 0,1\%)$ ,  $F_M(\pm 0,1\%)$ ,  $\mu_B(\pm 0,3\%)$ ,  $\sigma_{BX}(\pm 0,5\%)$ . В таблице 3 приведены расчетные оценки погрешности величин адиабатического КПД вентилятора ТРДД в диапазоне  $\pi_B^* = 1,015 \dots 1,50$ .

Таблица 3

**Расчетные оценки погрешности определения величины адиабатического КПД вентилятора ТРДД без подпорных ступеней в диапазоне изменения  $\pi_B^* = 1,015 \dots 1,50$  («Метод 2») при применении «рабочей схеме измерений»**

№ пп	Режим	$\pi_B^*$	$\pi(\lambda_M) = P_M / P_M^*$	$\delta\eta_B^*$ , % («рабочая схема» измерений)
1	Взлетный режим	1,50	0,84709	$\pm 1,43$
2	Набора	1,38	0,890	$\pm 1,73$
3	Пониженной тяги	1,052	0,9859	$\pm 10,6$
4	Земной малый газ	1,015	0,9956	$\pm 35$

## Выводы

Выполнен анализ погрешности результата косвенного измерения КПД низконапорного вентилятора без подпорных ступеней на основе двух методов по прямым (независимым) измерениям полного давления и температуры торможения потока воздуха на входе и на выходе из вентилятора («Метод 1»), а также на основе измерения крутящего момента на валу передачи мощности, массового расхода воздуха, полного давления и температуры торможения на входе и полного давления на выходе из вентилятора («Метод 2»).

Для обоих методов косвенного измерения КПД определены значения коэффициентов влияния независимо измеряемых параметров на величину косвенно измеряемого адиабатического КПД вентилятора в зависимости от величины степени повышения давления в низконапорном вентиляторе.

Из сравнения полученных расчетных данных следует, что в случае применения «Метода 2» (см. таблицу 3) ожидаемая погрешность косвенного измерения КПД низконапорного вентилятора при степени повышения давления  $\pi_B^* = 1,50$  и уровне погрешности измерения параметров, в частности, полного давления и температуры торможения на входе и выходе из вентилятора, равного  $\pm 0,1\%$ , крутящего момента  $\pm 0,3\%$  может быть уменьшена с  $\delta\eta_B^* = \pm 1,81\%$  до  $\delta\eta_B^* = \pm 1,43\%$ , т. е. на 25% по сравнению с применением «Метода 1» (см. таблицу 1).

Показано, что использование в «Методe 1» дифференциального способа измерения разницы заторможенных температур  $\Delta T_{\text{ВВ}}^* = T_{\text{В}}^* - T_{\text{ВХ}}^*$  в вентиляторе вместо независимого измерения температур торможения  $T_{\text{ВХ}}^*$  и  $T_{\text{В}}^*$  при степени повышения давления в вентиляторе  $\pi_{\text{В}}^* = 1,50$  и измерении величин параметров  $P_{\text{В}}^*$ ,  $P_{\text{ВХ}}^*$ ,  $T_{\text{ВХ}}^*$ ,  $\Delta T_{\text{ВВ}}^*$  с погрешностью  $\pm 0,1\%$  при величине погрешности нахождения коэффициента восстановления  $\delta\sigma_{\text{ВХ}} = \pm 0,5\%$  может позволить уменьшить погрешность определения величины КПД вентилятора с  $\pm 1,81\%$  до  $\pm 1,375\%$ , т. е. на примерно 30%. Применение этого способа может потребовать обоснования идентичности приравнивания разности термоЭДС ( $U_{\text{В}} - U_{\text{ВХ}}$ ) термопреобразователей соответствующей фактической разности температур торможения с учетом окружной и радиальной неравномерности температуры по тракту вентилятора.

Заметный вклад в погрешность изменения адиабатического КПД вентилятора вносит погрешность определения градуировочного коэффициента восстановления полного давления  $\sigma_{\text{ПНТО-ВХ}}$  (8), величина которого на максимальных режимах работы вентилятора составляет не менее  $\pm 0,5\%$  без учета погрешности отнесения величин  $\sigma_{\text{ПНТО-ВХ}}$  по отношению давлений  $1 - \Delta P_{\text{ПНТО}} / P_{\text{ПНТО}}^*$ .

При определении величины погрешности косвенно измеряемого адиабатического КПД низконапорного вентилятора без подпорных ступеней следует также учитывать выбор метода осреднения основных измеряемых независимых параметров потока и степень препарирования испытываемого автономного вентилятора.

## Литература

1. *Torben Eggerts., Jens Friedrichs., Jan Goessling., Joerg R. Seume., Jan Peter Fluh., Nicola Paletta., Nunzio Natale.* Composite UHBR Fan for Forced Response and Flutter Investigations // ASME TurboExpo. Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2021-58941, 2021. P. 12.
2. *Pankov S. V., Korzhnev V. N., Milesin V. I., Fateev V. A.* Computational and experimental studies of model fans for advanced turbofan engines // ASME Turbo Expo 2021. Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2021-59524, 2021. P. 8.
3. *Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
4. *Казанджан П. К. Тихонов Н. Д.* Теория авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1995. С. 128–177.
5. *Григорьев В. А. и др.* Испытания авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 2009. С. 218.
6. *Черкез А. Я.* Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М.: Машиностроение, 1975. С. 14–19.
7. *Зайдель А. Н.* Ошибки измерений физических величин. Л.: Наука, 1974. 106 с.

**М. А. Столяров**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
stolyarov.maks@mail.ru

## **РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Аннотация.* Статья посвящена разработке мобильных испытательных стендов для авиационных двигателей, подчеркивая их важность для надежности и безопасности техники. Описаны традиционные стенды, их плюсы и минусы, а также примеры использования. Мобильные стенды рассматриваются как гибкие решения для быстрого проведения испытаний. Основные аспекты включают прочность, устойчивость, системы измерений, управления и мониторинга. Важные метрики: тяга, расход топлива, температурные режимы, вибрации, износ и долговечность, что позволяет анализировать состояние двигателя. Заключение включает рекомендации по улучшению мобильных стендов с новыми материалами, автономными системами энергообеспечения и интеллектуальными системами управления, что делает их более универсальными и надежными.

### **Введение**

Испытательные стенды для авиационных двигателей (АД) играют важнейшую роль в обеспечении надежности и безопасности авиационной техники. Они позволяют проводить всесторонние проверки и анализ характеристик двигателей, выявлять и устранять потенциальные дефекты, а также оценивать их работоспособность в различных эксплуатационных условиях. Это особенно важно в условиях постоянно растущих требований к экологичности и экономичности авиационных систем. Актуальность использования испытательных стендов обусловлена стремлением к повышению эффективности и снижению затрат на обслуживание и ремонт двигателей.

Испытательные стенды позволяют моделировать реальные условия эксплуатации, включая различные климатические и высотные режимы, что обеспечивает возможность детального анализа и проверки всех рабочих параметров двигателя. Это критически важно для определения надежности и долговечности двигателей, а также для оптимизации их конструктивных решений и эксплуатационных характеристик. Основной целью данного исследования является анализ и оптимизация процесса разработки и проектирования мобильных испытательных стендов для авиационных двигателей. Мобильные стенды предлагают значительные преимущества по сравнению с традиционными стационарными стендами, такие как компактность, гибкость и экономичность. Они позволяют проводить испытания непосредственно на местах эксплуатации, что значительно упрощает и ускоряет процесс тестирования и анализа двигателей.

Задачи исследования включают анализ текущего состояния и возможностей традиционных и мобильных испытательных стендов, выявление технических особенностей и требований к мобильным стендам, формирование метрик и методов оценки эффективности испытаний на мобильных стендах, сравнительный анализ преимуществ и недостатков мобильных и традиционных стендов, а также разработку рекомендаций по оптимизации и применению мобильных стендов в современной авиационной промышленности. В рамках данного исследования будут рассмотрены примеры успешной реализации мобильных стендов, проанализированы их технические характеристики и предложены пути дальнейшего развития и совершенствования.

## **1. Традиционные испытательные стенды**

Традиционные испытательные стенды для авиационных двигателей представляют собой стационарные комплексы, предназначенные для всесторонних испытаний двигателей в контролируемых условиях. Эти стенды включают разнообразные системы и оборудование, обеспечивающее проверку всех ключевых параметров и характеристик двигателей. Основные компоненты традиционных испытательных стендов включают термобарокамеры, системы измерения и контроля, системы управления и мониторинга, силовые установки и компрессоры.

Термобарокамеры обеспечивают возможность моделирования различных климатических и высотных условий, что позволяет проверять двигатели в условиях, максимально приближенных к реальной эксплуатации. Системы измерения и контроля включают датчики температуры, давления, вибраций и другие устройства, обеспечивающие точные и достоверные измерения всех ключевых параметров двигателя. Системы управления и мониторинга включают компьютерные системы и специализированное программное обеспечение для управления процессом испытаний и анализа данных. Силовые установки и компрессоры обеспечивают необходимую мощность и давление для тестирования двигателей в различных режимах работы.

Преимущества традиционных стендов включают высокую точность измерений, комплексность оборудования, возможность проведения широкого спектра испытаний и надежность. Однако такие стенды обладают рядом недостатков, включая ограниченную мобильность, высокие эксплуатационные затраты, сложность настройки и необходимость специализированных помещений и условий эксплуатации.

Примеры использования традиционных стендов включают испытательные комплексы Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ), где проводятся высотно-климатические испытания авиационных двигателей. НПО «Сатурн» использует стационарные стенды для проведения ресурсных и функциональных испытаний газотурбинных двигателей. В ОДК-Авиадвигатель проводятся испытания на устойчивость к воздействию посторонних объектов, а в АО «Климов» на стационарных стендах проводятся комплексные испытания двигателей семейства ТВ7-117, включая проверки в различных температурных и высотных режимах.

## 2. Мобильные испытательные стенды

Мобильные испытательные стенды для авиационных двигателей представляют собой компактные и гибкие системы, предназначенные для проведения различных испытаний непосредственно на местах эксплуатации двигателей. Эти стенды обеспечивают возможность быстрого развертывания и настройки, что делает их особенно полезными в условиях, где требуется оперативное проведение тестов и анализов. Основные особенности мобильных стендов включают компактность, гибкость и адаптивность, снижение затрат на инфраструктуру и эксплуатацию, а также инновационные решения.

Технические характеристики мобильных стендов включают механическую прочность и устойчивость, измерительные системы, системы управления и мониторинга, автономные источники питания и компактные термобарокамеры. Механическая прочность и устойчивость обеспечиваются использованием легких и прочных материалов, таких как композиты и алюминиевые сплавы, а также амортизационных систем для уменьшения вибраций и динамических нагрузок. Измерительные системы включают датчики температуры, давления, вибраций, расхода топлива и системы сбора данных, обеспечивающие точные и достоверные измерения всех ключевых параметров двигателя. Системы управления и мониторинга включают компьютерные системы управления, программное обеспечение для анализа данных, удобные интерфейсы оператора и системы удаленного мониторинга. Автономные источники питания, такие как аккумуляторы и генераторы, обеспечивают независимость мобильных стендов от централизованных энергосетей, что позволяет использовать их в удаленных местах. Компактные термобарокамеры обеспечивают возможность моделирования различных климатических и высотных условий для всестороннего тестирования двигателей.

Инновационные решения в мобильных стендах включают модульную конструкцию, использование новых материалов и технологий, автономные системы энергообеспечения, а также повышенную оперативность и снижение временных затрат. Модульная конструкция позволяет быстро заменять и модернизировать компоненты стенда, обеспечивая долговечность и гибкость использования. Интеграция с системами удаленного мониторинга позволяет получать доступ к данным испытаний в режиме реального времени из любой точки мира, что повышает оперативность и эффективность анализа данных. Применение новых материалов и технологий, таких как композиты и аддитивное производство, позволяет снизить вес и увеличить прочность мобильных стендов. Автономные системы энергообеспечения, такие как солнечные панели и аккумуляторы, обеспечивают надежное энергоснабжение и позволяют использовать мобильные стенды в удаленных местах без необходимости подключения к электросети. Повышенная оперативность и снижение временных затрат достигаются за счет быстрой развертываемости и настройки мобильных стендов, что позволяет значительно сократить время, необходимое для подготовки и проведения испытаний.

### 3. Технические аспекты разработки

Разработка мобильных испытательных стендов для авиационных двигателей требует особого внимания к нескольким ключевым аспектам: прочности и устойчивости конструкции, системам измерений и системам управления и мониторинга. Эти компоненты обеспечивают надежность и эффективность проведения испытаний в различных условиях эксплуатации.

Прочность и устойчивость мобильных стендов достигается за счет использования легких, но прочных материалов, таких как композиты и алюминиевые сплавы. Эти материалы обеспечивают высокую механическую прочность при минимальном весе, что облегчает транспортировку и установку стенда. Конструкция стенда разрабатывается таким образом, чтобы обеспечивать стабильность и устойчивость во время испытаний. Это включает в себя усиленные рамы и опоры, которые предотвращают деформацию и колебания, а также амортизационные системы, которые уменьшают влияние вибраций и динамических нагрузок на стенд и оборудование.

Системы измерений являются основой для проведения точных и достоверных испытаний авиационных двигателей. Они включают в себя различные датчики и устройства для мониторинга ключевых параметров двигателя. Датчики температуры измеряют температурные режимы различных частей двигателя, обеспечивая контроль за тепловыми процессами. Датчики давления контролируют давление в различных секциях двигателя, что позволяет детально анализировать его работу под различными нагрузками. Датчики вибрации измеряют уровень вибраций, что важно для оценки состояния и надежности двигателя. Расходомеры измеряют расход топлива и других рабочих жидкостей, что позволяет оценить эффективность двигателя и его топливную экономичность. Системы сбора данных централизуют данные с различных датчиков и обрабатывают их в реальном времени, обеспечивая точный и оперативный анализ всех ключевых параметров двигателя.

Системы управления и мониторинга мобильных испытательных стендов оснащены передовыми компьютерными системами и программным обеспечением для управления и анализа данных в режиме реального времени. Основные компоненты этих систем включают компьютерные системы управления, программное обеспечение для анализа данных, интерфейсы оператора и системы удаленного мониторинга. Компьютерные системы управления автоматизируют процесс испытаний, снижая вероятность ошибок и повышая эффективность. Программное обеспечение для анализа данных обрабатывает данные с датчиков, генерирует отчеты и графики, а также предоставляет инструменты для анализа и интерпретации результатов испытаний. Интерфейсы оператора обеспечивают интуитивно понятный доступ к данным и возможностям управления стендом, что позволяет операторам контролировать процесс испытаний, вносить изменения в настройки стенда и оперативно реагировать на возникающие проблемы. Системы удаленного мониторинга обеспечивают возможность удаленного доступа к данным испытаний через интернет, что позволяет специалистам контролировать и анализировать процесс испытаний из любой точки мира. Эти

системы включают облачные платформы и интеллектуальные алгоритмы анализа данных, которые могут автоматически обрабатывать и интерпретировать результаты испытаний.

#### **4. Формирование метрик испытаний**

Основные метрики испытаний авиационных двигателей включают тягу, удельный расход топлива, температурные режимы, вибрации, износ деталей и долговечность. Эти метрики позволяют проводить всесторонний анализ состояния двигателя.

Тяга — это сила, создаваемая двигателем для передвижения летательного аппарата. Измерение тяги осуществляется с помощью динамометров и тяговых стенов, которые фиксируют силу тяги в различных режимах работы двигателя (взлет, крейсерский полет, посадка). Удельный расход топлива — это количество топлива, потребляемого двигателем на единицу времени для создания определенной тяги. Для измерения удельного расхода топлива используются расходомеры и датчики расхода топлива, которые фиксируют количество топлива, проходящего через двигатель за единицу времени, и позволяют вычислить его эффективность.

Температурные режимы — это температуры различных компонентов двигателя во время его работы. Для измерения температурных режимов используются термопары и инфракрасные датчики, которые фиксируют температуры входного и выходного потоков, а также критических компонентов двигателя (компрессора, турбины). Вибрации — это колебательные движения компонентов двигателя, которые могут привести к износу и разрушению. Для измерения вибраций используются пьезоэлектрические датчики, которые фиксируют амплитуды и частоты колебаний, что позволяет оценивать состояние двигателя и выявлять потенциальные проблемы.

Износ деталей — это степень износа и деградации компонентов двигателя в процессе эксплуатации. Для оценки износа деталей используются визуальные инспекции, ультразвуковое тестирование и анализ продуктов износа в масле. Эти методы позволяют выявлять внутренние дефекты и оценивать степень износа компонентов двигателя. Долговечность — это способность двигателя сохранять свои эксплуатационные характеристики в течение заданного времени. Испытания на долговечность включают продолжительные тесты при различных режимах работы двигателя, анализ отказов и деградации характеристик.

#### **5. Сравнение мобильных и традиционных стенов**

Традиционные и мобильные испытательные стенов имеют свои уникальные технические характеристики, преимущества и недостатки. Традиционные стенов характеризуются стационарностью, высокой точностью измерений, комплексностью оборудования и значительными инфраструктурными требованиями, но ограниченной мобильностью. Мобильные стенов, напротив, легко транспортируются, компактны, гибки и автономны, хотя могут уступать в точности измерений и требуют частого обслуживания.



Преимущества традиционных стендов включают высокую точность и надежность измерений, возможность проведения широкого спектра испытаний, долговечность и мощную инфраструктуру. Однако такие стенды обладают рядом недостатков: ограниченная мобильность, высокие эксплуатационные затраты, сложность настройки и необходимость специализированных помещений. Мобильные стенды, напротив, обладают высокой мобильностью и компактностью, что позволяет проводить испытания непосредственно на местах эксплуатации двигателей. Они также обладают гибкостью и адаптивностью, что позволяет быстро настраивать их под различные типы испытаний. Мобильные стенды требуют меньших затрат на инфраструктуру и эксплуатацию, но могут уступать традиционным стендам в точности измерений и требуют частого обслуживания и калибровки оборудования.

Выбор между мобильными и традиционными стендами зависит от конкретных потребностей и условий эксплуатации. Традиционные стенды подходят для комплексных и высокоточных испытаний, требующих специализированных условий и оборудования. Мобильные стенды, напротив, подходят для оперативных испытаний в полевых условиях, где требуется быстрая настройка и гибкость.

## **6. Практические примеры и кейсы**

Примеры успешной реализации мобильных стендов включают проект мобильного стенда для двигателей ТВ7-117СТ, проект мобильного стенда для малых газотурбинных двигателей, реализованный Центральным институтом авиационного моторостроения (ЦИАМ), и проект мобильного стенда для тестирования двигателей в экстремальных условиях.

Мобильный стенд для двигателей ТВ7-117СТ был разработан с целью обеспечения гибкости и оперативности испытаний в различных условиях. Компактная модульная конструкция позволила быстро адаптировать стенд под разные типы двигателей и условия тестирования. Использование автономных систем питания обеспечило независимость от централизованных энергосетей. Результаты испытаний показали высокую оперативность и экономичность мобильного стенда. Он был успешно использован как на производственных площадках, так и в полевых условиях, доказав свою эффективность и надежность. Благодаря модульной конструкции, стенд легко перенастраивался и модернизировался, что значительно сократило время на подготовку и проведение испытаний.

Проект по разработке мобильного стенда для малых газотурбинных двигателей был реализован специалистами Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ). Стенд предназначался для проведения комплексных испытаний в ограниченном пространстве. Легкие композитные материалы и интеграция с облачными платформами для анализа данных в реальном времени сделали стенд инновационным и высокоэффективным. Испытания продемонстрировали значительное сокращение времени на развертывание и настройку стенда, а также повышение точности измерений благодаря современным датчикам. Универсальность стенда позво-

лила использовать его для тестирования различных моделей малых газотурбинных двигателей, подтверждая его практичность и эффективность.

Проект мобильного стенда для тестирования двигателей в экстремальных условиях включал создание установки с термобарокамерой, способной функционировать при высоких и низких температурах и изменяющемся давлении. Усиленная конструкция и автономные системы контроля обеспечили надежность стенда. Испытания показали успешную эксплуатацию стенда при температуре от  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$  и на высотах до 15 000 метров. Высокая устойчивость к внешним воздействиям и стабильная работа всех систем подтвердили, что мобильные стенды могут эффективно использоваться для тестирования в сложных условиях, обеспечивая надежные и точные результаты.

Эти проекты демонстрируют, как мобильные испытательные стенды для авиационных двигателей могут быть разработаны и использованы для повышения эффективности и снижения затрат на испытания. Каждый проект подтвердил, что мобильные стенды обладают высокой гибкостью, оперативностью и надежностью, что делает их важным инструментом в современной авиационной промышленности.

## Заключение

В рамках данного исследования были рассмотрены особенности разработки и проектирования мобильных испытательных стендов для авиационных двигателей. Основное внимание уделено техническим аспектам, таким как прочность и устойчивость конструкции, системы измерений, а также системы управления и мониторинга. Мобильные стенды доказали свою эффективность и экономичность по сравнению с традиционными стационарными стендами, предоставляя значительные преимущества в гибкости и оперативности проведения испытаний.

Перспективы развития мобильных испытательных стендов связаны с внедрением новых технологий и материалов, что позволит еще больше повысить их эффективность и снизить затраты на эксплуатацию. Будущее мобильных стендов также связано с развитием автономных систем управления и мониторинга, интеграцией с облачными платформами для анализа данных в реальном времени и использованием искусственного интеллекта для автоматического анализа и интерпретации результатов испытаний. Эти инновации позволят расширить область применения мобильных стендов и улучшить качество испытаний авиационных двигателей.

Для дальнейшего развития мобильных испытательных стендов рекомендуется сосредоточиться на следующих направлениях:

- **Инновационные материалы и технологии:** Исследование и внедрение новых легких и прочных материалов, а также аддитивных технологий;
- **Автономные системы энергообеспечения:** Разработка и интеграция более эффективных автономных систем энергоснабжения, включая возобновляемые источники энергии;

- **Гибкие и модульные конструкции:** Разработка модульных решений, которые позволят быстро адаптировать стенды под специфические требования различных типов двигателей и условий испытаний;
- **Расширение областей применения:** Исследование возможностей использования мобильных стендов в новых областях, таких как испытания в условиях космоса или подводных средах.

Эти рекомендации помогут улучшить мобильные испытательные стенды, делая их еще более универсальными, эффективными и надежными инструментами для испытаний.

## Литература

1. *Рахматуллин А.* Принципы и технологии работы мобильных испытательных стендов // *Авиационные технологии.* 2015. Т. 15, № 4. С. 22–29.
2. *Павлов Ю.И. и др.* Проектирование испытательных стендов для авиационных двигателей. 1979.
3. *Шабаров А. Б., Моисеев А. М., Белов М. С., Ачимов А. А.* Информационная система стенда для испытания приводных газотурбинных двигателей // *Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика.* 2020. Т. 6. № 4 (24). С. 28–47. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-4-28-47
4. *Капралин Г. Г.* Авиационные газотурбинные двигатели. М.: ЦНИИДОРА, 2012.
5. *Кирилов З. М., Коваленко А. В., Кравченко Е. П.* Мобильный стенд для испытаний авиационных двигателей // *Авиационная промышленность.* 2012. № 3. С. 42–45.
6. *Тарасов В. С., Петров А. В., Беляков А. П.* Мобильные испытательные стенды для авиационных двигателей // *Проблемы механики и машиностроения.* 2015. № 2. С. 55–60.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Эксплуатация и ремонт авиационных газотурбинных двигателей



*А. Г. Аксенов, А. М. Иванов, А. С. Ермолаев, А. В. Котельников,  
Д. А. Старков, Е. Н. Фурсенко, Д. С. Шамов*

АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь  
ermolaev-as@avid.ru

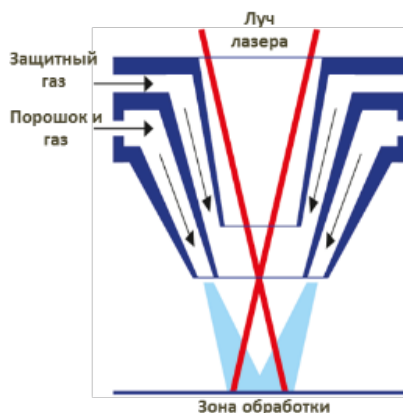
## **ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА МЕТОДОМ ЛАЗЕРНОЙ ПОРОШКОВОЙ НАПЛАВКИ В АО «ОДК-АВИАДВИГАТЕЛЬ»**

*Аннотация.* Создание ресурсосберегающих технологий в области двигателестроения является стратегической задачей первостепенной важности. За последние несколько лет актуальность представленной тематики возросла до критического уровня. К основным элементам стоимости жизненного цикла газотурбинной установки (ГТУ) относятся эксплуатационные и ремонтные расходы.

### **Вводная часть**

В настоящее время детали и сборочные единицы газотурбинной установки, не имеющие технологий ремонта, после эксплуатации бракуются или заменяются новыми. Общий ресурс работы ГТУ наземного применения составляет 100 000 часов и включает в себя 3 капитальных ремонта с межремонтным ресурсом 25 000 часов.

Внедрение в производство ремонта методом лазерной порошковой наплавки (рисунок 1) отечественными присадочными материалами позволяет расширить (рисунок 2) перечень восстанавливаемых деталей [1].



**Рисунок 1.** Процесс лазерной наплавки

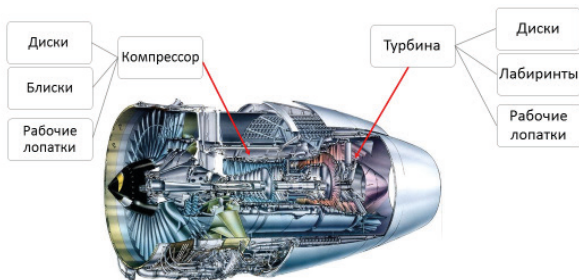


Рисунок 2. Ремонтируемые ДСЕ в ГТУ

### Основная часть

Лазерная порошковая наплавка выполнялось на обрабатывающем центре TruLaser Cell 7020 фирмы TRUMPF (Германия) на производстве АО «ОДК-Авиадвигатель» (рисунок 3).

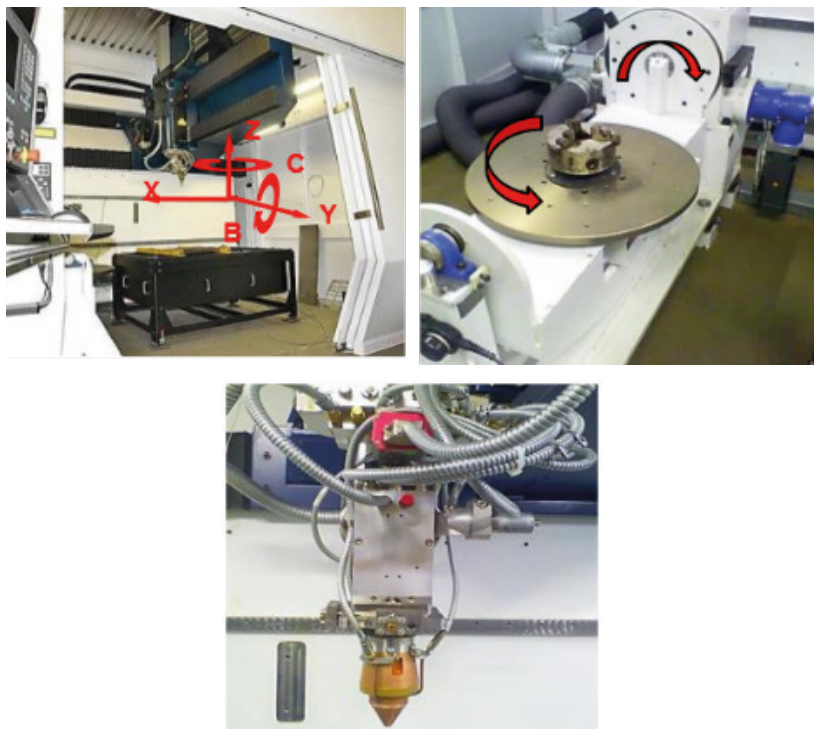


Рисунок 3. Обрабатывающий центр TruLaser Cell 7020

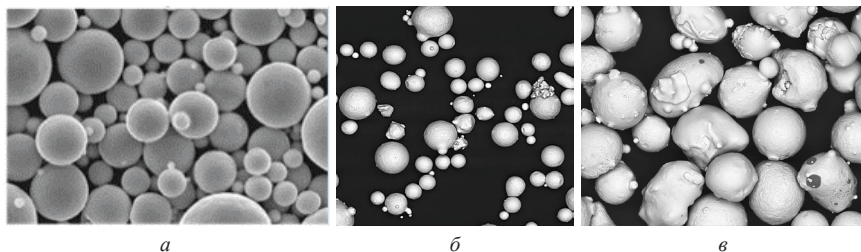
С целью получения необходимой сыпучести присадочного порошка выполнялась сушка при температуре 180 °С ...200 °С в сушильном шкафу BINDER ED023 фирмы Binder (Германия).

Для достижения требуемой фракции присадочного порошка 40...80 мкм использовалась просеивающая машина Retsch AS 200 DIGIT CA фирмы Retsch (Голландия).

Химический состав и сферичность присадочного порошка определяли на растовом сканирующем электронном микроскопе TESCAN MIRA 3 LMN фирмы TESCAN (Чехия).

Для исследования микроструктуры наплавленного материала использовался микроскоп оптический инвертированный Axio Observer.D1m фирмы Carl Zeiss (Германия).

В качестве присадочного материала использовались жаропрочные порошки гранулометрического состава 40...80 мкм сплава на основе никеля ЖС32 (рисунок 4а) и ЭП648 (рисунок 4б) производства НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ (Россия) и на основе кобальта ВЗК (рисунок 4в) производства АО «Полема» (Россия).



**Рисунок 4.** Сэм изображение присадочных порошков:  
а — порошок ЖС32; б — порошок ЭП648; в — порошок ВЗК

### Восстановление торца пера рабочей лопатки турбины

В процессе эксплуатации ГТУ рабочие лопатки (РЛ) турбины высокого давления (ТВД) испытывают вибрации и удары, подвергаются абразивному износу, длительному воздействию высокотемпературного газового потока и работают в сложноподвижном состоянии. Это приводит к образованию трещин, забоин, изменению прочностных характеристик и искажению геометрии профиля каждой лопатки, что в свою очередь значительно усложняет процесс их ремонта. Наиболее подверженным износу элементом РЛ 1 ст. ТВД ГТУ являются торцы пера.

До внедрения лазерной порошковой наплавки ремонт торца пера РЛ 1 ст. ТВД из сплава ЖС32-ВИ, ЧС70У-ВИ, ЖС6У-ВИ осуществлялся методом высокотемпературной пайки пластин и сопровождается рядом недостатков, а именно:

- большой процент брака до 50 %;
- средний цикл ремонта 21 день;



- высокая стоимость ремонта;
- ремонт возможен только один раз;
- необходимость изготовления специализированных пластин;
- применение сложной и дорогостоящей оснастки;
- низкая производительность высокотемпературной пайки в вакууме (6 лопаток в оснастке за одну садку в вакуумную печь);
- подготовка под пайку длительный и трудоемкий процесс;
- большой объем механической обработки после пайки (8 операций электроэрозионной обработки).

По статистике ремонт торца РЛ 1 ст. методом высокотемпературной пайки пластины возможен только один раз, далее лопатки бракуются и утилизируются в связи с механической обработкой торца пера лопатки под пайку, в результате которой дношко колдца утоняется до размеров несоответствующих конструкторской документации (КД). Следовательно, максимальный жизненный цикл лопатки при существующем методе ремонта составляет не более 50 тыс. часов.

Кроме того, жаропрочные сплавы на основе никеля РЛ первой ступени ТВД по классификации жаропрочных сплавов считается трудносвариваемым (несвариваемым), склонным к образованию горячих трещин в связи с внутренними напряжениями, вызываемыми высоким содержанием упрочняющей  $\gamma'$  фазы [2]. Однако возможна [3] лазерная наплавка жаропрочного никелевого сплава ЖС32 присадочным материалом 12X18Н10Т. Приведенные результаты не удовлетворяют условиям работы РЛ 1 ст. ТВД, поэтому для выполнения отработки ремонтных работ использовался присадочный порошок ЖС32-ВИ.

Отработка технологии ремонта включала в себя работы по разработке стратегий и режимов лазерной наплавки, контроль качества наплавленных слоев, усталостные испытания лопаток после ремонта на соответствие значениям по усталостной прочности КД, испытания в составе партионной установки. В ходе отработки оптимальных режимов установлены значения критических параметров режимов наплавки и внешних факторов, такие как условия теплоотвода в зоне обработки, мощность лазера, диаметр пятна лазера, количество подаваемого порошка в зону обработки и скорость перемещения сопла в направлении траектории наплавки.

По результатам отработки параметров режимов лазерной наплавки выполнен металлографический контроль, показавший отсутствие трещин и несплавлений в материале наплавки, а также в материале основы лопатки (рис. 5).

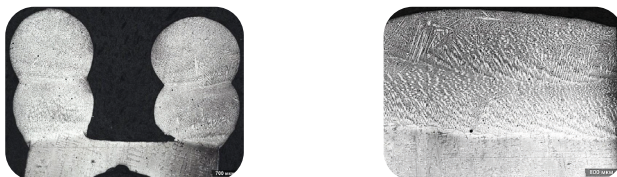
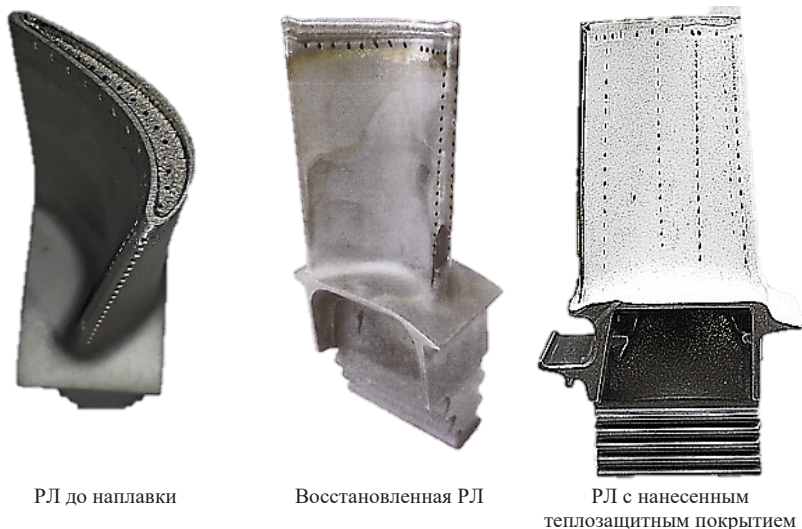


Рисунок 5. Металлографические исследования РЛ ТВД

Восстановленные РЛ (рисунок 6) прошли успешные предъявительские испытания в составе партионного двигателя с оформлением технического акта установленной формы, неразрушающие и разрушающие методы контроля на соответствие требованиям технических условий по качеству, усталостные испытания. Данный метод ремонта внесен в ремонтную конструкторскую документацию серийного завода. Стоимость ремонта РЛ 1 ступени ТВД снизилась до 10 % относительно ранее применяемого пайкой и до 80 % относительно стоимости новой лопатки.



**Рисунок 6.** Восстановление РЛ ТВД

### **Восстановление торца пера рабочих лопаток компрессора**

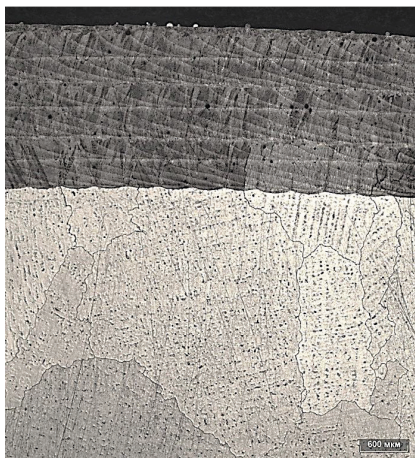
На сегодняшний день существуют проблема износа торца пера рабочих лопаток из материала ЭИ787-ВД в процессе эксплуатации компрессора высокого давления (КВД) ГТУ. Износ приводит к нарушению расчетной формы проточной части компрессора, что сопровождается падением его КПД, увеличением удельного расхода топлива и температуры газа перед турбиной [4]. Основным методом ремонта используемый для восстановления длины пера рабочих лопаток — холодное вальцевание. Данный метод имеет ряд особенностей, таких как невозможность достижения сохранности усталостных характеристик лопатки, ограниченное количество проходов торца пера лопаток через валки. После второго вальцевания ремонтировать лопатки данным методом не представляется возможным в связи с критичным утончением сечения пера. В связи с этим максимальный жизненный цикл лопатки при существующем методе ремонта составляет не более 50 тыс. часов.

Отработка технологии ремонта включала в себя работы по разработке стратегий и режимов лазерной наплавки присадочным порошком ЭП648-ВИ, контроль качества наплавленных слоев, усталостные испытания лопаток после ремонта на соответствие значениям по усталостной прочности КД.

По результатам отработки параметров режимов лазерной наплавки выполнен металлографический контроль, показавший отсутствие трещин и несплавлений в материале наплавки, а также в материале основы лопатки. Объемная доля пор в материале наплавки составила 0,9 % с максимальными размерами пор 60 мкм (рис. 7).



Поперечное сечение



Продольное сечение

**Рисунок 7.** Металлографические исследования РЛ КВД

Восстановленные РЛ (рисунок 8) прошли успешно неразрушающие и разрушающие методы контроля на соответствие требованиям технических условий по качеству, усталостные испытания. Данный метод ремонта внесен в ремонтную конструкторскую и техническую документацию серийного завода.



Восстановленная РЛ



Обработанная РЛ

**Рисунок 8.** Восстановление РЛ КВД

## Восстановление лабиринтных уплотнений деталей турбины

При эксплуатации ГТУ гребешки вращающихся уплотнений диска из гранульных материалов ЭП741-НП входят в контакт с противоположным прирабатываемым уплотнением статорной части двигателя и врезаются в него, при этом достигается радиальный зазор с минимальным размером. В процессе работы ГТУ в результате теплового расширения диска и трения между уплотнительными гребешками и прирабатываемым уплотнением происходит постепенный износ верхней части гребешков, при этом радиальный зазор в паре уплотнение — гребешки, увеличивается, и, необходимая эффективность лабиринтного уплотнения больше не обеспечивается, что приводит в целом к уменьшению КПД установки.

Стоимость и сроки изготовления дисков значительны, поэтому выполнение ремонта методом замены изношенных деталей новыми экономически не выгодно. Целесообразно восстанавливать дефектные детали для дальнейшего их использования.

Сдерживающим фактором разработки технологии ремонта также является то, что гранульный материал наследует границы гранул в матрице заготовки при её изготовлении и при восстановительном ремонте с использованием термического воздействия на восстанавливаемую поверхность, например, методом наплавки, велика вероятность образования трещин по границам гранул. Так же ограничением к восстановлению никелевых гранульных сплавов с содержанием  $>3,5\% \text{ Al}$ ,  $>5\% \text{ Ti}$  и  $>21\% \gamma'$ -фазы методом плавления является склонность к образованию горячих трещин, из-за воздействия сварочных и объёмных напряжений при кристаллизации шва и околошовной зоны [5].

Отработка технологии ремонта включала в себя работы по разработке стратегий и режимов лазерной наплавки присадочным порошком ВЗК, контроль качества наплавленных слоев, испытания в составе партионного двигателя.

По результатам отработки определён режим лазерной порошковой наплавки, исключающий критический перегрев материала основы, приводящий к образованию микротрещин в зоне термического влияния, в основном материале и материале наплавки. Импульс лазерного излучения выполнен с амплитудной модуляцией мощности лазерного излучения и длительностью импульса лазерного излучения для исключения образования трещин и отвечает следующему соотношению:

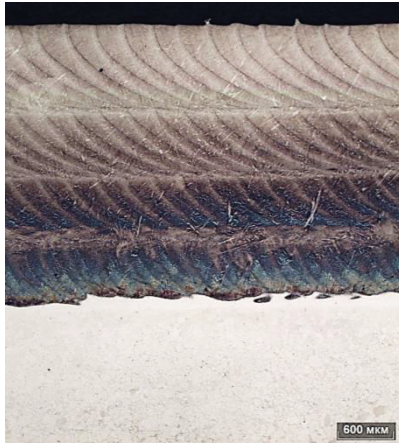
$$E_p < E_z < E_{кр},$$

где  $E_z$  — заданная плотность мощности;  $E_p$  — пороговая плотность мощности лазерного излучения в зоне наплавки, при которой происходит расплавление присадочного материала и поверхности основы, обеспечивающее их металлургическую связь;  $E_{кр}$  — критическая плотность мощности лазерного излучения, при которой происходит образование микротрещин в зоне сплавления и последующее их развитие по границам зерен, совпадающим с наследственными границами исходных гранул.

Проведенные металлографические исследования показали отсутствие трещин и несплавлений в материале наплавки, а также в материале основы лопатки (рис. 9).



Поперечное сечение



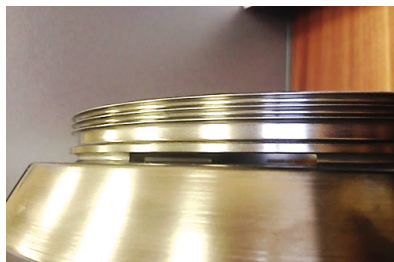
Продольное сечение

**Рисунок 9.** Снимки микрошлифа наплавленных слоев

Восстановленные диски (рисунок 10) прошли успешные предъявительские испытания в составе партионного двигателя с оформлением технического акта установленной формы, неразрушающие и разрушающие методы контроля на соответствие требованиям технических условий по качеству, усталостные испытания. Данный метод ремонта внесен в ремонтную конструкторскую документацию серийного завода. Опыт восстановления лабиринтных уплотнений ТВД будет использован при выполнении ремонта лабиринтных уплотнений КВД.



Наплавленный диск



Обработанный диск

**Рисунок 10.** Восстановление лабиринтных уплотнений

### **Заключительная часть**

Таким образом, применение ЛПН при восстановительном ремонте деталей КВД и ТВД двигателей наземного применения доказал технологическую эффективность, позволяющую расширить номенклатуру ремонтируемых деталей, повысить качество

восстановительного ремонта, вызванное особенностями ЛПН: снижение деформаций, сварка несвариваемых материалов. Также применение ЛПН при восстановительном ремонте деталей приводит к снижению эксплуатационных расходов и повышению экономической эффективности. Получены патенты на изобретения [6, 7].

### Литература

1. *Биргер Е. М., Москвитин Г. В., Поляков А. Н., Архипов В. Е.* Промышленная лазерная наплавка: современное состояние и тенденции // Сварочное производство. 2009. № 9. С. 32–43.
2. *Сорокин Л. И.* Свариваемость жаропрочных сплавов, применяемых в авиационных газотурбинных двигателях // Сварочное производство. 1997. № 4. С. 4–11.
3. *Смелов В. Г., Сотов А. В., Агаповичев А. В., Носова Е. А.* Применение технологии импульсной лазерной наплавки при исправлении литьевых дефектов деталей из сплава ЖС-32 // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2015. Т. 14. № 3. Ч. 2. С. 425–431.
4. *Чичков Б. А.* Рабочие лопатки авиационных ГТД. Часть 1. Эксплуатационная повреждаемость рабочих лопаток: учебное пособие. М.: МГТУГА, 2000. 74 с.
5. *Сорокин Л. И.* Оценка сопротивляемости образованию трещин при сварке и термической обработке жаропрочных никелевых сплавов (обзор). Часть 2 // Сварочное производство. 2003. № 12. С. 8–14.
6. *Фурсенко Е. Н., Котельников А. В., Курчев А. И., Иванов А. М.* Патент № 2686499 Российская федерация, МПК В23Р 6/00 (2018.08); В23К 26/146 (2018.08). Способ ремонта охлаждаемой лопатки из жаропрочного суперсплава турбины газотурбинного двигателя: 2018116818: заявлено 04.05.2018 : опубликовано 29.04.2019 / патентообладатель АО «ОДК-Авиадвигатель». 11 с.
7. *Котельников А. В., Фурсенко Е. Н., Наймушин А. С.* Патент № 2786555 Российская федерация, МПК В23Р 6/00 (2006.01), В23К 26/34, В23К 26/14, В23К 35/32, В23Р 15/02. Способ ремонта гребешков лабиринтных уплотнений дисков газотурбинного двигателя: № 2022111011: заявлено 22.04.2022: опубликовано 22.12.2022 / патентообладатель АО «ОДК-Авиадвигатель». 13 с.



*Д. А. Иванов, Т. В. Петрова*

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации  
им. Главного маршала авиации А. А. Новикова, Санкт-Петербург  
ivanov.denis.71@mail.ru

## **ОБРАБОТКА НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ВОЗДУШНЫМИ ПОТОКАМИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ С ОСТАТОЧНЫМИ НАПРЯЖЕНИЯМИ**

*Аннотация.* В данной статье представлены результаты исследования влияния обработки пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками (газоимпульсной обработки) на остаточные напряжения в элементах конструкции авиационной техники. В результате проведённых исследований установлено, что процесс изменения статочных напряжений при газоимпульсной обработке сходен с процессом затухания колебаний и может быть описан соответствующим уравнением. Испытания осуществлялись в соответствии с характеризующемся высокой достоверностью методом Давиденкова, основанном на разрезании и измерении кольцевых образцов. Обработка экспериментальных данных позволила получить представленную в статье формулу и построить в соответствии с ней зависимость отношения значений остаточных напряжений к их исходному значению от продолжительности обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком. Используя газоимпульсную обработку, можно не только полностью снять опасные растягивающие напряжения, но и получить на поверхности изделия сжимающие остаточные напряжения, которые во многих случаях являются желательными, так как повышают устойчивость к коррозии и усталостному разрушению. По итогам проведённых исследований сделан вывод, что воздействие пульсаций воздушного потока позволяет эффективно управлять остаточными напряжениями элементов конструкции авиационной техники, что уменьшает риск образования трещин в процессе их эксплуатации.

Дальнейшее совершенствование методологии технического обслуживания и ремонта авиационной техники возможно только при условии широкого использования современных бездеформационных технологий увеличения и восстановления ресурса элементов их конструкции, например, таких, как обработка пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками — газоимпульсная обработка [1].

Авиационная техника часто содержит металлические конструктивные элементы, в том числе тонкостенные, изготовленные с применением холодного пластического деформирования и сварки.

На поверхности металлических изделий, получаемых холодным пластическим деформированием или сваркой, часто образуются растягивающие остаточные напряжения, снижающие их надёжность и долговечность. Данные напряжения полностью не устраняются даже в случае применения отжига, кроме того нагрев при отжиге приводит к снижению показателей прочности и твёрдости (износостойкости) а также укрупнению зёрен, не обеспечивая при этом на поверхности желательных сжимающих остаточных напряжений.

Также в процессе ремонта металлические изделия могут подвергаться сильному нагреву, например, в процессе наплавки, при охлаждении после которого создаются условия для возникновения термических и структурных остаточных напряжений. Поэтому актуальной является задача по осуществлению эффективного управления напряжениями в изделиях малой толщины с высокими требованиями к качеству поверхности, для которых ограниченно применимы методы снятия остаточных напряжений поверхностной пластической деформации, такие, как дробеструйная обработка, без негативных последствий для чистоты поверхности. Представляется перспективным использование для управления остаточными напряжениями в элементах конструкции авиационной техники бездеформационных методов, таких, как воздействие пульсирующими дозвуковыми воздушными потоками (газоимпульсная обработка) [1–10].

Остаточными напряжениями принято называть такие напряжения, которые существуют и уравниваются внутри твёрдого тела после установления причин, вызвавших их появление. Остаточные напряжения всегда являются внутренними, поскольку они самоуравниваются внутри твёрдого тела или жесткого агрегата. Образование остаточных напряжений всегда связано с неоднородными пластическими деформациями в смежных объёмах материала или агрегата, вызванными внешним деформирующим воздействием, градиентом температур по сечению изделия при быстром охлаждении или неоднородностью и неравномерностью фазовых превращений, связанных с изменениями объёма.

Задача механических методов определения остаточных напряжений состоит в том, чтобы по известной совокупности значений перемещений или деформации определить вызвавшие их напряжения.

Исследования остаточных напряжений проводились в соответствии с методом Давиденкова, применённым к кольцевым образцам.

В кольцевых образцах значения тангенциальных остаточных напряжений уменьшаются от поверхности к центру и после прохождения нейтрального слоя меняют свой знак на противоположный. При распределении остаточных напряжений по толщине кольца, близком к линейному, в слое, удалённом от поверхности на расстояние  $a$

$$\sigma_{\theta(a)} = \pm 2 \frac{E \delta_p}{(1 - \mu^2) D_c^2} (h/2 - a) \quad (1)$$

где  $E$  — модуль Юнга;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $D_{cp}$  — средний диаметр кольца до разрезки;  $h$  — толщина кольца напротив разреза;  $\delta_p$  — изменение диаметра кольца после разрезки.

За толщину кольца принималась толщина тонкой части, в которой определялась величина остаточных напряжений. По тонкой части кольца определялся и диаметр.

Верхний знак в формуле (1) используется при снятии наружных слоёв, нижний — внутренних.



На поверхности кольца

$$\sigma_{\theta} = \pm \frac{E \delta_p h}{(1 - \mu^2) D_c^2} . \quad (2)$$

В последней формуле знак «+» соответствует наружной поверхности кольца, а «-» — внутренней.

Было проведено исследование влияния газоимпульсной обработки без осуществления предварительного нагрева на остаточные напряжения в тонкостенных трубных изделиях из титановых  $\alpha$ -сплавов, не подвергаемых упрочняющей термической обработке. Остаточные напряжения исследовались с помощью трубы из титанового сплава BT5, обладающей наружным диаметром 26 мм при толщине стенки 0,5 мм.

Исследования проводились на установке, представляющей собой газоструйный генератор типа свистка Гавро с цилиндрическим осесимметричным резонатором, на дне которого для подачи сжатого воздуха соосно с резонатором закреплен газоход. Противоположный торец газохода с помощью плоской круглой крышки образует щелевое кольцевое сопло, ширина которого регулируется сменными втулками. Накладная гайка фиксирует положение сменного кольцевого ножа, имеющего клиновидный профиль с острием направленным в сторону щелевого сопла. Такое устройство генератора позволяло варьировать удаление клиновидного ножа от среза сопла, ширину щели сопла и взаимное положение ножа относительно кромок сопла. Верная струя, натекая на кольцевой нож, создает условия для возбуждения режимов нестационарного наполнения и опорожнения резонатора, что, в свою очередь, вызывает колебательное движение верной струи. Резонатор располагался вертикально и сверху на него монтировалась, при помощи резьбового соединения, цилиндрическая успокоительная камера, призванная обеспечить равномерное распределение скорости газового потока по всему поперечному сечению. Над успокоительной камерой размещались предназначенные к обработке пульсирующим газовым потоком изделия (рис. 1).



**Рисунок 1.** Газоимпульсная обработка металлического кольца

Воздействие пульсирующего газового потока, имеющего скорость 26 м/с, частоту 2100 Гц и звуковое давление 140 дБ осуществлялось в течение 10 минут.

На поверхности трубы до обработки пульсирующим газовым потоком присутствовали растягивающие тангенциальные остаточные напряжения величиной 76 МПа, а после десятиминутного обдува без нагрева напряжения на поверхности стали сжимающими, при этом их величина составила 38 МПа.

Следует отметить, что устранение растягивающих напряжений на поверхности столь тонкостенного изделия другими методами, например, поверхностной пластической деформацией, затруднены из-за возможного искажения его формы.

Сварные (шовные) трубы, конструкции и изделия на их основе, в том числе кольцевые, широко применяются в авиационной и аэродромной технике. Однако пластические свойства основного металла и металла шва различны и в таких изделиях зачастую наблюдаются неблагоприятные остаточные напряжения, в особенности если заготовка подвергалась холодному пластическому деформированию, в том числе при восстановительном ремонте.

Обыкновенно неблагоприятные растягивающие напряжения на поверхности кольцевого изделия имеют наибольшее значение напротив сварного шва и для их уменьшения, как правило, применяется дробеструйная обработка, ухудшающая состояние поверхности изделия.

Область сварного шва была подвергнута воздействию пульсирующего дозвукового газового потока продолжительностью 15 минут. В результате присутствовавшие на поверхности образца напротив шва тангенциальные растягивающие напряжения, поменялись на сжимающие.

Исследования остаточных напряжений проводились в соответствии с методом Давиденкова, применённым к кольцевым образцам.

Часть результатов газоимпульсной обработки изделий на напряжённое состояние поверхности изделий из конструкционных металлических материалов приведены на гистограмме рис. 2.

Растягивающие напряжения обозначены знаком «+», а сжимающие — знаком «-».

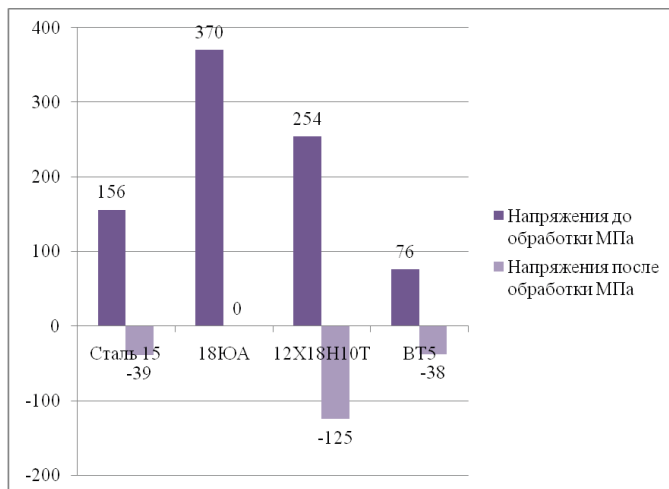
Как видно из приведённых результатов, газоимпульсная обработка оказывает влияние не только на величину, но и на знак остаточных напряжений, при этом сама величина напряжений уменьшается.

Было установлено, что существует оптимальная с точки зрения уровня и знака остаточных напряжений на поверхности изделия продолжительность газоимпульсной обработки, зависящая от материала, геометрических параметров образца, а также от амплитудно-частотных характеристик самого потока.

Дальнейшее продолжение обдува делает процесс менее технологичным и может привести к снижению положительного эффекта от газоимпульсной обработки.

Как показали многочисленные экспериментальные исследования, газоимпульсная обработка металлических изделий, включая элементы конструкции воздушных

судов и аэродромной техники, является эффективным средством управления величиной и знаком остаточных напряжений, возникших в процессе изготовления изделия, его эксплуатации и восстановительного ремонта.



**Рисунок 2.** Уровень тангенциальных остаточных напряжений на поверхности металлических кольцевых изделий до и после газоимпульсной обработки

При этом основным фактором, определяющим величину и знак остаточных напряжений является время обдува.

Принимая, что в начальный момент обдува остаточные напряжения в поверхностных слоях изделия положительные (растягивающие), то есть представляющие наибольшую опасность при эксплуатации, можно добиться их нулевого значения за время обработки  $T/4$ , где  $T$  — период порядка 20 мин.

Продолжая газоимпульсную обработку, можно получить на поверхности изделия сжимающие остаточные напряжения, которые во многих случаях являются желательными, так как повышают устойчивость к коррозии и усталостному разрушению. Отрицательные (сжимающие) остаточные напряжения растут по модулю до момента времени, соответствующего  $T/2$ , при этом модуль их значений составляет не более 40 % от исходного значения остаточных напряжений  $\sigma_{\text{ост0}}$ .

При дальнейшей обработке изделия, остаточные напряжения, не меняя знака, уменьшаются по модулю до нулевого значения (момент времени  $3/4T$ ) и меняя знак на положительный, достигают максимального значения в момент времени  $T$ , причём величина остаточных напряжений в момент  $T$  значительно меньше исходной.

Следствием продолжения обдува будет повторение вышеописанного процесса со значительно меньшими значениями остаточных напряжений в сравнении с пер-

вым периодом и к моменту времени  $3/4T$  уровень остаточных напряжений практически не меняется и остаётся близким к нулю.

Таким образом процесс изменения остаточных напряжений при газоимпульсной обработке сходен с процессом затухания колебаний и может быть описан соответствующим уравнением:

$$y = A \cdot e^{-ax} \sin(\omega x + \varphi_0), \quad (3)$$

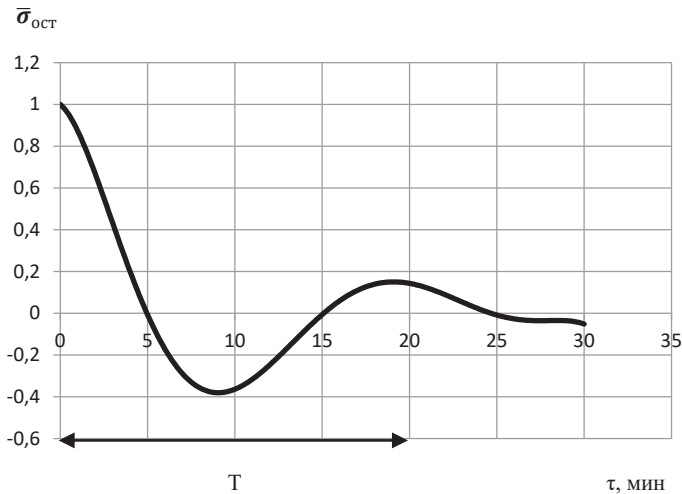
где  $A$  — начальная амплитуда колебаний (положительная величина),  $a$  — коэффициент затухания,  $A \cdot e^{-ax}$  — мгновенное значение амплитуды,  $(\omega x + \varphi_0)$  — фаза колебаний,  $\omega = 2\pi/T$  — циклическая частота,  $\varphi_0$  — начальная фаза колебаний.

Обработка экспериментальных данных позволила получить следующую эмпирическую формулу:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \sigma_{ост} / \sigma_{ост0} = e^{-0,1\tau} \cdot \cos(\omega\tau), \quad (4)$$

где  $\tau$  — время обдува.

Зависимость  $\sigma_{ост} / \sigma_{ост0}$  от времени обдува представлена на рис. 3.

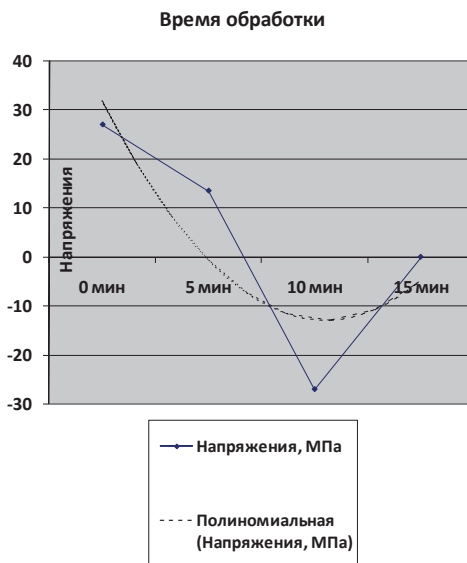


**Рисунок 3.** Зависимость отношения значений остаточных напряжений к их исходному значению от продолжительности обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком

Газоимпульсной обработке подвергались кольца подшипников, которые по мере вытеснения в конструкции воздушных судов конструкционных сталей титановыми сплавами и другими материалами остаются стальными. Кольца подшипников подвергаются в процессе эксплуатации циклическим и знакопеременным нагрузе-

ниям, поэтому для обеспечения длительной эксплуатации подшипника, следует исключить наличие на поверхности его колец нежелательных растягивающих напряжений, чему может способствовать их газоимпульсная обработка. Кольца подшипников подвергают закалке на мартенсит с последующим низким отпуском для сохранения высокой твёрдости и износостойкости. При этом на поверхности колец подшипников часто возникают понижающие их долговечность растягивающие остаточные напряжения. Подобные напряжения могут образовываться в результате процесса шлифования поверхности колец с целью придания их поверхности необходимой чистоты.

Тангенциальные растягивающие напряжения на поверхности необработанного кольца составили +27 МПа, в результате обдува в течение 5 минут они показали значение +13,5 МПа, после газоимпульсной обработки в течение 10 минут остаточные напряжения на поверхности стали сжимающими, величиной –27 МПа и на 15-й минуте обработки показали нулевое значение (см. график рис. 4), выказав тем самым уже знакомый по предыдущим исследованиям характер зависимости уровня остаточных напряжений на поверхности изделия от продолжительности газоимпульсной обработки.



**Рисунок 4.** Уровень тангенциальных остаточных напряжений на поверхности колец подшипника качения из стали ШХ15 в зависимости от продолжительности газоимпульсной обработки

В дальнейшем обработке существенно дозвуковым (до 0,1 М) пульсирующим воздушным потоком подвергали кольцевые образцы из алюминиевого сплава АМг6, наружным диаметром 33 мм, ширина кольца 7 мм, толщина стенки 1,2 мм. обдув

осуществлялся в течение 15 мин. Тангенциальные статочные растягивающие напряжения составляли на поверхности 122 МПа и после обработки пульсирующим газовым потоком свелись к нулю. Об уровне остаточных напряжений свидетельствует ширина зазора после разрезания кольца (рис. 5).

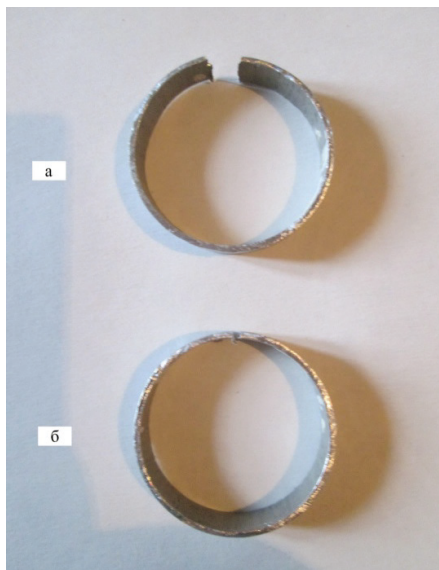


Рис. 5. Кольцевые образцы из алюминиевого сплава АМг6:  
а — без обдува, б — обдув пульсирующим воздушным потоком 15 мин

В заключении можно сделать вывод, что воздействие пульсаций воздушного потока без применения нагрева позволяет эффективно управлять остаточными напряжениями элементов конструкции авиационной техники, в том числе устранить нежелательные растягивающие напряжения на поверхности металлических изделий, что уменьшает риск образования трещин в процессе их эксплуатации.

### Литература

1. *Иванов Д. А.* Повышение конструктивной прочности материалов за счёт воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков: монография. СПб.: Изд-во СПбГУСЭ, 2008. 123 с.
2. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Патент 2458155 С1 Российская Федерация, (51) МПК С21D 7/04. Способ снятия растягивающих остаточных напряжений на поверхности металлических изделий; заявл. 18.04.11, опубл. 10.08.12, Бюл. № 22. 4 с.: ил.
3. *Булычев А. В., Иванов Д. А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // *Технология металлов*. 2013. № 11. С. 30–33.

4. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Использование пульсирующего дозвукового газового потока для повышения эксплуатационных свойств металлических изделий // *Технология металлов.* 2015. № 1. С. 34–38.
5. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Газоимпульсная обработка закалённых сталей // *Технология металлов.* 2017. № 6. С. 17–22.
6. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // *Двигателестроение.* 2012. № 3. С. 12–15.
7. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // *Двигателестроение.* 2014. № 3. С. 34–36.
8. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Сочетание закалки сталей с обработкой пульсирующими газовыми потоками // *Двигателестроение.* 2015. № 4. С. 34–36.
9. *Иванов Д. А., Засухин О. Н.* Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей // *Двигателестроение.* 2016. № 4. С. 30–34.
10. *Иванов Д. А.* Воздействие нестационарных газовых потоков на структуру и свойства материалов, используемых в авиационной промышленности: монография. СПб.: СПбГУГА, 2017. 328 с.

*И. А. Колесников, А. Ю. Калеменив*

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
ivan.colesnikow2022@yandex.ru, pba.sau@klimov.ru

## **РАЗРАБОТКА НЕЙРОСЕТЕВЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* В работе представлено описание процесса разработки модели тяги и расхода топлива двигателя типа РД-33МК с использованием LSTM архитектуры нейронной сети. В качестве обучающей выборки использовались данные с испытательного стенда по нескольким двигателям. Были получены модели, которые способны адекватно и с большой точностью давать оценку в режиме реального времени искомым параметрам двигателя.

### **Введение**

Актуальной проблемой, на данный момент, является отсутствие регистрации тяги и расхода топлива на РД-33МК. Предлагается определять значения данных параметров используя нейросетевые модели.

Цель работы — разработать модель тяги и расхода топлива для использования в алгоритмах контроля технического состояния двигателя. Выявляя отклонения в показателях тяги и расходе топлива, а также тренд данных показателей в процессе длительной эксплуатации, можно сделать вывод о наличии неисправностей и спрогнозировать их возникновение.

В статье [1] решался аналогичный вопрос, для построения модели использовались данные одного двигателя. Такой подход не позволил использовать модель без её перенастройки для работы с другими двигателями того же типа.

В настоящей работе будет разработана модель на основе информации о двигателе с испытательного стенда, получаемой БАРК-42, для множества двигателей типа РД-33МК. Это позволит использовать разработанную модель для определения тяги и расхода топлива для любого двигателя типа РД-33МК находящимся в эксплуатации, после проведения испытаний и настройки модели (приведения параметров к стандартным атмосферным условиям, учёт защитной решётки).

Также в работе будет использоваться более совершенная архитектура нейронной сети, чем в вышеприведённой статье.

### **LSTM нейронная сеть**

Так как процесс работы двигателя — это динамический процесс, то целесообразно использование рекуррентной нейронной сети. Имеется множество реализаций архитектур рекуррентных нейронных сетей, одной из наиболее совершенной является LSTM-сеть.



Нейронная сеть долгосрочной краткосрочной памяти (LSTM) была разработана С. Хохрайтером и Ю. Шмидхубером в 1997 г [2]. Она представляет собой рекуррентную нейронную сеть, обучаемую на основе принципа обратного распространения ошибки. LSTM — сеть хранит информацию, полученную по результатам познания структур (паттернов) данных и их последующего анализа. Её архитектура представляет собой последовательную модель, аргументами которой являются состояния и элементы. На рис. 1 изображена структура ячейки LSTM сети.

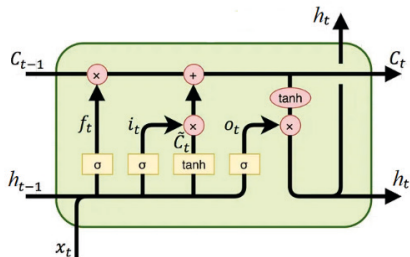


Рисунок 1. Структура LSTM ячейки

Формулы, описывающие взаимосвязи внутри LSTM ячейки:

$$f_t = \sigma(W_f \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_f), \quad (1)$$

$$i_t = \sigma(W_C \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_C), \quad (2)$$

$$\tilde{C}_t = \tanh(W_C \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_C), \quad (3)$$

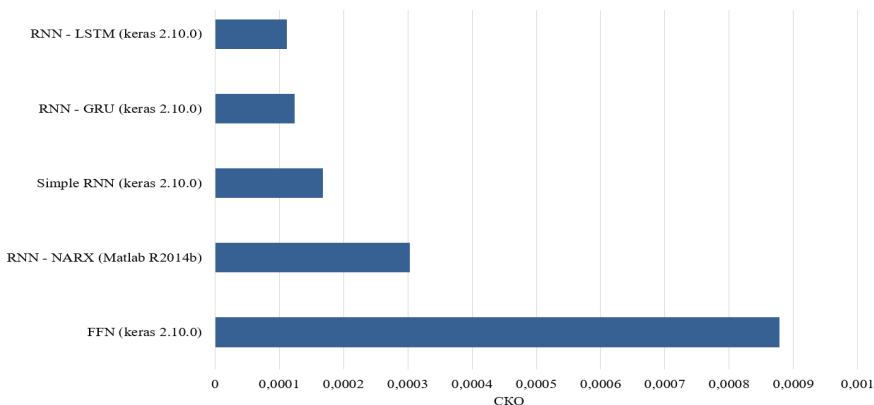
$$C_t = f_t * C_{t-1} + i_t * \tilde{C}_t, \quad (4)$$

$$o_t = \sigma(W_o [h_{t-1}, x_t] + b_o), \quad (5)$$

$$h_t = o_t * \tanh(C_t), \quad (6)$$

где:  $x_t$  — входной вектор;  $h_t$  — выходной вектор;  $C_t$  — вектор состояний;  $W_f, W_C, b_f, b_C, b_o$  — матрицы параметров и векторов;  $f_t$  — вектор вентиля забывания, вес запоминания старой информации;  $i_t$  — вектор входного вентиля, вес получения новой информации;  $o_t$  — вектор выходного вентиля, кандидат на выход;  $\sigma$  — функция активации на основе сигмоиды.

На рис. 2 приведены результаты сравнения нескольких типов нейронных сетей. Все сети обучались на одинаковом множестве, описанном в разделе «обучение нейронной сети», показателем эффективности на графике выступает СКО на тестовом множестве (также описанном в разделе «обучение нейронной сети»). Исходя из графика можно определить, что LSTM-сеть является наиболее эффективной при определении тяги двигателя.



**Рисунок 2.** Сравнение архитектур нейронных сетей: FNN — Feedforward neural network (сеть прямого распространения); RNN — Recurrent neural network (рекуррентная нейронная сеть); NARX — Nonlinear autoregressive exogenous model (модель нелинейной авторегрессии с экзогенными входами); GRU — Gated recurrent unit (управляемый рекуррентный блок)

### Обучение нейронной сети

В качестве параметров для обучения были выбраны:  $N_k$  — частота вращения компрессора,  $N_b$  — частота вращения вентилятора,  $P_k$  — давление за компрессором,  $P_{вх}$  — атмосферное давление,  $P_4$  — давление за турбиной вентилятора,  $T_4$  — температура за турбиной вентилятора,  $\alpha_{тс}$  — положение створок критического сечения сопла,  $T_{вх}$  — температура на входе в двигатель,  $\alpha_{внА}$  — угол установки входного направляющего аппарата (ВНА),  $\alpha_{руД}$  — угол установки рычага управления двигателем (РУД). На их основе будет производиться вычисление параметра  $R$  (тяга двигателя) и  $G$  (расход топлива).

Обучающая выборка состоит из информации по 84 циклам испытаний 4-х двигателей типа РД-33МК. Тестовая выборка состоит из 10 циклов испытаний двух других двигателей типа РД-33МК, не вошедших в обучающую выборку.

Для сравнения были использованы несколько различных структур нейросети, представленных в таблице 1. Каждая сеть была обучена по 4 раза, для выявления минимальной ошибки.

Таблица 1

Структуры нейронных сетей

№ п/п	Количество ячеек в 1-м скрытом слое	Количество ячеек во 2-м скрытом слое
1	8	0 (второй скр. слой отсутствует)
2	8	8
3	11	11
4	16	16

## Результаты

В таблице 2 представлены СКО каждой сети из таблицы 1.

Таблица 2

СКО моделей

№ п/п (из табл. 1)	СКО — тяга	СКО — расход топлива
1	0.0656	0.0322
2	0.000153	0.000230
3	0.000121	0.000252
4	0.000175	0.000243

Таким образом, LSTM-сеть с 11 нейронами в первом и втором скрытых слоях является оптимальной для определения тяги двигателя. На рисунках 3–4 приведены результаты обработки двух циклов испытаний с двух разных двигателей РД-33МК, не вошедших в обучающие множества.

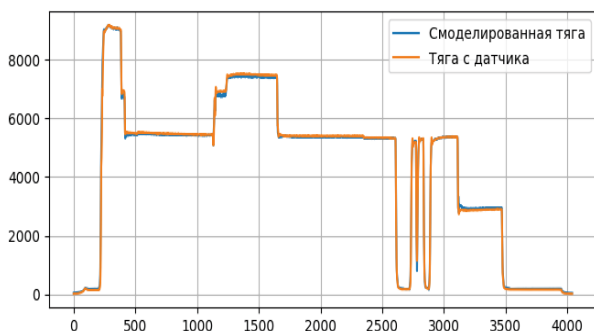


Рисунок 3. График тяги цикла испытаний двигателя № 1

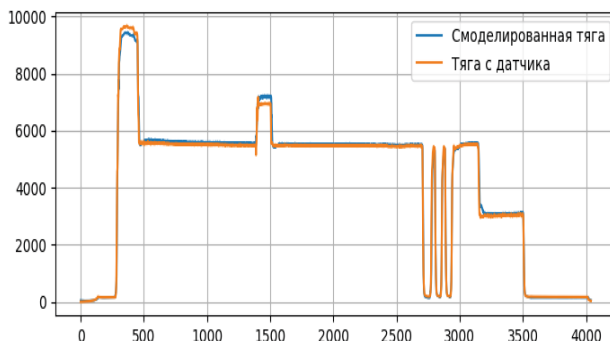


Рисунок 4. График тяги цикла испытаний двигателя № 2

На приведённых графиках видно, что LSTM-сеть адекватно и с большой точностью определяет значение тяги по используемым входным параметрам двигателя.

Ни рис. 5–6 отображён график расхода топлива. Для неё 8 нейронов в первом и втором слоях, исходя из таблицы 2, оказались оптимальной структурой.

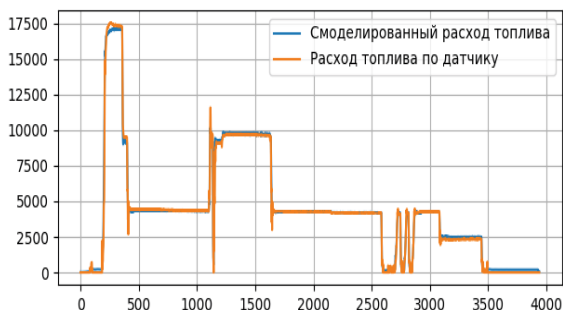


Рисунок 5. График расхода топлива цикла испытаний двигателя № 1

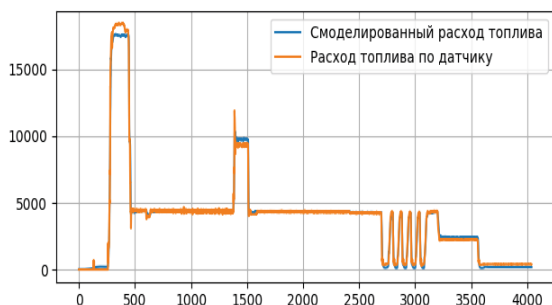


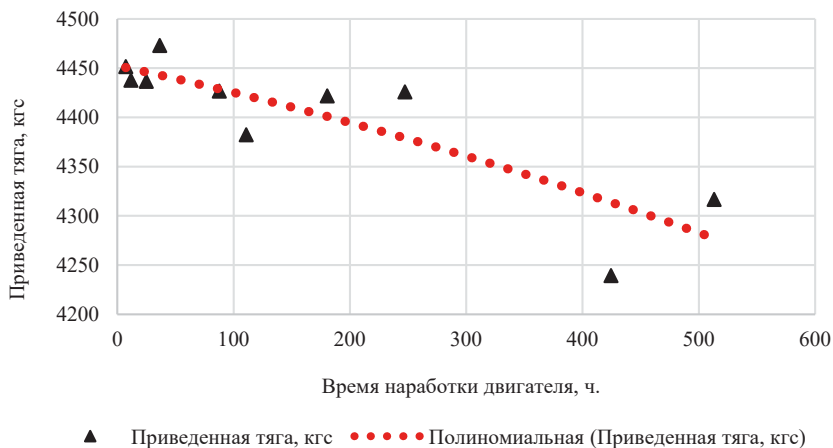
Рисунок 6. График расхода топлива цикла испытаний двигателя № 2

СКО в данном случае больше, чем при определении тяги. Это связано с методом определения расхода топлива на стенде, из-за чего в данных появляется больше шума, чем в информации с датчиков тяги.

### Использование разработанной модели

В качестве примера использования разработанной модели был взят один из двигателей, находящихся в эксплуатации. На рис. 7 представлен график изменения приведенной тяги в процессе эксплуатации двигателя (график тяги от времени наработки). Тяга была получена с помощью разработанной модели на режиме «максимал» до взлёта, когда  $M = 0$ .

Тяга двигателя за ~500 часов по показаниям модели и исходя из тренда уменьшилась на 4,2 %. Сами показания тяги в данном случае занижены из-за использования на самолёте защитной решётки.



**Рисунок 7.** Тяга двигателя в процессе эксплуатации

### Заключение

Разработанные модели способны давать адекватные оценки показателей тяги и расхода топлива двигателя РД-33МК с высокой точностью по информации с испытательного стенда.

Для дальнейшего развития моделей необходимо провести их валидацию по полётной информации с БАРК двигателей РД-33МК и настройку моделей. Также планируется разработка алгоритма, позволяющего на основе информации о тяге и расходе топлива, а также информации с БАРК, определять состояние двигателя и выявлять неисправности.

Описанные в статье подходы к разработке моделей можно применить к любым изменяющимся в процессе эксплуатации параметрам для различных типов двигателей.

### Литература

1. Колесников И. А., Калемнев А. Ю., Применение нейросетевых технологий для контроля технического состояния двигателя // Климовские чтения — 2022: сборник. Спб.: Скифия-принт, 2023. С. 369–377.
2. Sepp Hochreiter, Jürgen Schmidhuber, LONG SHORT-MEMORY // Neural Computing. 1997. P. 1735–1780.

**С. В. Коцюбинский**

АО «ОДК-Климов», ОКБ, Конструкторское бюро-7, Москва  
krylova\_s@avia500.ru

## **АНАЛИЗ ПРИЧИН СРЕЗА РЕССОРЫ НАСОСА ПН-99**

**Аннотация.** В статье проанализированы физические причины среза рессоры плунжерного насоса ПН. Представленные в статье материалы позволяют доработать конструкцию для исключения предпосылок дефекта.

**Ключевые слова:** насос, срез рессоры, гидроудар.

### **Введение**

Условия возникновения гидроудара в жидкости изучал Н. Е. Жуковский в 1897–1898 годах. Его работа «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах» представляет одно из наиболее замечательных исследований великого русского учёного.

В теоретической части автор разъяснил природу возникновения гидроудара и пояснил его величину в формулах и теоретических зависимостях от параметров потока жидкости. При полном торможении потока жидкости «...на основании теоретических соображений следует для труб в 2 дюйма, 4 дюйма, и 6 дюймов ожидать 4 ат добавочного давления на каждый фут/сек потерянной скорости» [1].

В экспериментальной части исследования были зарегистрированы гидроудары, многократно превышающие рабочее давление в магистрали. Это почти совпадало с теоретическими величинами при том, что трубопроводы измерительных манометров располагались поперёк движения волны гидроудара.

В параграфе 16 «Воздушные колпаки» и параграфе 17 «Предохранительные клапаны» проведена оценка эффективности защитных устройств. «Воздушные колпаки надлежащих размеров, поставленные при кранах и задвижках, почти совершенно уничтожают гидравлический удар и не пропускают через себя ударную волну... но сохранение воздуха в колпаках весьма затруднительно».

В эксплуатации имели место случаи среза рессоры плунжерного насоса ПН. Исследования отказавших насосов отклонения размеров не обнаружили, состояние узлов и деталей удовлетворяло требованиям чертежей, за исключением срезанной приводной рессоры.

Причиной среза рессоры явилась волна гидроудара, проявляющаяся как бросок давления, создающий обратный момент сопротивления на валу качающего узла насоса, превышающий допустимую расчётную величину среза рессоры. Образование волны гидроудара происходит в цилиндрах управления реактивным соплом при достижении механического упора и прекращении движения рабочей жидкости в магистрали за насосом высокого давления.

Величины рабочего давления и скоростей движения рабочей жидкости в современных системах управления самолётов и двигателей многократно превышают пара-

метры, исследованные в работе Н.Е. Жуковского. Значительная величина броска давления требует использования эффективных защитных устройств в гидравлических системах управления.

Представленный анализ нескольких систем управления с различными насосами НП-М, ПН и ПН-С позволяет определить причину разрушения насосов и предложить мероприятия по устранению дефекта.

## 1. Анализ причин возникновения дефекта

1.1. В системе управления реактивным соплом (РС) газотурбинного двигателя устанавливались насос плунжерный НП-М, предохранительный клапан ПК, фильтр гидравлический ФГ (рис. 1).

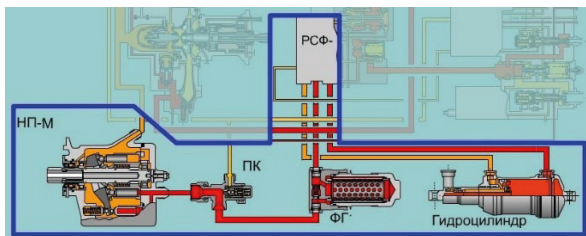


Рисунок 1. Схема системы управления РС

В эксплуатации насос НП-М показал низкую надёжность, связанную с особенностью его конструкции (рис. 2).

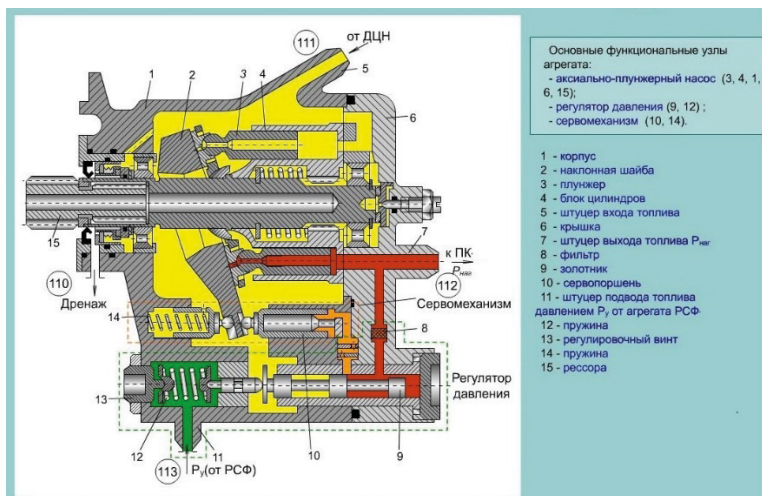


Рисунок 2. Принципиальная схема насоса НП-М

Работа плунжерных пар (блок цилиндров 4 и плунжер 3) приводит к выработке поверхностей трения и появлению продуктов износа, которые высоким давлением из зазоров выносятся в корпус 1. Поступающее от дополнительного центробежного насоса (ДЦН) через штуцер 5 топливо подхватывает эти частицы, перемещает в рабочую камеру блока цилиндров. При нагнетании топлива эти частицы опять попадут в зазор плунжерной пары (блок цилиндров 4 и плунжер 3), вызывая вторичные разрушения поверхности. Рабочая жидкость в застойных зонах корпуса собирает и накапливает загрязнения, постепенно выводя из строя насос.

1.2. Разрушения рессоры без разрушения качающего узла в НП-М не зарегистрировано. В процессе стендовых испытаний в составе двигателя были зафиксированы броски давления в магистрали управления РС величиной до  $P = 260 \text{ кгс/см}^2$ , что можно объяснить только гидроударом, возникающим при остановке рабочей жидкости (упор гидроцилиндров гирлянды привода створок РС в крайнем открытом положении или при перекрытии подачи топлива управляющим золотником агрегата регулятора сопла и форсажа (РСФ)). Волна гидроудара со скоростью звука в жидкости проходит через ПК, даже не открывая иглы клапана, настроенного на давление  $225 \pm 5 \text{ кгс/см}^2$ .

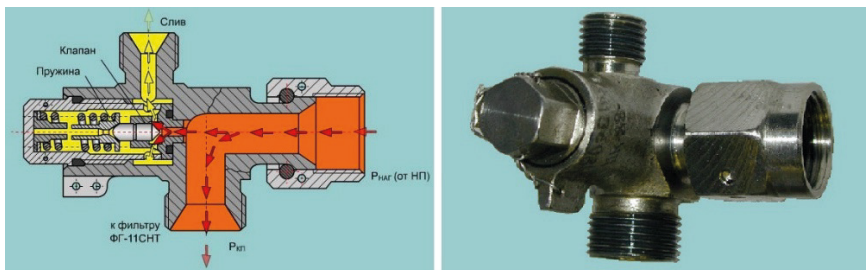


Рисунок 3. Предохранительный клапан ПК

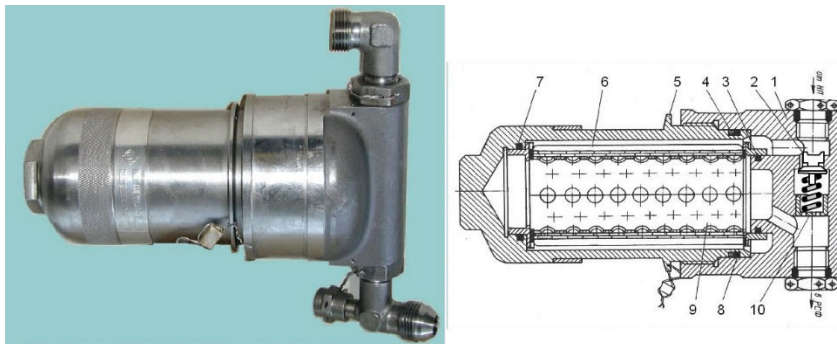


Рисунок 4. Топливный фильтр высокого давления ФГ



Частично демпфирует гидроудар топливный фильтр высокого давления ФГ, сохраняющий внутри себя нестравливаемый объём воздуха, служащий гасителем пульсаций давления топлива за насосом и гидроудара, выполняя функцию «Воздушных колпаков», используемых в исследованиях Н. Е. Жуковского (рис. 4).

При работе контура управления РС остатки воздуха во внутренней полости фильтра и трубке подвода топлива к фильтру не могут быть удалены прокачкой до полного стравливания из-за горизонтального расположения фильтра, так как при верхнем подводе топлива и нижнем отводе происходит заполнение полости фильтра без выдавливания остатков воздуха в нижний штуцер выхода, а повышение давления лишь уменьшает объём воздушного пузыря до нескольких кубических сантиметров (рис. 5, 6). Трубка подвода на рис. 6 показана жёлтой линией.

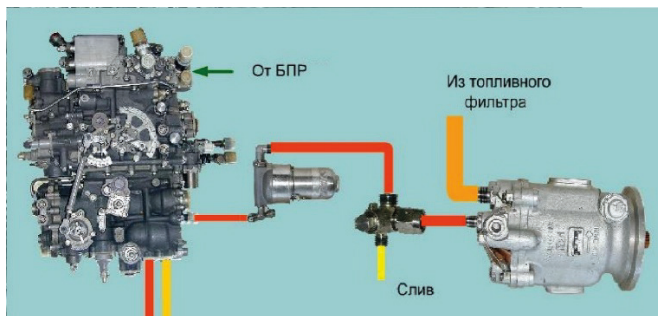


Рисунок 5. Схема расположения агрегатов

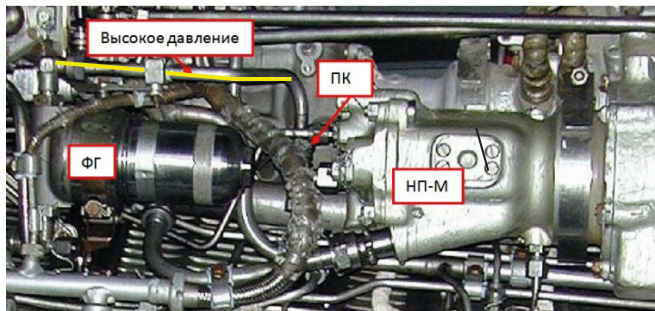
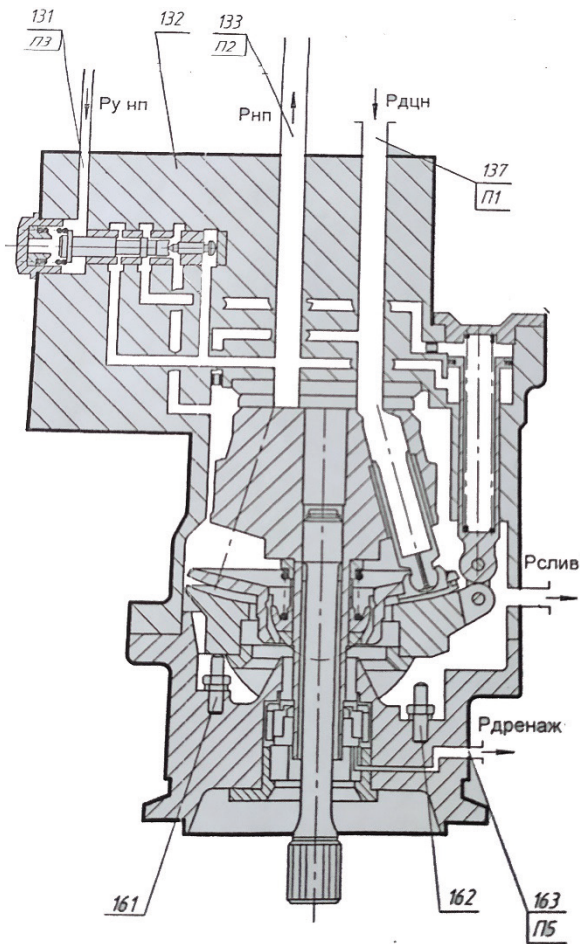


Рисунок 6. Соединение агрегатов на двигателе

1.3. При капитальном ремонте выполняется обязательная замена насоса НП-М на ПН, удаляется фильтр высокого давления ФГ и ПК. В результате доработки плунжерный насос ПН соединяется с агрегатом РСФ коротким трубопроводом. Работа системы происходит при аналогичных параметрах, как и у предыдущего насоса, включая время перекладки наклонной шайбы от упора максимальной производительности 162 до упора минимальной производительности 161 за время  $t \leq 0,2$  с (рис. 7).



**Рисунок 7.** Принципиальная схема пунжерного насоса ПН

Продукты приработки и износа из полости корпуса насоса через штуцер слива проводятся в топливную проставку на входе в двигатель, откуда вместе с топливом поступают на вход топливного фильтра низкого давления с фильтрующей сеткой 16...25 мкм. В результате насос не будет загрязняться и должен иметь больший ресурс.

Однако в эксплуатации у двигателей, поступивших после капитального ремонта и замены насоса НП-М на насос ПН, удаления клапана ПК и топливного фильтра высокого давления ФГ, появился дефект «Поломка приводной рессоры пунжерного насоса ПН».

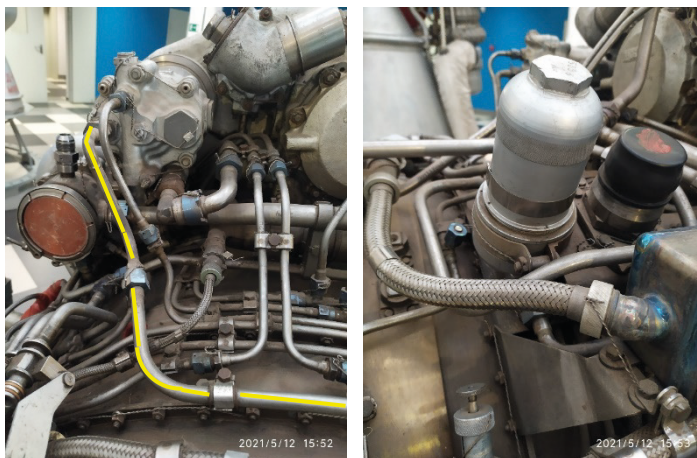
Проведёнными исследованиями плунжерных насосов ПН со срезанными рессорами отклонений в деталях и узлах агрегатов не обнаружено.

Насос ПН при частоте вращения  $n = 4000$  об/мин и давлении на выходе  $P_{\text{нн}} = 200 \pm 10$  кгс/см<sup>2</sup> обеспечивает расход топлива не менее 4800 л/ч.

Причиной среза рессоры насоса является гидроудар в топливной магистрали управления РС, проходящий от цилиндров гирлянды управления соплом через управляющий золотник агрегата РСФ в штуцер выхода топлива из насоса. Гидроудар, как звуковая волна, распространяется со скоростью звука в топливе (около 1295 м/с при  $T = 20^\circ$  и повышается при росте рабочего давления) и даже малое время перекладки наклонной шайбы (0,2 с) не спасает от повышения давления в магистрали нагнетания насоса, которое может превышать допустимую предельную расчетную величину около 500 кгс/см<sup>2</sup>. В результате гидроудара создаётся момент сопротивления в роторе качающего узла насоса на поверхности наклонной шайбы, что и разрушает приводную рессору.

Возможно, что пустой трубопровод с воздухом, остающимся при первичной сборке магистралей двигателя на выходе из насоса, выполнил роль демпфера при начальном этапе работе, а в дальнейшей эксплуатации нестравливаемый воздух, за счёт растворения, уносится рабочей жидкостью, снижая защитные демпфирующие свойства его остатков.

1.4. На другом типе двигателя с насосом НП-М в магистрали высокого давления также установлен топливный фильтр ФГ, расположенный вертикально и не имеющий возможности для стравливания воздуха из верхней точки, что и обеспечивает наличие остаточного воздуха во внутренней полости фильтра при демпфировании гидроудара. Дополнительно к этому длинная (суммарно 2,9 метра) ниспадающая магистраль к РСФ увеличивает объём остаточного сжатого воздуха в фильтре (рис. 8).



**Рисунок 8.** Расположение насоса НП-М и фильтра ФГ

Замена насоса НП-М на ПН без снятия фильтра ФГ не повлияла на длину трубопровода, что сохраняет некоторый сжатый объём воздуха в самом трубопроводе и фильтре, поглощая естественным воздушным аккумулятором энергию гидроудара, возникающего в гидроцилиндрах и агрегате РСФ.

1.5. Третий тип двигателя имеет иной насос ПН-С и короткий трубопровод от выхода топлива из насоса до РСФ. Основной показатель насоса — при давлении  $P_{\text{нп}}=200\pm 10$  кгс/см<sup>2</sup> и частоте вращения  $n=4000$  об/мин расход топлива должен быть не менее 7200 л/ч. Регулятор давления встроен в насос. Мощность привода насоса ПН-С больше, чем у ранее описанных насосов, что соответствует большему по величине расчётному моменту разрушения рессоры (рис. 9).

На этих двигателях не было поломок насоса и среза рессоры.

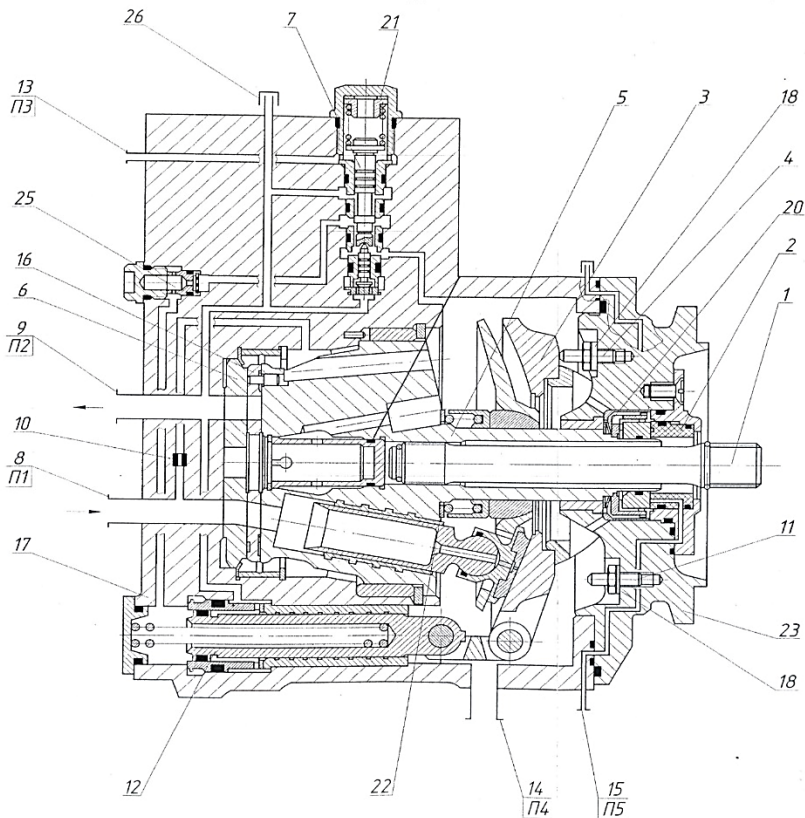


Рисунок 9. Принципиальная схема насоса ПН-С

Стоит отметить, что при работе ПН-С потребный расход топлива на перекадку гидроцилиндров управления РС ниже располагаемой производительности, при этом рабочая жидкость встречает сопротивление золотника-распределителя в агрегате РСФ, малое проходное сечение которого повышает давление  $P_{нп}$  до значения начала перекадки наклонной шайбы в настройке внутреннего регулятора насоса, в результате чего регулятор уменьшает производительность насоса путем уменьшения угла наклона шайбы качающего узла.

Возникающий в системе (в цилиндрах РС или управляющем золотнике РСФ) гидроудар приходит в нагнетающую часть насоса пиком давления и создаёт сопротивление моменту вращения рессоры. Но: — а) наклон шайбы уже уменьшен регулятором, что снижает величину момента сопротивления; — б) рессора рассчитана на большие моменты среза.

В результате насос выдерживает гидроудар без разрушения.

## 2. Выводы

В результате удаления из магистрали «ПН — РСФ» фильтра ФГ при установке насоса ПН конструкция «потеряла естественный воздушный аккумулятор» давления.

Причиной разрушения рессоры насоса ПН при отсутствии фильтра ФГ является гидроудар, образующийся при остановке движения рабочей жидкости во время работы системы управления РС.

Насос ПН-С при работе той же системы управления РС и образовании гидроудара имеет меньший угол наклона шайбы и больший запас прочности рессоры относительно возникающего момента сопротивления, создаваемого гидроударом на блоке цилиндров с плунжерами и переходящим на рессору.

Избежать возникновения гидроудара возможно за счёт медленного перекрытия выходного сечения распределительного золотника РСФ, но этот путь противоречит принципам ускорения процессов управления.

## 3. Предложения (варианты мероприятий)

3.1. В существующей гидравлической системе управления РС с насосом ПН для гашения гидроудара за насосом можно установить воздушный аккумулятор с разделительной мембраной, настроенный на рабочее давление от 100 до 300 кгс/см<sup>2</sup>, небольшого объёма (0,2–0,5 л). Так в 80-е годы решили проблему с поломкой насоса НП-2М в гидросистеме пассажирского самолёта. Так же устроены системы водоснабжения в высотных домах с гасителями гидроудара объёмом всего 160 см<sup>3</sup>.

3.2. Вернуться к конструкции с фильтром ФГ, установив его выходным штуцером вниз. Он будет продолжать выполнять функцию естественного воздушного аккумулятора.

3.3. На выходе из насоса ПН установить трубопровод повышенного объёма, причём форма трубопровода должна создавать внутри нестравливаемый объём «воздушной пробки». Объём дополнительного остаточного воздуха должен быть близок

к объёму демонтированного фильтра ФГ. Сжатие воздуха в трубопроводе создаст воздушный аккумулятор между ПН и РСФ.

3.4. Вместо насоса ПН устанавливать насос ПН-С, уменьшив его расход до 4800 л/ч с помощью упора максимальной производительности за счёт снижения угла наклона шайбы, снизив потребную мощность и момент сопротивления на рессору при гидроударе.

### **Литература**

1. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.; Л.: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1949. 106 с.

**В. К. Щёкин, А. В. Князев, Н. Г. Кравченко, М. А. Фомина**

НИИ «Курчатовский институт» — ВИАМ, Москва

lab7@viam.ru

## **ТЕХНИЧЕСКИЕ ЖИДКОСТИ. КОРРОЗИОННАЯ АКТИВНОСТЬ И ЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА СОСТАВОВ ДЛЯ ПРОМЫВКИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

*Аннотация.* Приведена общая информация по вспомогательным техническим жидкостям, используемым в авиационной отрасли. Показана актуальность определения коррозионного воздействия составов на металлические материалы авиационного изделия. В статье основное внимание уделено оценке коррозионных и защитных свойств составов, применяемых для промывки и временной консервации газозвдушного тракта газотурбинного двигателя (ГВТ ГТД). Проведение циклических климатических испытаний показало, что применение состава разработки ВИАМ позволяет эффективно подавлять развитие коррозионных процессов материалов ГВТ ГТД, протекающих в приморской атмосфере. Полученные данные по электрохимическим измерениям подтвердили, что состав разработки ВИАМ в сравнении с импортным составом не обладает собственной коррозионной активностью по отношению к исследованным материалам и показывает ингибирующую способность во всех системах.

### **Введение**

В авиационной отрасли находят широкое применение различные вспомогательные технические жидкости. Смазочно-охлаждающие жидкости оказывают непосредственное влияние на производительность и качество обработки металлов резанием, осуществляя охлаждающее и смазочное действие. В металлообработке применяют СОЖ разнообразного состава и с различными физико-химическими свойствами. В частности, распространены эмульсионные жидкости, являющиеся сложными коллоидными системами, включающие эмульгаторы, активные присадки, ингибиторы коррозии, бактерицидные добавки и другие компоненты [1].

Технические моющие средства активно используют при проведении операций по очистке деталей и узлов перед консервацией [2], перед нанесением защитных покрытий, для очистки металлических поверхностей перед склеиванием, нанесением ЛКП, проведением капиллярного люминесцентного контроля, внешней мойки авиационных изделий и других операциях.

Также распространение получили составы для промывки проточной части ГТД от эксплуатационных и технологических загрязнений, таких как частицы пыли и почвы, аэрозоли морских солей и различных органических соединений, которые могут привести к существенным изменениям в термодинамических характеристиках двигателя, а сочетание пыли, грязи и солевых отложений с влагой способствовать разрушению защитных покрытий и привести к возникновению и развитию коррозии.



онных процессов [3, 4]. Приобретают популярность составы, которые могут использоваться одновременно и для промывки, и для временной противокоррозионной защиты металлических материалов ГВТ ГТД при длительных стоянках техники, эксплуатирующейся в приморской атмосфере [5, 6].

СОЖ и технические моющие средства, в том числе, составы для промывки ГВТ ГТД должны обладать не только хорошими функциональными и эксплуатационными свойствами, но и соответствовать требованиям по коррозионной активности и защитной способности.

В частности, результаты проведенной работы нашим институтом показали, что остатки СОЖ могут оказывать влияние на последующее качество нанесения покрытий и их защитные свойства и соответственно, коррозионную стойкость материалов.

Согласно информации, поступающей от авиационных заводов, относительно регулярно применяемых составов для очистки металлических поверхностей: в последнее время участились случаи повышенного коррозионного воздействия составов, что, возможно, связано с изменением технологии производства и/или рецептуры составов.

В свою очередь, ВИАМ применяет различные методы (электрохимические методы, испытания в климатических камерах, натурные испытания) и имеет накопленный опыт в части проведения испытаний по определению коррозионной способности и защитных свойств технических жидкостей.

Цель данной работы заключалась в проведении экспериментальных исследований по оценке коррозионной активности и защитных свойств состава разработки ВИАМ, используемого для профилактической промывки газозоудного тракта ГТД.

### **Основная часть**

Для оценки влияния состава для промывки ГВТ ГТД на коррозионную стойкость материалов ГТД проведены циклические испытания, имитирующие воздействия эксплуатационных факторов, таких как влияние коррозионно-агрессивного реагента (солей), нагрев материалов в ходе полёта, техническое обслуживание (промывку ГВТ ГТД составами для промывки) и стоянку в приморской атмосфере с последующей оценкой образовавшихся коррозионных поражений.

Испытания являются сравнительными и предполагают наличие трех групп образцов, что позволяет оценить как влияние коррозионно-агрессивного реагента, так и защитные свойства составов:

- группа 1 подвергалась только воздействию высоких температур с последующей экспозицией в условиях приморской атмосферы;
- группа 2 подвергалась одновременному воздействию высоких температур и коррозионно-агрессивного реагента с последующей экспозицией в условиях приморской атмосферы;
- группа 3 подвергалась одновременному воздействию высоких температур и коррозионно-агрессивного реагента с последующей промывкой составом и экспозицией в условиях приморской атмосферы.



В качестве коррозионно-агрессивного реагента применяли хлорид натрия, периодически наносимый на поверхность подогретого образца в виде трехпроцентного водного раствора для формирования солевых отложений.

Для испытаний выбраны образцы из титанового сплава, жаропрочного никелевого сплава, стали 13X11Н2В2МФ, для которых подобраны соответствующие температурные режимы обработки.

Основные операции цикла следующие: нанесение солевых отложений, нагрев образцов; смывание солевых отложений составом для промывки, экспонирование образцов в жалюзийной будке в условиях умеренно-теплого климата приморской атмосферы и далее повторение цикла. Продолжительность одного цикла испытания составила 24 ч. Продолжительность испытаний — 10 циклов.

В процессе коррозионных испытаний оценивали удельное изменение массы образцов с определением скоростей коррозии и изменение внешнего вида образцов в процессе испытаний.

Данные по полученным скоростям коррозии и оценке внешнего вида образцов представлены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

### Результаты циклических испытаний

*Группа 1: контрольные образцы без солевых отложений и без промывки*

*Группа 2: образцы с солевыми отложениями без промывки*

*Группа 3: образцы с солевыми отложениями + промывка составом разработки ВИАМ*

Сплав	Группа	Внешний вид образцов	Скорость коррозии, г/м <sup>2</sup> ·сут (среднее значение)
Жаропрочный никелевый сплав	1	Поверхность приобрела темно-серый цвет	0,0
	2	Равномерные плотные продукты коррозии серо-зеленого цвета	0,47 ± 0,05
	3	Плотные продукты коррозии зеленовато-серого цвета	0,22 ± 0,03
Сталь 13X11Н2В2МФ	1	Поверхность приобрела темно-коричневый цвет	0,11 ± 0,02
	2	Объемные продукты коррозии коричневого цвета	2,72 ± 0,28
	3	Продукты коррозии коричневого цвета в виде точек и пятен	0,15 ± 0,02
Титановый сплав	1	Поверхность образцов однородного темно-синего цвета	0
	2	Продукты коррозии темно-серого цвета с плотными солевыми отложениями	0,02 ± 0,01
	3	Поверхность образцов неоднородного фиолетово-синего цвета	0

Установлено, что смывание солевых отложений при помощи состава разработки ВИАМ позволяет эффективно предотвращать интенсивное развитие коррозии на металлических материалах за счет смывания растворимых солей, удаления легкоудаляемых продуктов коррозии. Входящий в состав ингибитор коррозии позволяет эффективно подавлять коррозию сплавов с пониженной коррозионной стойкостью, что особенно заметно на образцах из стали 13X11H2B2MФ, на которых образцы группы 2 корродируют при экспонировании в жалюзийной будке заметно сильнее, чем образцы группы 3.

С целью оценки защитной способности разработанного состава ВИАМ и импортного состава были проведены сравнительные электрохимические исследования ряда конструкционных материалов (титанового сплава, жаропрочного никелевого сплава, стали 13X11H2B2MФ и меди) в растворах моющих средств в присутствии 2 г/л NaCl. Установлено, что составы для промывки ГВТ ГТД способны повышать коррозионную стойкость материалов за счет смещения потенциала коррозии  $E_{кор}$  в положительную область, что делает их более устойчивыми к действию окислителей, или уменьшению плотности тока коррозии  $i_{кор}$ , что свидетельствует о замедлении скорости коррозионных процессов. Так, в случае стали 13X11H2B2MФ 1 (рис. 1) смещение потенциала коррозии в присутствии состава разработки ВИАМ составило более 300 мВ относительно чистого раствора NaCl, в присутствии импортного состава, наоборот, наблюдается смещение  $E_{кор}$  в отрицательную область и значительное увеличение  $i_{кор}$ .

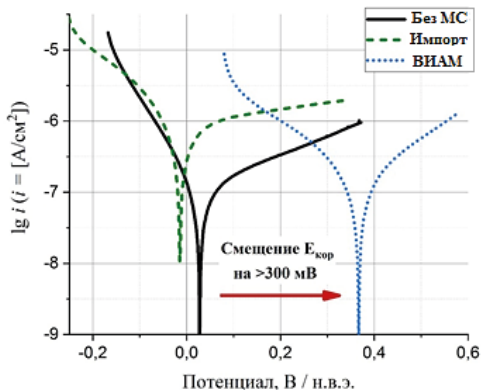


Рисунок 1. Кривые Тафеля стали 13X11H2B2MФ

Для меди (рис. 2) смещение  $E_{кор}$  в присутствии составов относительно чистого раствора NaCl было незначительным почти в пределах погрешности, однако наблюдалось значительное уменьшение плотности тока коррозии более чем на порядок, и по этому параметру состав разработки ВИАМ и импортное средство оказались сопоставимы.

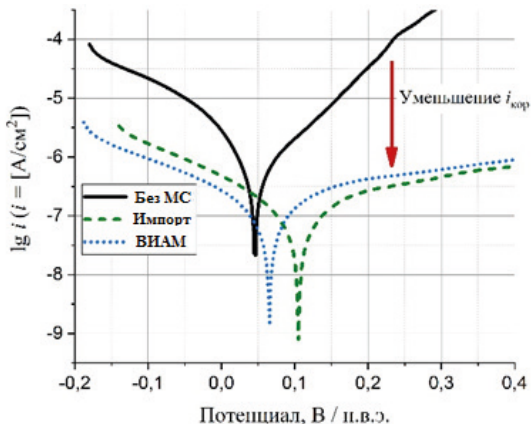


Рисунок 2. Кривые Тафеля меди

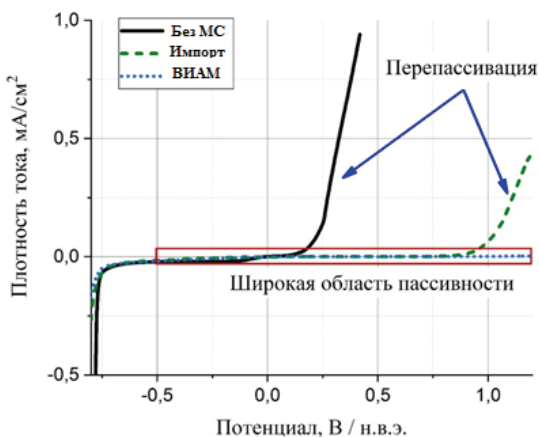


Рисунок 3. Потенциодинамические кривые меди

Исследование в более широкой области (рисунок 3) показало, что в присутствии мощных составов значительно увеличивается область пассивности меди, перепассивация, при которой происходит активное окисление меди, происходит при более положительных потенциалах. Как видно из рисунка 3, в присутствии состава разработки ВИАМ наблюдается наиболее широкая область пассивности, что свидетельствует о чрезвычайной устойчивости медных сплавов к действию окислителей. В данном случае состав разработки ВИАМ значительно превосходит импортное средство.

## Выводы

При проведении циклических климатических испытаний количество коррозионных поражений на образцах, обработанных составом разработки ВИАМ, значительно меньше, чем на образцах, на которые не воздействовали составом. В частности, для стали 13X11H2B2MФ – скорость коррозии образцов группы 3, которые промывали составом, ориентировочно в 18 раз ниже, чем скорость коррозии образцов группы 2, не подвергавшихся промывке разработанным составом.

Влияние моющих составов на электрохимические характеристики сильно различается в зависимости от материала электрода. В случае стали 13X11H2B2MФ, относящиеся к сталям с невысокой и пониженной коррозионной стойкостью соответственно, и которые, как следствие находятся в растворе в активном состоянии, наблюдается преимущественно смещение  $E_{кор}$  в область положительных значений. В случае с медным сплавом добавление составов приводило к незначительному смещению  $E_{кор}$  в область положительных значений вплоть до попадания в границы приборной погрешности  $\pm 20$  мВ. Полученные данные свидетельствует о том, что моющий состав разработки ВИАМ обладает ингибирующей способностью во всех системах, наилучшую защитную способность средство проявляет в случае медного сплава.

Полученные данные циклических климатических испытаний и электрохимических измерений подтверждают необходимость проведения регулярных промывок ГВТ ГТД, а также межполётной консервации ГВТ специальными составами, в частности, моющим составом разработки ВИАМ, с целью предупреждения возникновения коррозионных поражений при эксплуатации техники в приморской атмосфере с повышенным содержанием коррозионно-агрессивных компонентов.

При допуске к применению технических жидкостей в авиационной промышленности следует проводить испытания по оценке коррозионного влияния составов на металлические материалы и защитные свойства покрытий. В частности, в ВИАМ разработана соответствующая нормативная документация и накоплен значительный опыт в проведении коррозионных испытаний.

## Литература

1. *Худобин Л. В., Бердичевский Е. Г.* Техника применения смазочно-охлаждающих средств в металлообработке. М.: Машиностроение, 1977. 189 с.
2. ОСТ 1 90257-89 Детали и узлы авиационной техники в механических, сборочных цехах и в хранилищах готовых деталей. Межоперационная противокоррозионная защита. М.: НПО «ВИАМ», 49 с.
3. *Старцев В. О., Славин А. В., Николаев Е. В.* Изучение содержания агрессивных ионов в атмосфере и морской воде Геленджикской бухты // Труды ВИАМ: электрон. науч.-техн. журн. 2020. №10 (92). Ст. 12. URL: <http://www.viam-works.ru> (дата обращения: 07.11.2020). DOI: 10.18577/2307-6046-2020-0-10-106-115.
4. *Вахрушев Е. С.* Промывка ГВТ двигателя — одно из важнейших условий сохранения его эффективности. URL: [http://www.pnz.ru/pr/other/ntex/ib15\\_3/ib15\\_20-21/](http://www.pnz.ru/pr/other/ntex/ib15_3/ib15_20-21/) (дата обращения: 19.11.2020).

5. *Кравченко Н. Г., Козлов И. А., Щекин В. К., Ефимова Е. А.* Составы моющих композиций для промывки авиационного двигателя (обзор) // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2021. № 1. Ст. 11. URL: <http://www.viam-works.ru> (дата обращения 21.09.2021). DOI: 10.18577/2307-6046-2021-0-1-105-113.
6. *Грандильевская И. Г., Живушкин А. А.* Оценка коррозионной агрессивности и смывающей способности новых промывочных составов для ГВТ двигателей // Климовские чтения — 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения. СПб., 2017.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Перспективные двигатели и силовые установки



***И. Р. Гаринов***

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», Уфа  
garipovir@mail.ru

## **ГИБРИДНАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА НА БАЗЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОКОМПРЕССОРОМ**

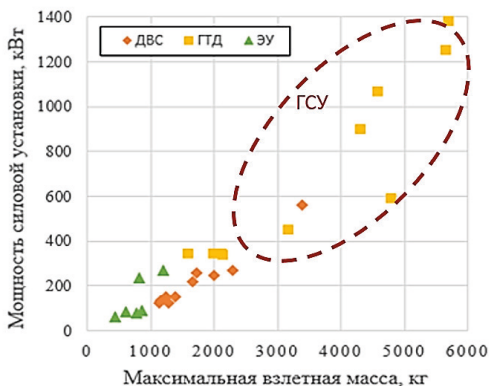
**Аннотация.** В данной работе разработана методика определения параметров газотурбинного двигателя с электрифицированным турбокомпрессором, которые включают: степень повышения давления в электрокомпрессоре, температуру газов на входе в турбину и степень гибридизации. Под электрифицированным компрессором подразумевается агрегат, объединяющий электрическую машину и турбокомпрессор газотурбинного двигателя. Исследование выполнено с использованием математической модели турбовального двигателя первого уровня. Подвод дополнительной мощности в цикл ГТД в рамках исследования осуществлялся при постоянной температуре газов, что приводит к увеличению номинальной мощности ГТД. Результаты показали, что существует ограничение по подводу электрической мощности в цикл ГТД. Подводимая электрическая энергия для исследованной схемы ограничивается значением в 50 % от суммарной тепловой мощности, реализуемой в цикле. Также в качестве ограничения может выступать температура газов за осевой частью компрессора, влияющая на тепловой режим электрической машины. В результате, применение электрифицированного турбокомпрессора приводит к увеличению удельной мощности ГТД. В результате исследований установлено, что в данной постановке задачи наибольший эффект по приросту удельной мощности достигается при низкой температуре газов на входе в турбину, порядка 1200 К. Разработанный подход формирует технические требования к электротехническому комплексу и конструкции узла подпорного электрифицированного компрессора.

### **Введение**

Внедрение электрических технологий потенциально обеспечивает ряд преимуществ: уменьшает энергопотребление силовой установки, обеспечивает лучшие маневренные характеристики летательного аппарата, сокращает эксплуатационные затраты, а также уровень шума и вредных выбросов. Большинство летательных аппаратов с полностью электрической силовой установкой относятся к классу легких или сверхлегких самолетов. Большинство электрических силовых установок обладает взлетной мощностью менее 100 кВт. Для дальнейшего роста мощности электрические силовые установки требуют существенного прорыва в области совершенствования массогабаритных характеристик преобразователей и накопителей энергии [1, 2]. Для подтверждения данного факта была проведена систематизация данных о самолетах с взлетной массой 450–5700 кг. На рисунке 1 представлена зависимость мощности силовой установки от массы летательного аппарата. Переход к силовым установкам на базе газотурбинного двигателя осуществляется, начиная от максимальной взлетной массы в 1500 кг и мощности силовой установки более 200–



300 кВт. Смена типа силовой установки обуславливается тем, что самолеты с максимальным взлетным весом менее 1500 кг менее требовательны к весовым характеристикам силовой установки.



**Рисунок 1.** Зависимости мощности силовой установки от максимального взлетного веса

Иллюстрация соотношения удельных энергии аккумуляторных батарей и топлив, представлена на рисунке 2. Удельная энергия авиационного керосина составляет  $N_{ТС-1} = 11944,4$  Вт ч/кг, в то время как современные аккумуляторные батареи имеют удельную энергию равную  $N_{АКБ} = 180-200$  Вт ч/кг. В результате дальность летальных аппаратов с электрической силовой установкой сокращается более чем в 3 раза.



**Рисунок 2.** Удельная масса и плотность энергии для различных источников энергии

В настоящее время «полностью электрические» силовые установки остаются неконкурентоспособными в сравнении с газотурбинными двигателями. Приоритетом большинства двигателестроительных фирм становится применение экологически чистых авиационных топлив [3] и водорода [4], в совокупности с гибридизацией

и совершенствованием традиционных газотурбинных двигателей [5, 6]. В результате, в качестве объекта расчетно-аналитического исследования по внедрению электрифицированного компрессора в конструкцию двигателя выбран газотурбинный двигатель взлетной мощностью порядка 600 кВт.

## 1. Гибридные силовые установки

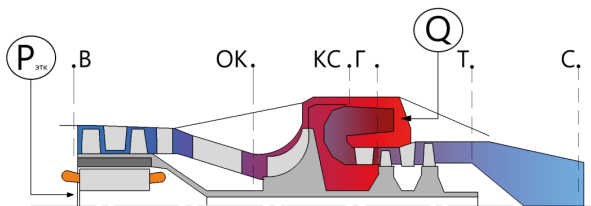
Основным направлением большинства производителей авиационных двигателей в сегменте региональных самолетов (General Electric, Pratt & Whitney) становится переход к гибридным силовым установкам [7]. Параллельная архитектура гибридных силовых установок имеет несколько схем. Одна из них представляет собой параллельный гибрид с механически интегрированной электрической машиной [8]. Преимущество данной схемы заключается в том, что электротехническую систему не нужно проектировать на полную мощность силовой установки. Эта схема позволяет нивелировать потребность ГСУ в высоковольтных линиях передачи энергии. В исследованиях отмечается, что применение параллельной схемы при степени гибридизации энергии на взлетном режиме  $H_E=25\%$  потенциально обеспечивает снижение расхода топлива за полетный цикл на 20–30 % [9]. Регулирование режимами работы силовой установки осуществляется посредством изменения режима работы электрической машины. Несмотря на то, что в данной конфигурации газотурбинный двигатель работает на постоянном режиме, механическая связь требует дополнительного контроля параметров отдельных узлов (запаса по пропажу в компрессоре, температуры газов за турбиной). Еще одним недостатком подобной конфигурации является потребность в радикальном изменении конструкции планера летательного аппарата [10].

Другие схемы не предполагают изменения конструкции движителей. В одной из них электрическая машина интегрирована в цикл газотурбинного двигателя [11]. Эта конфигурация не предполагает гибридизацию движителей, соответственно не требует высоковольтных линий передачи энергии. Оценка на уровне воздушного судна показала [12], что при  $H_E=20\%$  и применении линейных электрических машин удельный расход топлива силовой установки снижается более чем на 45 %. Это преимущество обеспечивается за счет разрыва механической связи между турбиной и компрессором турбовального двигателя, что позволяет работать компрессору и турбине на оптимальных частотах вращения. Разделение компрессора также оказывает положительный эффект на характеристики силовой установки. Исторически переход от однокаскадных компрессоров, характерных для второго поколения, к двухкаскадным турбокомпрессорам в ГТД третьего поколения позволил радикально усовершенствовать характеристики силовых установок. Основным ограничением в реализации ГСУ с интегрированной в цикл электрической машиной является то, что степень гибридизации не может быть выбрана произвольно, так как необходимо обеспечить связь термодинамических параметров в многокаскадном компрессоре. В рамках данной работы ставится задача выработки подходов к проектированию ГТД с электри-

фицированным турбокомпрессором и обоснованию оптимальных значений степени гибридации. В исследовании представлена методика выбора оптимальных термодинамических параметров газотурбинного двигателя (степени повышения давления и температуры газов), позволяющая выработать технические требования к электрической машине, работающей в составе электрифицированного турбокомпрессора.

## 2. Гибридный газотурбинный двигатель

В рассматриваемой схеме ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором (рисунок 3) электрическая машина осуществляет подвод механической мощности к осевой части компрессора.



**Рисунок 3.** Расчетная схема ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором

За счет размещения машины в осевом компрессоре подводимая (от электрической машины) механическая энергия в лопаточном венце компрессора преобразуется в работу сжатия. Как и в традиционном двигателе в ГТД с электрифицированным турбокомпрессором после сжатия в компрессоре рабочее тело поступает в камеру сгорания в которой к нему подводится тепловая энергии. За счет роста температуры и теплоемкости рабочего тела, обусловленного его физическими свойствами, его теплосодержание увеличивается. Сжатое рабочее тело с высоким теплосодержанием поступает в турбину, в которой часть энергии расходуется на привод компрессора, а другая — на привод движителей. В результате эффективный КПД цикла газотурбинного двигателя можно записать в виде:

$$\eta = \frac{P_e}{Q + P_{эм}},$$

$$P_{уд} = \frac{P_e}{G_B},$$

где  $Q$  — мощность, подведенная к рабочему телу в камере сгорания;  $P_{эм}$  — мощность, подведенная к осевой части компрессора.

Применяя известные термодинамические соотношения, эффективную мощность ТВаД  $P_e$  можно выразить как удельную работу расширения в турбине выводимую из цикла; мощность, подведенную к рабочему телу в камере сгорания  $Q$ , — через произведение относительного расхода топлива  $q$  и низшую теплотворную спо-

способность керосина  $H_u$ , электрическую  $P_{эм}$  — через произведение затраченной работы сжатия в компрессоре  $L_{ок}\eta_{ок}$  КПД электромеханической части и расход воздуха на входе в двигатель.

$$\eta = \frac{L_{ст}}{q H_u + (q-1)L_{ок}\eta_{ок}\eta_{эТК}}$$

Для характеристики доли тепловой и электрической энергии, используемой в цикле газотурбинного двигателя с электрифицированным турбокомпрессором, применимо понятие степени гибридации энергии  $H_E$ , предложенное авторами в источнике [12–14]:

$$H_E = \frac{P_{el}}{Q + P_{el}}$$

Значение  $H_E$ , равное 0, характеризует традиционную конструкцию двигателя, где силовая установка. Значение  $H_E$ , равное 1, соответствует электрической силовой установке — случаю, когда вся мощность для привода движителей подступает через от накопителей электрической энергии. Очевидно, что выбор степени гибридации напрямую определяет характеристики ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором. Поскольку при фиксированном значении мощности свободной турбины и подводе дополнительной мощности к компрессору позволяет сократить расход топлива. Для традиционных газотурбинных двигателей известно, что минимальное значение расхода топлива обеспечивается при максимизации степени повышения давления, при учете потерь работы сжатия в проточной части, и подбора оптимального значения температуры газов на входе в камеру сгорания.

Выбор оптимального соотношения между степенью сжатия и температурой газа в ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором можно произвести через математическую модель первого уровня. В данной модели двигатель характеризуется уравнениями, отражающими реальные условия их совместной работы, с дискретным изменением теплоемкости рабочего тела и формальным заданием значений коэффициентов, характеризующих потери в элементах двигателя. В качестве расчетного режима для исследования принимается максимальный взлетный режим ( $H = 0$ ;  $M = 0$ ;  $P$ ), поскольку данный режим будет характеризоваться максимальными действующими тепловыми нагрузками, действующими в конструкции. Последние во многом определяют мощность, которую можно подвести к осевой части компрессора от электрической машины.

Температура активных элементов электрической машины из соображений при- емлемого ресурса ограничивается значением 200 °С, целесообразно ограничить температуру воздуха за осевой частью компрессора данным значением. Ограничение безусловно может быть нивелировано использованием новых материалов активных элементов электрической машины (постоянных магнитов, обмоток и др.), однако этот вопрос требует отдельных исследований.

Условие совместной работы узлов в системе ТВаД и взаимосвязь между параметрами газовоздушного потока, проходящего через двигатель, определяются системой уравнений: баланса расходов в проточной части двигателя и баланса мощностей на валу турбокомпрессора, изменения энтальпии рабочего тела и изменения давлений.

Исследование проводится для различных классов мощностей газотурбинных двигателей. Для этого в ходе расчета подбирается требуемая мощность двигателя  $P_{GT}$  путем варьирования температуры газов на выходе из камеры сгорания. При это накладывается ограничение на степень повышения давления в замыкающей центробежной ступени. Значение ограничивается из соображений прочности предельной окружной скоростью на наружном диаметре рабочего колеса  $u_{цбк} < 600$  м/с, коэффициент напора центробежной ступени принимается равным  $H_z = 0,65$ . В результате степень повышения давления в центробежной ступени определяется по формуле:

$$\pi_{цбк} = \left( 1 + \frac{H_z u_{цбк}}{c_p T_{0к}} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

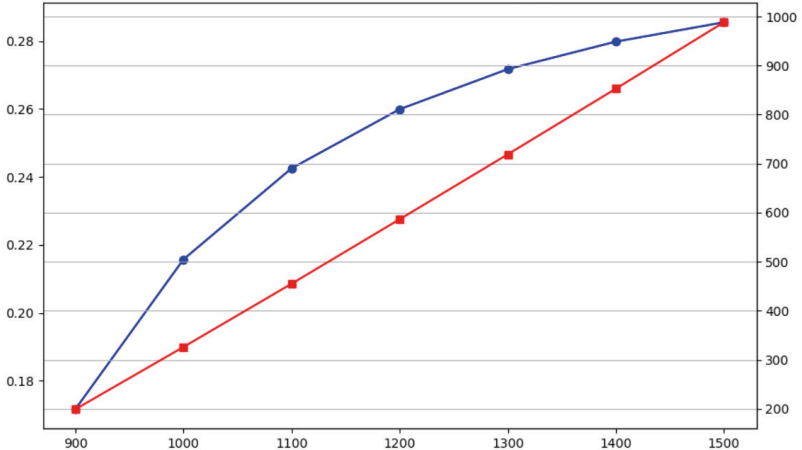
В результате расчётного исследования определяется оптимальная температура газов на выходе из камеры сгорания, соответствующая максимальному эффективному КПД цикла турбовального двигателя при ограничении степени сжатия в компрессоре.

### 3. Результаты исследования

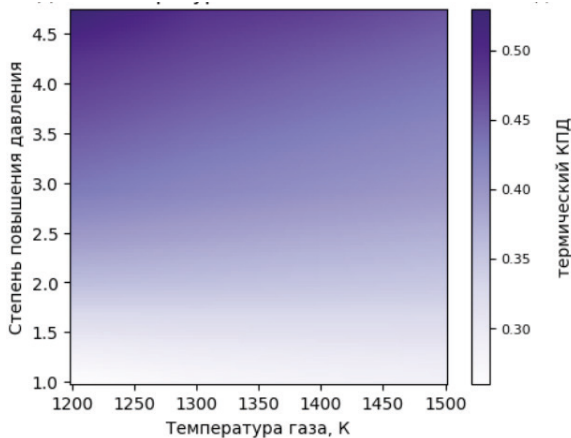
При проектировании двигателя немаловажным является выбор оптимальной с точки зрения расхода топлива температуры газов перед турбины. Поскольку в ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором используется два источника энергии, в качестве оптимизируемого параметра будет использована эффективная. Иллюстрация зависимости эффективного КПД газотурбинного двигателя  $\eta$  и удельной мощности  $P_{уд} = P_e / G_b$  от температуры газов перед турбиной  $T_g^*$  представлена на рисунке 4. При изменении  $T_g^*$  для традиционного двигателя при фиксированных значениях  $\pi_\Sigma = 8$  и  $G_b = 3,5$  кг/с, удельная тяга монотонно возрастает, поскольку увеличение  $T_g^*$  при постоянном физическом расходе воздуха  $G_b$ , увеличивает тепловую энергию, подведенную в цикл. Зависимость для эффективного КПД имеет нелинейный характер, обусловленный существованием абсолютного максимума по удельному расходу. При расчетах КПД узлов принимался неизменным.

Для анализа прироста эффективности на уровне газотурбинного двигателя от внедрения электрифицированного турбокомпрессора («подкрутки» осевой части компрессора) построены зависимости эффективного КПД (рисунок 5) и удельной мощности (рисунок 6) в координатах температуры газов на входе в камеру сгорания и степени гибридизации. Значение степени гибридизации определялось через степень повышения давления в осевой части компрессора. Степень повышения давле-

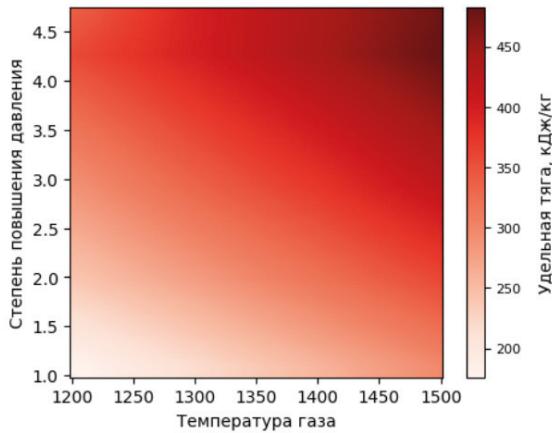
ния 1, на рисунках 5 и 6 советуется традиционному газотурбинному двигателю. При увеличении доли электрической энергии, используемой для привода компрессора термический КПД газотурбинного двигателя и удельная тяга увеличиваются пропорционально. При максимальной степени сжатия  $\pi_{OK} = 4,5$  обеспечивается кратный рост термического КПД.



**Рисунок 4.** Зависимость эффективного КПД и удельной мощности от температуры газов на выходе из КС (синяя линия — эффективный КПД; красная линия — удельная мощность, Дж/кг)

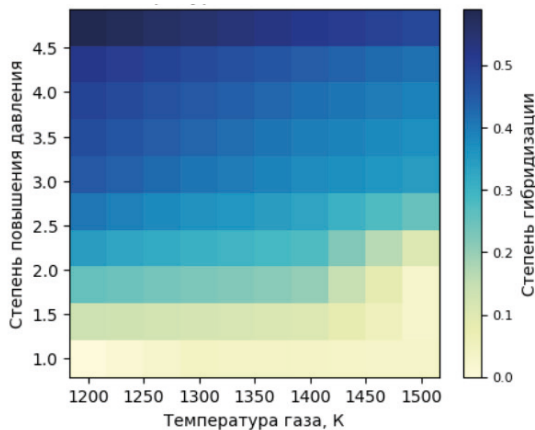


**Рисунок 5.** Зависимость эффективного КПД от температуры газов на выходе из КС и степени повышения давления в электрифицированной части



**Рисунок 6.** Зависимость эффективного КПД от температуры газов на выходе из КС и степени повышения давления в электрифицированной части.

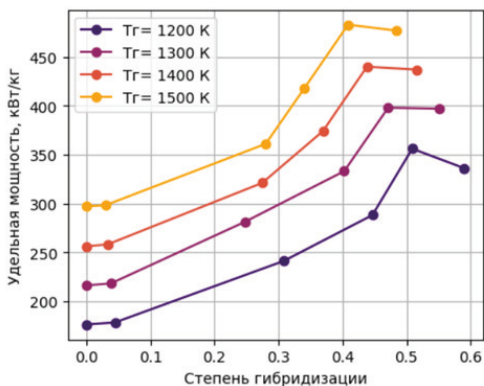
Предельное значение степени повышения давления выбрано исходя из ограничений, накладываемых конструкцией электрической машины. Зависимость между степенью гибридизации, подводимой тепловой энергией, и степенью повышения давления (подводимой электрической энергией) в компрессоре приведена на рисунке 7. Здесь подводимая тепловая энергия характеризуется температурой газов на выходе из КС, поскольку именно она при фиксированном значении расхода воздуха определяет расход топлива.



**Рисунок 7.** Зависимость степени гибридизации от температуры газов на выходе из КС и степени повышения давления в электрифицированной части

Видно, что возможная степень гибридации уменьшается с ростом температуры газов на выходе из камеры сгорания. Данный факт обуславливается тем, что при существующих ограничениях при увеличении температуры газов пропорционально растет подводимая тепловая энергия. В результате при ограничении температуры на выходе из осевого компрессора значением в 500-550 К, допустимая степень гибридации составляет  $H_E = 0,6$  при  $T_r^* = 1200$  К, и  $H_E = 0,48$  при  $T_r^* = 1500$  К.

Определив степень гибридации, приведем значение эффективного КПД для ТВаД с электрифицированным турбокомпрессором, построим зависимость эффективного КПД от степени гибридации (рисунок 8). В расчетах КПД электромеханической части, образованной системой подачи электрической энергии и электрической машиной, принимался равным  $\eta_{\text{ЭТК}} = 0,9$ .



**Рисунок 9.** Зависимость удельной мощности от степени гибридации и температуры газов на выходе из КС

### Заключение

В данной работе описана методика выбора оптимальных параметров газотурбинного двигателя с электрифицированным турбокомпрессором: степени повышения давления и температуры газов, степени гибридации. Рассматривалась конфигурация двигателя в которой осевой компрессор приводится во вращение электрической машиной. Исследование проводилось в квазистационарной постановке по математической модели турбовального двигателя первого уровня. В качестве основного ограничения при проектировании электрифицированного турбокомпрессора, принята температура газов за осевой частью компрессора, поскольку она во многом определяет тепловой режим электрической машины. По результатам исследования установлено следующее:

Степень гибридации в электрифицированном турбокомпрессоре не может быть выбрана произвольно, необходимо производить увязку данного параметра с



подводимой в двигателе тепловой энергией. В рассматриваемой конфигурации двигателя пиковое значение степени гибридизации обеспечивается для температуры газов 1200 К и составляет 0,5. С ростом температуры значение степени гибридизации уменьшается.

Применение электрифицированного турбокомпрессора позволяет обеспечить кратный прирост удельной мощности  $P_{уд}$  рассматриваемого двигателя. Однако прирост эффективного КПД  $\eta$  обеспечивается, только при достаточно высоких температурах газа (порядка 1500 К) и низких значениях степени гибридизации (порядка 0,1). При высоких степенях гибридизации наблюдается существенное падение эффективного КПД.

Разработанный подход позволяет выработать технические требования к электрической машине, работающей в составе электрифицированного турбокомпрессора. В дальнейших исследованиях предполагается, во-первых, рассмотреть более широкий диапазон двигателей при этом внедрить зависимости КПД отдельных узлов от их размерности и, во-вторых, рассмотреть вопрос формирования конструктивных и компоновочных решений по выбору облика электрифицированным турбокомпрессором в виде сопряженного осевого компрессора и электрической машины. Также на основе предложенного исследования предлагается рассматривать степень гибридизации данной схемы не по отношению к суммарной мощности, реализуемой в цикле, а к номинальной мощности двигателя для исключения вариантов, в которых мощность электрифицированного турбокомпрессора пропорциональна номинальной мощности ГТД.

## Литература

1. *Еременко В. В. и др.* Обоснование облика ультрамикротаурбиного двигателя в составе гибридной силовой установки // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2022. Т. 26, № 4 (98). С. 16–28.
2. *Thomas G. L. et al.* Dynamic analysis of the hFan, a parallel hybrid electric turbofan engine // Joint Propulsion Conference. 2018. P. 4797.
3. *Undavalli V. et al.* Recent advancements in sustainable aviation fuels // Progress in Aerospace Sciences. 2023. Vol. 136. P. 100876.
4. *Bauen A. et al.* Sustainable Aviation Fuels: Status, challenges and prospects of drop-in liquid fuels, hydrogen and electrification in aviation // Johnson Matthey Technology Review. 2020. Vol. 64, no. 3. P. 263–278.
5. *Jansen R. H. et al.* NASA electrified aircraft propulsion efforts // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2020. Vol. 92, no. 5. P. 667–673.
6. *Bezos-O'Connor G. M., French B. D.* Electrified Powertrain Flight Demonstration (EPFD) Overview and Future // 172<sup>nd</sup> Meeting of the Aeronautics and Space Engineering Board. 2023.
7. *Abdul Sathar Eqbal M. et al.* Hybrid propulsion systems for remotely piloted aircraft systems // Aerospace. 2018. Vol. 5, no. 2. P. 34.
8. *Vratny P. C. et al.* Performance investigation of cycle-integrated parallel hybrid turboshafts // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2017. Vol. 139, no. 3. P. 031201.

9. *Isikveren T., Pornet C., Vratny P. C., Schmidt M., Pornet C. et al.* Conceptual studies of future hybrid-electric regional aircraft // ISABE. 2015. P. 20285
10. *Vratny P. C. et al.* Performance Investigation of Cycle-Integrated Parallel Hybrid Turboshafits // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2016. Vol. 49682. P. V001T01A029.
11. *Schmitz O.* Methodical Assessment of Electric Propulsion Systems for Transport Category Aircraft: thesis. Technische Universität München, 2016.
12. *Vratny P. C. et al.* Performance investigation of cycle-integrated parallel hybrid turboshafits // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2017. Vol. 139, no. 3. P. 031201.

*Н. И. Прасолов, А. А. Зеленцов, А. Н. Костюченков*

ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», Москва  
nprasolov@ciam.ru

## **РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНОЙ АВИАЦИОННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Аннотация.** Выполнено описание энергетического узла на базе свободнопоршневого двигателя. Приведены преимущества, изложен принцип работ, обоснована необходимость создания свободнопоршневого двигателя. Осуществлено одномерное моделирование рабочего процесса свободнопоршневого двигателя. Получены результаты оптимизации параметров двигателя на номинальном режиме работы. Выполнено численное моделирование рабочего процесса в трехмерной постановке. Получены результаты верификации математической модели свободнопоршневого двигателя. Проведены серии расчетов с целью выбора оптимальной конфигурации камеры сгорания.

**Ключевые слова:** свободнопоршневой двигатель, линейный генератор, энергетический узел, численное моделирование, камера сгорания.

### **Введение**

Генератор возвратно-поступательного движения, или линейный электрогенератор со свободнопоршневым двигателем является относительно новым видом устройств, вырабатывающим электрическую энергию и представляет интерес как перспективная концепция гибридной энергетической установки для различных областей применения.

Энергетические установки возвратно-поступательного действия на базе свободнопоршневого двигателя (далее СПД) внутреннего сгорания известны достаточно давно и применяются ограничено [1]. В настоящее время широко распространены энергоустановки с модулями мощностью до 100 кВт на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В этих установках для генерации электроэнергии за счет преобразования механической энергии движения поршней ДВС оптимально использовать электрические машины возвратно-поступательного действия. Основные компоненты — двухтактный поршневой ДВС и линейный электрогенератор [2, 3].

Задача повышения эффективных показателей СПД при обеспечении его минимального удельного веса особенно актуальна при разработке перспективных авиационных поршневых двигателей (АПД). Благодаря моделированию рабочего процесса, протекающего в камере сгорания, можно получить наилучшее сочетание эффективных и экологических показателей двигателя. Без детального изучения внутрицилиндровых процессов, подразумевающего определение оптимальной формы камеры сгорания, дальнейшее совершенствование конструкции двигателя становится весьма затруднительным. Поэтому расчетно-аналитическое исследование эффективности рабочего процесса является важнейшим компонентом процесса проектирования пер-

спективных малоразмерных АПД и одной из актуальных задач современного двигателестроения.

### Описание энергетического узла на базе свободнопоршневого двигателя

Объект исследования — двухтактный оппозитный восьмицилиндровый СПД с воспламенением от электрической искры, с жидкостной системой охлаждения и наддувом воздуха из кривошипной камеры. Диаметр цилиндра — 25 мм, ход поршня — 40 мм, степень сжатия — 11,4, мощность — 5 кВт при частоте колебаний штоков — 100 Гц (6000 мин<sup>-1</sup>).

Тип генератора — линейный, синхронный, однофазный, четырехканальный, с гидравлической синхронизацией движения якорей.

Конструкция цилиндров проектируемого двигателя предусматривает наличие трех выпускных окон одинакового размера, а также 3 продувочных окна. Для осуществления охлаждения поршней в блоке размещаются проставки системы охлаждения.

На рисунке 1 изображена трехмерная модель свободнопоршневого двигателя, работающего совместно с линейным генератором.

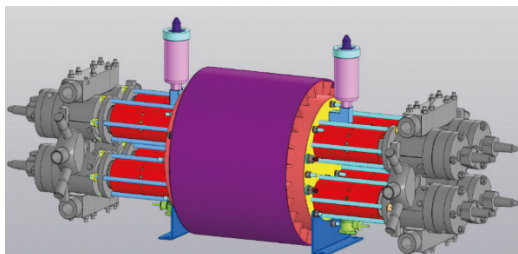


Рисунок 1. 3-D модель свободнопоршневого двигателя с линейным генератором

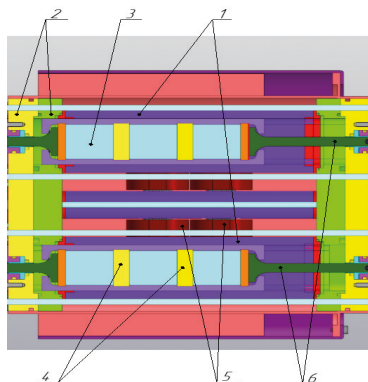
Основными преимуществами СПД можно выделить такие, как:

- Возможность оптимизации эффективных показателей за счет обеспечения высоких степеней сжатия (от 10 до 30)
- Снижение потерь на трение и уменьшение массогабаритных показателей за счет отказа от кривошипно-шатунного механизма
- Прямое преобразование энергии от сгорания топлива в электрическую энергию
- Возможность работы с различными видами топлива (бензин, природный газ, водород, и т. д.) посредством электронной настройки системы управления
- Реализация оптимальных режимов сгорания топлива, в том числе и гомогенное воспламенение бедных смесей — потенциал для снижения вредных выбросов.

## Принцип работы свободнопоршневого двигателя

В двигателе, работающем по двухтактному циклу с петлевой продувкой, топливная смесь, поступающая в цилиндры, сжимается до степеней сжатия, обеспечивающих её воспламенение. После остановки поршня рабочее тело, энтальпия которого увеличилась при сгорании топлива, расширяясь, совершает работу, которая идет на выработку электрической энергии генератором, сжатие рабочего тела в противоположном цилиндре. Якоря генератора, содержащие противоположно ориентированные по вектору магнитной индукции магниты, при движении в зазорах магнитопровода создают знакопеременную намагничивающую силу, которая суммируется от четырех якорей. Соответственно, в магнитопроводе наводится переменный магнитный поток, и, в соответствии с законом электромагнитной индукции, в обмотках, окружающих магнитопровод, генерируется электродвижущая сила, а при подключении к ним нагрузки течет электрический ток. Частота генерируемого тока в данной конструкции равна частоте механических колебаний якоря [4].

Для обеспечения механической уравновешенности свободнопоршневого двигателя используется кинематическая схема с противофазным движением четырех якорно-поршневых блоков (рис. 2). Такое движение поддерживается системой синхронизации, использующей гидравлические связи. Конструктивно она входит в состав генератора, якоря которого являются также плунжерами системы гидравлической синхронизации. Это обеспечивается тем, что якоря с зазором  $\sim 0,1$  мм помещены в гидравлически последовательно соединенные каналы, заполненные жидкостью, постоянство объема которой между якорями — плунжерами обеспечивает равенство их скоростей и противофазное движение. Следует отметить, что помещение якорей генератора в жидкость позволяет относительно просто организовать охлаждение магнитов якоря, имеющих невысокую допустимую рабочую температуру ( $\sim 150$  °С).



**Рисунок 2.** 3-D модель электрогенератора в разрезе: 1 — каналы гидравлической синхронизации; 2 — фланцевые плиты; 3 — якорь; 4 — магниты; 5 — электрические обмотки генератора; 6 — штоки; 7 — блоки уплотнения; 8 — поршень

## **Актуальность применения энергетического узла в летательных аппаратах**

Использование линейных генераторов в качестве вспомогательной силовой установки (дополнительного бортового источника энергии) позволит улучшить характеристики системы электроснабжения летательных аппаратов. Используемые на сегодня для этих целей электрохимические аккумуляторы, мотогенераторы обычной схемы и турбогенераторы не позволяют реализовать все преимущества электроприводного транспорта из-за неприемлемо высоких массогабаритных показателей или недопустимо большого удельного расхода топлива [5]. Вместо этого предлагается использование гибридной энергетической установки, состоящей из свободнопоршневого двигателя внутреннего сгорания и линейного электрического генератора, реализация потенциальных возможностей которой может позволить повысить эксплуатационные показатели летательных аппаратов по сравнению с используемыми на сегодня установками аналогичного назначения.

## **Одномерное моделирование рабочего процесса свободнопоршневого двигателя**

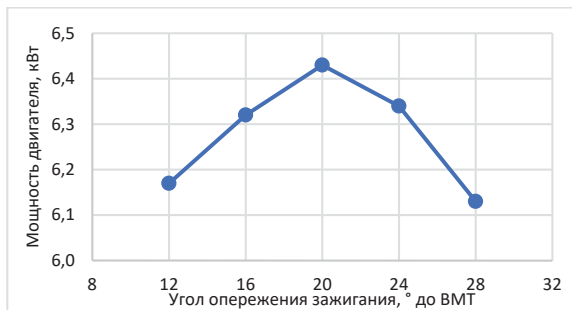
В одномерной постановке выполняются расчет рабочего процесса двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой, а также оптимизация основных параметров двигателя на номинальном режиме работы с учетом влияния степени сжатия в кривошипной камере (степени повышения давления воздуха на впуске) и угла опережения зажигания на эффективность протекания рабочего процесса в камере сгорания двигателя.

С помощью оптимизации степени сжатия в кривошипной камере обеспечивается наилучшее наполнение цилиндра, уменьшается расход топлива, увеличивается мощность двигателя.

Благодаря оптимизации угла опережения зажигания улучшается качество сгорания топливоздушной смеси. При излишне большом угле опережения зажигания сгорание смеси начинается слишком рано, создается большое противодействие ходу поршня к верхней мертвой точке и давление в цилиндре оказывается чрезмерно большим, тем самым двигатель перегревается, а его мощность и экономичность не достигают максимальных значений. Слишком малый угол приводит к запаздыванию развития сгорания, мощность и экономичность не достигают возможных значений.

Расчет рабочего процесса выполняется для одного цилиндра двигателя с целью упрощения одномерной математической модели.

В результате выполненной оптимизации рабочего процесса по выбранным двум параметрам отмечается, что для получения максимальной мощности и лучших показателей наполнения цилиндра двигателя предпочтительно выбрать значения степени повышения давления на впуске равным 1,35; угол опережения зажигания 20 градусов поворота коленчатого вала (рис. 3 и 4).



**Рисунок 3.** Зависимость мощности двигателя от степени сжатия в кривошипной камере



**Рисунок 4.** Эффективная мощность в зависимости от угла опережения зажигания

С учетом выбора оптимального угла опережения зажигания и степени сжатия воздуха в кривошипной камере выполняется повторный расчет рабочего процесса, по результатам которого улучшены основные параметры двигателя:

- Эффективная мощность повышена на 15,5 %.
- Удельный эффективный расход топлива снижен на 21,5 %.
- Коэффициент наполнения повышен на 5 %.

Результаты оптимизации параметров двигателя представлены в таблице 1.

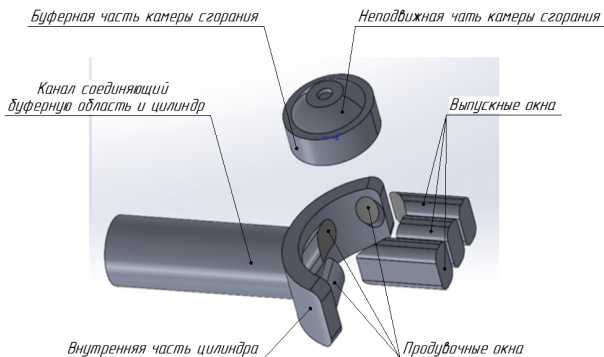
Т а б л и ц а 1

**Результаты оптимизации параметров двигателя**

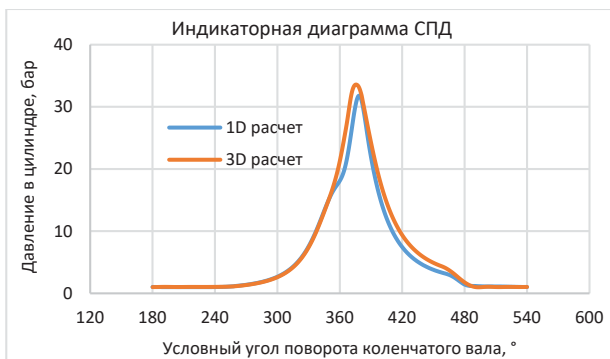
Показатели	Значения параметров до оптимизации	Значения параметров после оптимизации
Мощность двигателя, кВт	5,24	6,18
Удельный расход топлива, г/кВт*ч	619	492
Коэффициент наполнения	0,403	0,424
Максимальное давление цикла, бар	49,87	33,62

## Трехмерное моделирование рабочего процесса свободнопоршневого двигателя

Использование современных методов математического моделирования в трехмерной постановке для расчета индикаторных и эффективных показателей двигателя позволяет существенно сократить затраты времени на расчетные исследования и анализ внутрицилиндровых процессов в камере сгорания двигателя. Для выполнения расчета смоделирована расчетная область, построенная на базе геометрии поршневой части (рис. 5).



**Рисунок 5.** Расчетная область, построенная на базе геометрии поршневой части



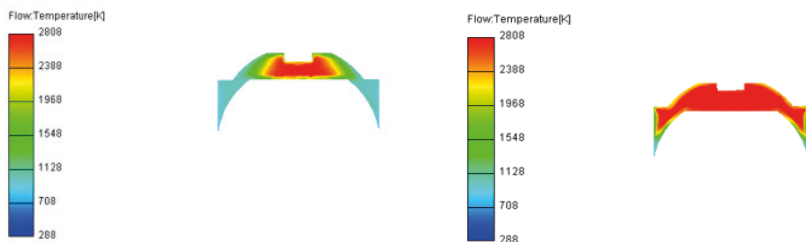
**Рисунок 6.** Верификация математической модели двигателя по индикаторной диаграмме

По полученным результатам одномерного моделирования рабочего процесса взяты начальные и граничные условия для расчета рабочего процесса двигателя в трехмерной постановке. Для осуществления корректного выполнения расчета, движение поршней в цилиндре двигателя задается в зависимости от условного угла поворота коленчатого вала, а не от времени.



На основе расчетов в различных постановках осуществлена верификация математической модели по индикаторной диаграмме двигателя на номинальном режиме работы. Погрешность значений максимального давления в цилиндре составляет не более 5 %.

Проиллюстрировано распространение температуры в цилиндре двигателя в сечении камеры сгорания (рис. 7). Поля температур при различных положениях поршня позволяют судить о достаточно эффективном протекании процесса сгорания: фронт пламени распространяется по объему камеры равномерно, и к моменту достижения максимального давления цикла практически не остается областей с недогоревшей смесью.

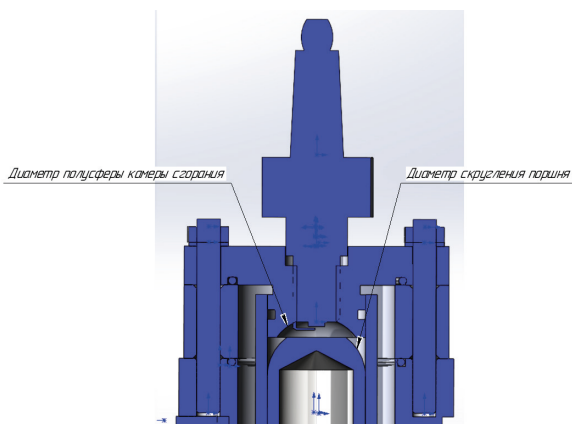


**Рисунок 7.** Распределение температуры в цилиндре двигателя в сечении камеры сгорания в ВМТ и в момент достижения максимального давления

### Выбор оптимальной конфигурации камеры сгорания

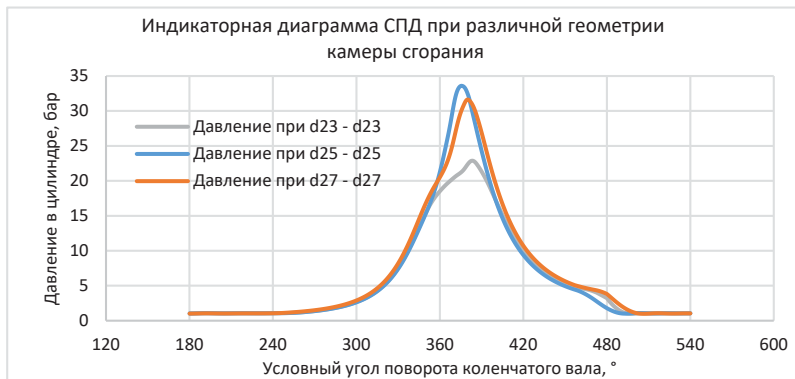
При доводке рабочего процесса осуществляется варьирование следующих параметров камеры сгорания (рис. 8):

- диаметр скругления поршня;
- диаметр полусферической камеры сгорания.

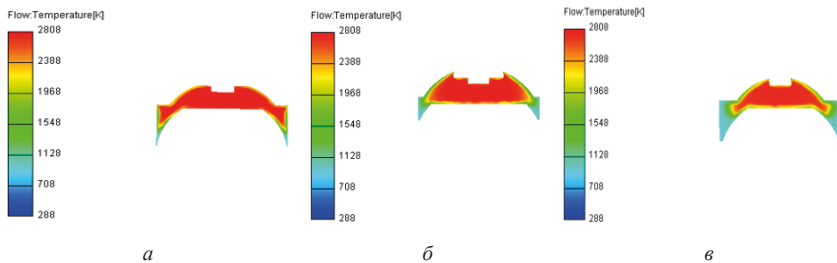


**Рисунок 8.** Варьируемые параметры камеры сгорания в цилиндре двигателя

Проведены трехмерные расчеты с измененной геометрией камеры сгорания и с сохранением постоянной степени сжатия 11,4. Значения диаметра скругления поршня и полусферы камеры сгорания выбраны 23, 25 и 27 мм соответственно. Результаты приведены на рис. 9–10.



**Рисунок 9.** Сравнение индикаторных диаграмм при различной геометрии камеры сгорания



**Рисунок 10.** Распределение температуры в цилиндре двигателя в сечении камеры сгорания в момент достижения максимального давления при различных диаметрах полусферы камеры сгорания и диаметрах скругления поршня:

а — dполусферы = 25 мм и dскругления = 25 мм; б — dполусферы = 27 мм и dскругления = 27 мм; в — dполусферы = 23 мм и dскругления = 23 мм;

При сохранении геометрической степени сжатия 11,4 для различных камер сгорания, выбираются диаметр скругления поршня и диаметр полусферы камеры сгорания равные 25 мм для улучшения протекания процесса сгорания в цилиндре двигателя.

## Заключение

Приведено описание авиационного свободнопоршневого двигателя, работающего совместно с линейным генератором. Простота конструкции данной установки

дает возможность сказать о том, что данный двигатель возможно применять как в качестве вспомогательной силовой установки на летательных аппаратах, так и в составе гибридных приводов авиационной техники.

По результатам расчета рабочего процесса в одномерной постановке выполнена оптимизация параметров двигателя на номинальном режиме: основные параметры были существенно улучшены.

Верификация математической модели свободнопоршневого двигателя позволяет судить о корректных результатах расчета рабочего процесса при использовании трехмерного подхода. В дальнейшем необходимо выполнить усовершенствование трехмерной математической модели по результатам экспериментальных исследований для получения уточненных эффективных и индикаторных показателей двигателя. По итогу проведенного исследования по определению влияния формы камеры сгорания на рабочий процесс в двигателе, установлено что лучшими с точки зрения рабочего процесса двигателя является камера сгорания с диаметром скругления поршня и диаметром полусферы камеры сгорания равным 25 мм.

### Литература

1. *Духанин В. И., Кецапис А. А.* Анализ конструкции автомобильного генератора возвратно-поступательного движения // Известия Московского государственного технического университета «МАМИ». 2012. № 2. С. 74.
2. *Бабикова Н. Л., Валеев А. Р.* Электродвигатель для зарядного устройства // Сборник трудов IV Всероссийской зимней школы-семинара аспирантов и молодых ученых. Уфа, 2009. Т. 2. С. 49.
3. *Сергеенкова Е. В., Федин М. А.* Исследование линейного синхронного генератора с постоянными магнитами, преобразующего энергию колебаний в электрическую // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. 2011. № 3. С. 13.
4. *Mikalsen R., Roskilly A. P.* The design and simulation of a two-stroke free-piston compression ignition engine for electrical power generation // Applied Thermal Engineering. 2008. Vol. 27. P. 589–600.
5. *Van-Trang N., Pyung H.* A Calculation Model of Free-Piston Internal Combustion Engine // IJISSET. 2020. Vol. 6. P. 56–59.

Научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2024.  
Перспективные направления развития авиадвигателестроения»

---

# Менеджмент в авиадвигателестроении



*А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина*

ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет  
им. академика С. П. Королева», Самара  
dmitriev57@rambler.ru

## **ПРИНЯТИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ И РОБАСТНЫХ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ТРИЗ И ПЛАНИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА**

*Аннотация.* Современные условия требуют принятия управленческих решений, в соответствии с целым рядом критериев. Решения должны быть не только своевременными, но и соответствовать существующим ограничениям. В первую очередь, необходимо учитывать ограничения ресурсов. Более того, новым критерием управленческих решений является их робастность, то есть устойчивость в условиях постоянно и быстро изменяющегося контекста. Предлагается экспертная модель принятия управленческих решений на основе современных инструментов теории решения изобретательских задач и планирования качества.

### **Введение**

В современных условиях высоких скоростей создания новых продуктов и высокой конкуренции необходимы новые подходы к принятию управленческих решений. Экспертные системы, разработанные в конце 20 века, уже не позволяют принимать управленческие решения в соответствии с новыми реалиями. Контекст, в которых существуют организации стремительно изменяется. Кроме того, что принимаемые решения должны быть своевременными и эффективными, они должны обладать устойчивостью в условиях изменения внешних и внутренних факторов.

Для поиска эффективных и устойчивых решений передовые компании все чаще прибегают к современным инструментам планирования качества, анализа рисков, планирования экспериментов, а также появляются потребности применения инструментов теории решения изобретательских задач.

### **1. Инновационное предпринимательство. Управленческие проблемы и решения**

В соответствии с ГОСТ Р 57313 под инновацией понимается реализация нового или существенно улучшенного продукта (товара, услуги), процесса, нового метода маркетинга или нового организационного метода ведения бизнеса, организации рабочего места или внешних взаимодействий [1].

При этом инновационный процесс часто рассматривается как процесс принятия решения в виде «черного ящика» (рис. 1).



**Рисунок 1.** Модель инновационного процесса

В то время, как данная модель не может дать полное представление о внутреннем устройстве системы управления инвестиционной деятельностью, она позволяет описывать и изучать ее внешний контекст: входы, выходы, управляющие воздействия и ресурсы [2].

Управление инновационным процессом осуществляется в соответствии с циклом менеджмента PDCA (планируй-делай-контролируй-улучшай), который лежит в основе процесса «Управление и организация» операционного уровня менеджмента инновационных проектов [1].

Первым этапом является «Формулирование/структурирование проекта», цель которого — уточнить проект и определить его составляющие: ресурсы, организацию (команда), планирование (вехи, операционное планирование), финансирование. А также определить элементы отчетности и единицы отчетности, которые необходимо представить согласно указаниям. Второй этап — «Организация проекта». Цель — разработка оптимальной конфигурации для успешной реализации проекта: планирование, управление, координирование, отчетность. Предоставление элементов решения для перехода к фазе развития. На третьем этапе «Управление разработкой» осуществляется выполнение проекта, предоставляются элементы решения для перехода к фазе запуска. На четвертом этапе «Мониторинг запуска» ведется мониторинг развертывания и передачи всех результатов инновационного проекта.

Для решения современных проблем управления, в условиях ограничений, постоянного и быстрого изменения внешних и внутренних факторов становится невозможным использование достаточно статичных алгоритмов принятия решения, разработанных в конце 20 века. Усиливается роль эксперта в процессе принятия решения как на этапе отбора необходимой основной и дополнительной информации, так и далее на этапах анализа ограничений и рисков и выбора решений [3, 4].

Современный этап развития науки и технических систем отличается от предыдущих — совершение крупных научных открытий стало редкостью, поиск нового в той или иной области требует привлечения знаний, опыта и технологий из смежных или даже далеких сфер деятельности. Требуется высокая степень взаимного проник-

новения, дополнения и согласованности знаний, полученных в различных областях науки и техники. Кроме возникновения новых наук на пересечении традиционных ее направлений (например, химическая физика, бионика, экономическая география), широкое применение находят идеи и методы, ранее применявшиеся исключительно в одной узкой области [5].

В современных условиях передовые компании используют методический аппарат направленного поиска решений. Так, решения, разработанные с использованием теории решения изобретательских задач (ТРИЗ), используют такие компании, как «Boeing» и «Dow Chemical», «United Technologies's Otis Elevator» и «Samsung Electronics»; «Hewlett Packard» и «Ford Motor Company» [5].

## 2. Основные положения инструментов ТРИЗ

В 1946 году советский инженер, учёный и писатель-фантаст Г.С. Альтшуллер на основе существующей патентной базы изучал приёмы решения задач, чаще всего используемые изобретателями и разработал 40 основных приемов. В 1980-х годах эту теорию брали за основу методики преподавания и использовали на заводах.

ТРИЗ, или теория решения изобретательских задач — это набор методов решения задач и усовершенствования систем, в основе которых лежит креативный подход. Целью ТРИЗ является не столько получение конкретного решения, сколько развитие гибкого мышления, способности решать сложные задачи изящным и эффективным способами. Инновационная воронка современной ТРИЗ демонстрирует возможность на раннем этапе генерировать и предлагать в 5–10 раз меньше уже более подходящих идей и решений, что повышает эффективность инновационного процесса.

По существу, решения ТРИЗ направлены на достижение идеального конечного результата, которое разрешает существующее физическое, техническое или административное противоречие. Основными в ТРИЗ являются термины «противоречие» и «идеальный конечный результат».

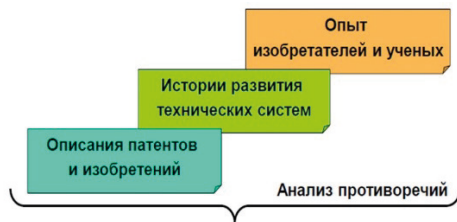
Классическая теория ТРИЗ различает три вида противоречий [6, 7, 8]:

- 1) административное — когда нужно улучшить систему, но непонятно, как это сделать;
- 2) техническое — улучшение одной части системы или одного параметра ухудшает другие;
- 3) физическое — часть системы должна находиться в разных физических состояниях одновременно.

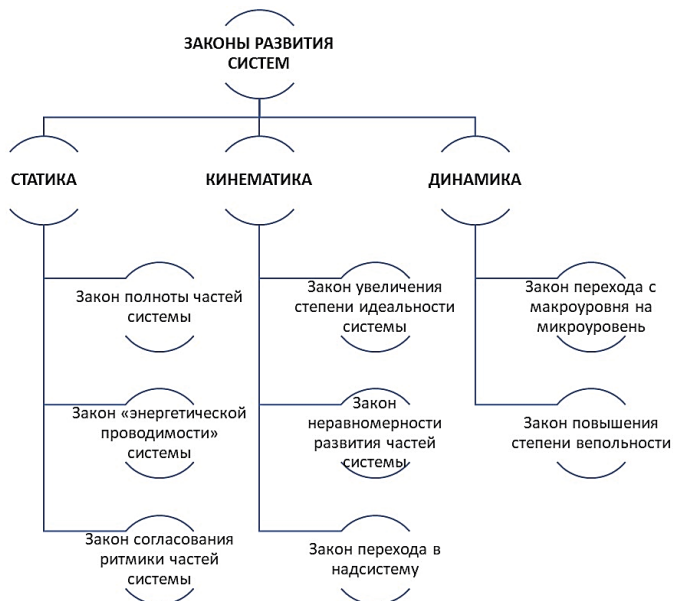
Идеальный конечный результат (ИКР) в ТРИЗ — ситуация, когда система сама выполняет нужное действие и не допускает при этом нежелательных эффектов. Информационные источники для анализа противоречий и поиска решения приведены на рис. 2.

Законы развития систем рассматриваются в трех направлениях: статика, кинематика, динамика (рис. 3).





**Рисунок 2.** Информационные источники ТРИЗ



**Рисунок 3.** Законы развития систем ТРИЗ

Для разрешения противоречий в ТРИЗ предполагается использование уже существующих ресурсов. На основе изученной патентной базы Г. С. Альтшуллер разработал таблицу разрешения противоречий, включающая 40 типовых приемов. Перечень типовых приемов — своего рода настольный справочник изобретателя [6–8].

Еще одним инструментом ТРИЗ является Алгоритм решения изобретательских задач (АРИЗ) — комплексная программа алгоритмического типа, основанная на законах развития технических систем и предназначенная для анализа и решения изобретательских задач. АРИЗ возник и развивался вместе с ТРИЗ. Первоначально АРИЗ назывался «методикой изобретательского творчества» [6–8]. Опубликованный АРИЗ версии 85В включает 9 частей:

- 1) анализ задачи;
- 2) анализ модели задачи;
- 3) определение идеального конечного результата и физического противоречия;
- 4) мобилизация и применение вещественно-полевых ресурсов;
- 5) применение информационного фонда;
- 6) изменение или замена задачи;
- 7) анализ способа устранения физического противоречия;
- 8) применение полученного ответа;
- 9) анализ хода решения.

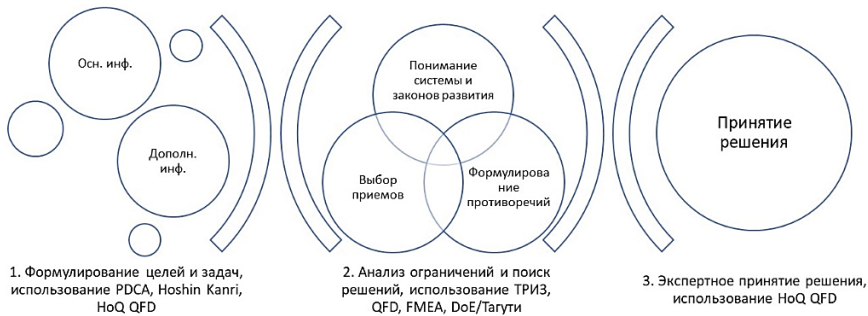
Каждая часть предполагает выполнение нескольких шагов и экспертное участие. Так, например, часть 7 предполагает выполнение четырех шагов, целью которых является проверка качества полученного ответа. Физическое противоречие должно быть устранено почти идеально, «без ничего». Предполагается, что лучше затратить дополнительное время и усилия на получение нового, более сильного, ответа, чем длительное время (если не всегда) бороться за плохо внедряемую слабую идею.

### **3. Применение ТРИЗ для управленческих задач. Экспертиза инновационных решений**

Одной из интересных идей, выдвинутых в рамках разработки проблематики методов направленного поиска является «Универсальная схема эволюции», которая в терминах законов развития технических систем весьма убедительно описывает закономерности развития системы любой природы [5]. Таким образом, цели ТРИЗ могут быть любыми. Например, в бизнесе с помощью ТРИЗ можно решать не только задачу создания нового продукта, но и использовать ТРИЗ для таких целей, как: устранить конфликты в цепочке поставок, радикально сократить затраты, спрогнозировать потенциальные риски новой модели, устранить конфликты при корпоративном слиянии, изобрести новую бизнес-модель и так далее.

Для решения задачи повышения эффективности и робастности принимаемых управленческих решений предлагается использовать синергию инструментов планирования качества, анализа рисков, планирования экспериментов, ТРИЗ и экспертизы, которые получают все большее распространение в современных условиях [3–10]. Концептуальная экспертная модель принятия управленческих решений на основе современных инструментов теории решения изобретательских задач и планирования качества представлена на рис. 4.

На первом этапе на основе исходных данных формулируются цели и задачи. Предлагается использовать цикл менеджмента PDCA, инструмент развертывания целей Hoshin Kanri и инструмент «Дом качества» (HoQ), которая применяется в методологии развертывания функции качества (QFD).



**Рисунок 4.** Экспертная модель принятия управленческих решений на основе современных инструментов теории решения изобретательских задач и планирования качества

На втором этапе проводится анализ ограничений и поиск решений. Этап включает шаги: понимание системы и законов развития, формулирование противоречий, выбор приемов. Предлагается использовать арсенал ТРИЗ и дополнительно использовать инструменты качества и анализа рисков (QFD, FMEA) и метод планирования экспериментов по Тагути для поиска робастных решений.

На третьем этапе осуществляется экспертное принятие решения с использованием инструмента «Дом качества» (HoQ).

### Результаты и обсуждение

Предложена концептуальная экспертная модель принятия управленческих решений на основе современных инструментов теории решения изобретательских задач и планирования качества для повышения эффективности и устойчивости решений к изменениям внешних и внутренних факторов.

Инструменты планирования качества, анализа рисков, планирования экспериментов — давно и с успехом применяются для принятия решений в системах управления качеством.

В дальнейшем предполагается автоматизировать предлагаемую модель экспертной системы для использования в качестве инструмента принятия корпоративных и управленческих решений.

### Литература

- ГОСТ Р 57313-2016 Инновационный менеджмент. Руководство по управлению инновациями. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200142668?section=text> (дата обращения: 01.07.2024).
- Егоров А. Ю., Макаров О. А. Моделирование системы управления инвестиционной деятельностью ИТ-компании // ТДР. 2012. № 6–3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-sistemy-upravleniya-investitsionnoy-deyatelnostyu-it-kompanii> (дата обращения: 01.07.2024).

3. Горбунов Д. В., Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А. Экспансия экспертной деятельности при развитии технологий big data в условиях четвертой промышленной революции // Вестник Самарского университета. Экономика и управление. 2022. № 1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/ekspansiya-ekspertnoy-deyatelnosti-pri-razvitiy-tehnologiy-big-data-v-usloviyah-chetvertoy-promyshlennoy-revolutsii> (дата обращения: 01.07.2024).
4. Горбунов Д. В., Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А. Принятие корпоративных решений в машиностроении на основе экспертиз // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 5. С. 537–543.
5. Панова Е. С. Особенности развития организационных и технических систем в условиях инновационной экономики // МИР (Модернизация. Инновации. Развитие). 2016. Т. 7. № 2. С. 61–68. doi: 10.18184/2079-4665.2016.7.2.61.68
6. ТРИЗ как метод развития творческого мышления // NETOLOGY.RU URL: <https://netology.ru/blog/06-2020-what-is-triz> (дата обращения: 01.07.2024).
7. Альциуллер Г. С. Найти идею: Введение в ТРИЗ — теорию решения изобретательских задач. М.: Альпина Пабlishер, 2013. 402 с. ISBN 978-5-9614-4289-2. URL: [http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1\\_id=32475](http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=32475) (дата обращения: 01.07.2024).
8. Приемы устранения технических противоречий. URL: <http://www.triz.natm.ru/instrum/40priem.htm>
9. Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А., Назаров А. А. Совершенствование параметрического проектирования сложных изделий авиационной техники методами менеджмента качества QFD и FMEA // Климовские чтения-2019: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 18 октября 2019 года. СПб.: Скифия-принт, 2019. С. 369–378.
10. Дмитриев А. Я., Ваиуков Ю. А., Митрошкина Т. А. Робастное проектирование и технологическая подготовка производства изделий авиационной техники. Самара: Самарский национальный исследовательский университет им. акад. С. П. Королева, 2016. 76 с.

**В. А. Судаков, А. А. Мусеев, В. Л. Зильберберг**

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург  
sudakovva@klimov.ru , museev\_aa@klimov.ru

## **РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРЕБОВАНИЯМИ АО «ОДК-КЛИМОВ»**

**Аннотация.** В связи со сложностью разрабатываемых высокотехнологичных изделий, таких как газотурбинный двигатель, и необходимостью эффективного управления их жизненным циклом, современное инженерное сообщество обратилось в сторону высокопроизводительных вычислений и глобальной цифровизации. Так в последнее десятилетие, помимо систем цифрового проектирования, на рынке инженерного инструментария появились технологии «Цифровых двойников». Неотъемлемой частью таких технологий является система-агрегатор, позволяющая управлять требованиями и реагировать на изменения исследуемой конструкции на уровне междисциплинарных моделей и требований. Для управления требованиями необходимо составлять, редактировать, изменять матрицу требований, целевых показателей и ограничений. Программа RakeRMS, рассмотренная в данной статье, предназначена для управления требованиями, она предоставляет множество инструментов, в том числе для создания и управления спецификациями требований, формирования многоуровневых матриц, управления изменениями и повторного использования требований. Программа нашла свое применение в деятельности АО «ОДК-Климов» и демонстрирует положительные результаты в процессе разработки цифровых двойников.

### **Введение**

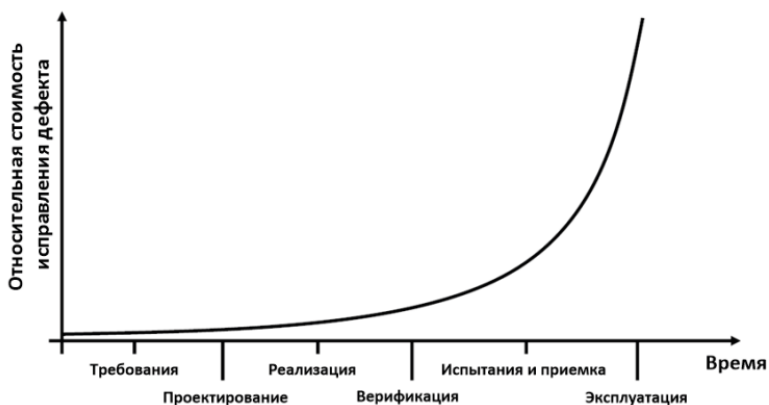
Современные изделия становятся все более сложными и требуют значительных ресурсов на этапах разработки, тестирования и производства. Традиционные методы испытаний зачастую оказываются слишком затратными и неэффективными. С ростом вычислительных мощностей и развитием технологий появилась возможность создания точных виртуальных копий реальных объектов, что позволило значительно сократить расходы на разработку и ускорить процессы проектирования.

В соответствии с определением по ГОСТ Р 57700.37-2021 «Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения» цифровой двойник изделия (ЦДИ) — это система, состоящая из цифровой модели изделия и двусторонних информационных связей с изделием (при наличии изделия) и (или) его составными частями [1]. ЦДИ обладают множеством преимуществ. С помощью ЦДИ можно эффективно решать задачи оптимизации, прогнозирования и анализа. Основное назначение цифровых двойников заключается в возможности проведения виртуальных испытаний и анализа изделия на различных этапах его жизненного цикла. Это позволяет:

- сократить затраты: Виртуальные испытания требуют только компьютерных ресурсов, что значительно дешевле реальных тестов, требующих физиче-

ского производства прототипов. В традиционных методах стоимость внесения изменений или исправления ошибок на этапе подготовки к производству возрастает экспоненциально по мере приближения к завершающим стадиям (рис. 1);

- ускорить разработку: Возможность параллельного моделирования и тестирования позволяет быстрее выявлять и устранять недостатки;
- повысить качество: ЦДИ позволяют проводить множество тестов и сценариев, что улучшает качество конечного продукта;
- оптимизировать процессы: Использование ЦДИ помогает в оптимизации различных процессов, таких как дизайн, производство и эксплуатация изделий.



**Рисунок 1.** Рост стоимости исправления дефекта в зависимости от стадии производства

Конкурентоспособное изделие должно удовлетворять ряду требований, установленных в техническом задании и других нормативных документах. Некоторые требования могут иметь противоречивый характер. В процессе разработки изделие (система) декомпозируется на подсистемы и компоненты, выполняющие собственные определенные функции, которые необходимо количественно описать с помощью целевых показателей [2]. Требование – это требуемая (ожидаемая) количественная или качественная характеристика, или свойство объекта, а также связанные ограничения и условия [3].

Инструментом учета требований, целевых показателей и ограничений является многоуровневая система требований. Наиболее удобным форматом ее оформления может быть матрица требований и целевых показателей. По мере детализации требований на целевые показатели происходит наполнение и последовательное формирование этой матрицы.

Матрица требований и целевых показателей должна обеспечивать возможность не только отслеживания взаимного влияния элементов или нарушения тех или иных ограничений, но и позволять в кратчайшие сроки вносить необходимые изменения и уточнения — осуществлять оперативное «управление требованиями и изменениями» в процессе реализации проекта [2].

Для решения указанных задач, с учетом имеющегося опыта, специалистами АО «ОДК-Климов» разработана собственная система управления требованиями — RakeRMS. Система позволяет выполнять процедуры управления требованиями на всех этапах разработки изделия, создавать и управлять спецификацией требований, создавать многоуровневую матрицу требований, управлять изменениями требований, повторно использовать требования, просматривать историю получения показателей, формировать отчет по требованиям, организовывать ролевую модель управления изменениями требований, осуществлять прослеживаемость выполнения требований, управлять расчетными данными. Взаимодействие с программой осуществляется через удобный графический интерфейс.

### **Основная часть**

В соответствии с ГОСТ Р 591194-2020 существуют следующие требования к разработке системы управления требованиями [3]:

- возможность создавать и управлять спецификацией требований;
- возможность создавать многоуровневую матрицу требований
- наличие библиотеки типовых требований;
- возможность управлять изменениями требований;
- возможность повторно использовать требования;
- наличие истории получения показателей;
- возможность формировать отчет по требованиям;
- наличие ролевой модели управления изменениями требований;
- возможность верифицировать требования;
- возможность управлять расчетными данными;
- наличие прослеживаемости выполнения требований.

Рассмотрим основные элементы программного продукта RakeRMS. Вход в программу осуществляется посредством ввода логина и пароля. Каждому пользователю в зависимости от его роли в технологическом процессе присваиваются свои права на чтение, редактирование или администрирование.

Программа RakeRMS имеет интерфейс, изображённый на рисунке 2. В левой части интерфейса формируется дерево для управления системами изделия, а также дерево с перечнем требований с возможностью поиска. Для каждого варианта изделия по уровням отображается матрица требований и целевых показателей с возможностью сортировки по соответствию / несоответствию / отсутствию расчётных значений, что удовлетворяет требованию к прослеживаемости выполнения требования.

Существует возможность добавления в хранилище для данного изделия функциональной схемы, источников требований и структуры уровней требований.

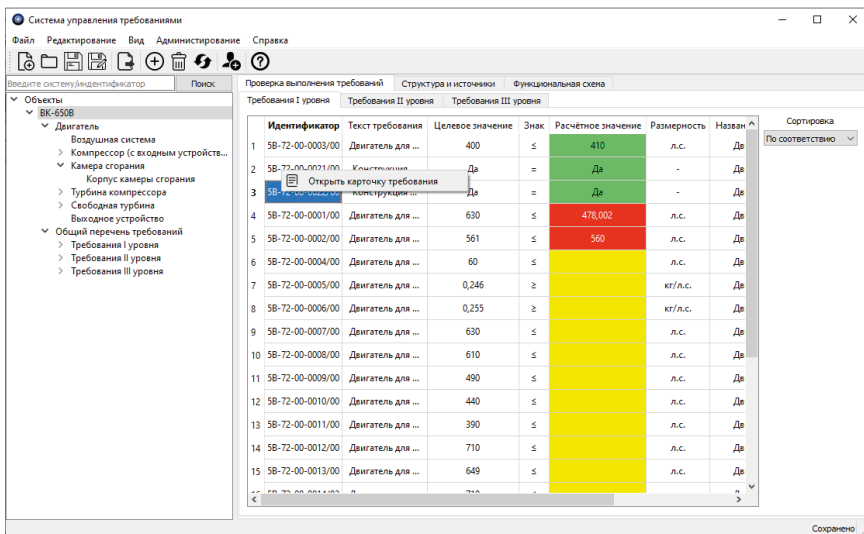


Рисунок 2. Общий вид интерфейса программы RakeRMS

Из каждой системы можно перейти в карточку требования, содержащую идентификатор требования, наименование системы, вид требования, код метода определения соответствия (МОС), этапы жизненного цикла, подразделение-заказчик, подразделение-исполнитель, родительское требование, текст требования, целевое значение и условия (рис. 3). При обновлении расчётного или целевого значения предусмотрена цветовая индикация состояния. Зелёный — требование выполнено, красный — не выполнено, жёлтый — значение не заполнено или заполнено некорректно. Карточка требования доступна для редактирования только определённой группе пользователей. Также для каждого требования есть вкладка «Описание расчётной модели», где можно указать тип расчётной модели, ссылку на модель, описание и примечание.

В каждой системе имеется возможность добавлять и удалять требования (рис. 4), а также выполнить наполнение информации о требованиях.

Расчётное значение можно обновить автоматически после проведения расчётов в специализированных программах автоматизации. Для этих целей в АО «ОДК-Климов» применяется программный продукт pSeven Enterprise (p7). В p7 создан специальный блок, выгружающий полученные значения (рис. 5). После нажатия на кнопку «Обновить расчётные значения» в RakeRMS происходит обновление всех расчётных значений в требованиях, для которых были проведены расчёты.



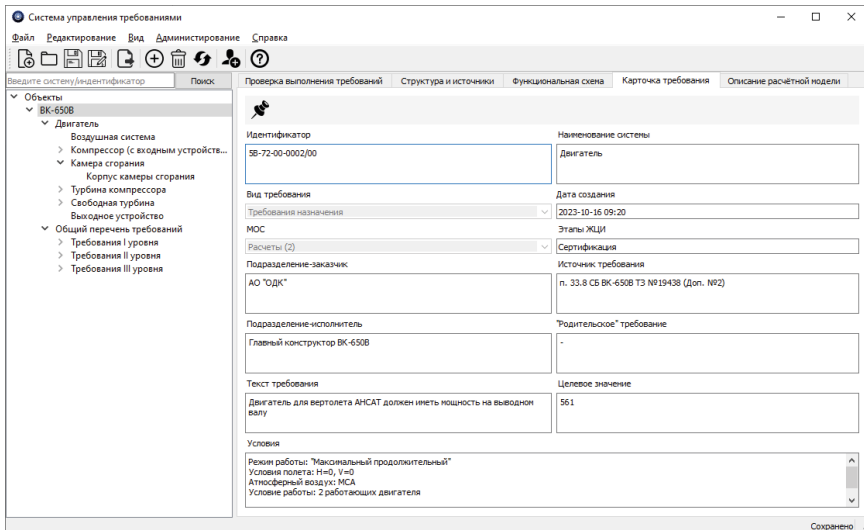


Рисунок 3. Вид карточки требования

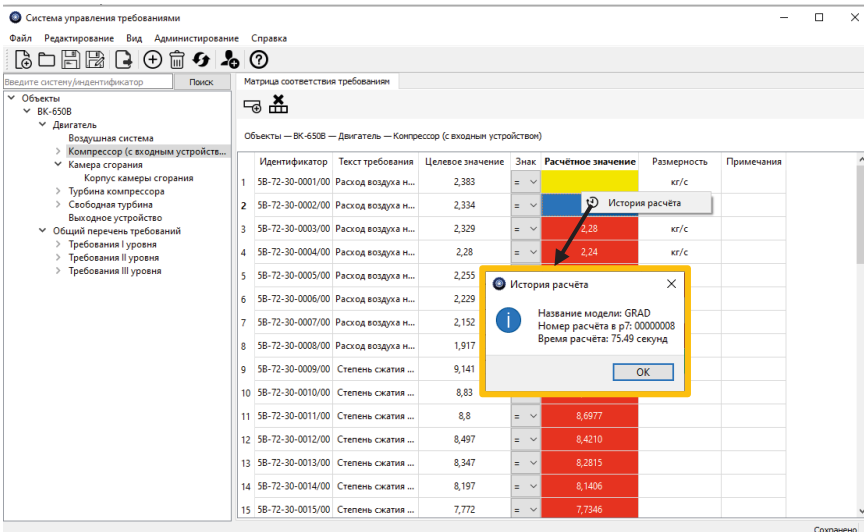


Рисунок 4. Создание и управление спецификацией требований

Формирование отчёта по требованиям организовано в виде создания табличного файла, в котором представлена вся необходимая информация по требованиям (рис. 6).

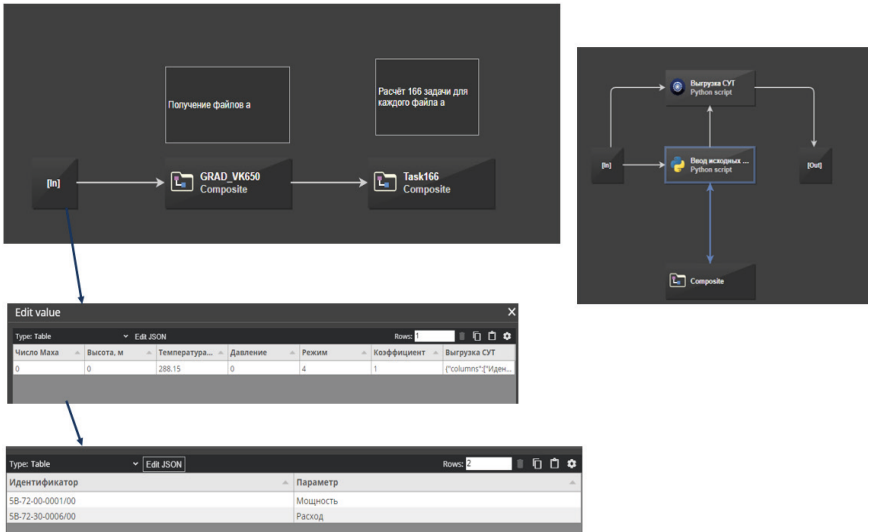


Рисунок 6. Пример интеграции с pSeven Enterprise для выгрузки расчётных значений

Система управления требованиями

Файл Редактирование Вид Администрирование

VK-650B

Объекты VK-650B

Идентификатор	"Рудительские" требования	Текст требования	Условия	Целевое значение	Расчётное значение	Единицы измерения
58-72-00-0022/00	-	Конструкция двигателя должна соответствовать требованиям	ТЗ на узлы	Да	Нет	Длина
58-72-00-0003/00	-	Двигатель для вертолета АНСАТ должен иметь мощность на выходном валу	Режим работы: "Вспомогательный" Условия полета: ИЧД, V=0 Атмосферный состав: МСА Условие работы: 2-рабочие/запасной двигатель	630	630	л.с.
58-72-00-0002/00	-	Двигатель для вертолета АНСАТ должен иметь мощность на выходном валу	Режим работы: "Максимальный/продолжительный" Условия полета: ИЧД, V=0 Атмосферный состав: МСА Условие работы: 2-рабочие/запасной двигатель	565	560	л.с.
58-72-00-0003/00	-	Двигатель для вертолета АНСАТ должен иметь мощность на выходном валу	Режим работы: "Трейдерский" Условия полета: ИЧД, V=0 Атмосферный состав: МСА Условие работы: 2-рабочие/запасной двигатель	400	410	л.с.

Подразделение заказчика	Подразделение исполнителя	Имя требования	Статус	Вид требования
АО "ОД"	Главный конструктор ВК-650B	п. 33.8.4, п. 33.8.4.5, п. 33.8.5, п. 33.8.7, п. 33.8.8, п. 33.84.04-05 ВК-650B Т3 №10438		Требования назначения
АО "ОД"	Главный конструктор ВК-650B	п. 33.8.02 ВК-650B Т3 №10438 (Вкл. №2)		Требования назначения
АО "ОД"	Главный конструктор ВК-650B	п. 33.8.02 ВК-650B Т3 №10438 (Вкл. №2)		Требования назначения
АО "ОД"	Главный конструктор ВК-650B	п. 33.8.02 ВК-650B Т3 №10438 (Вкл. №2)		Требования назначения

Требования I уровня    Требования II уровня    Требования III уровня

Рисунок 6. Формирование отчёта по требованиям

Повторное использование требования осуществлено в виде возможности дублирования вариантов изделий (рис. 7).

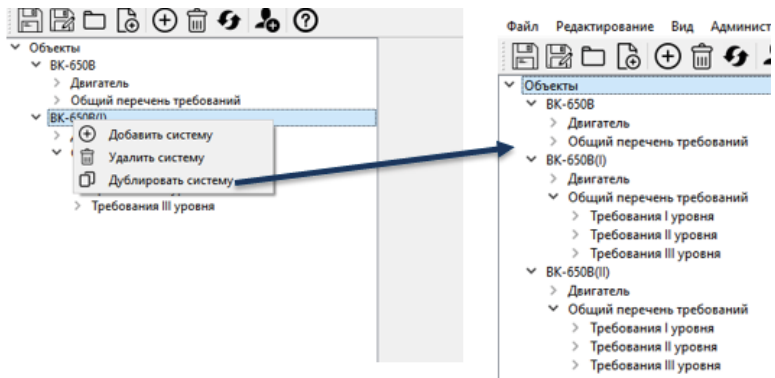


Рисунок 7. Возможность дублирования изделия

## Заключение

Использование технологии цифровых двойников при разработке изделий, в частности, при переходе на мультидисциплинарное компьютерное моделирование, требует наличия специализированной системы, связывающей требования к изделию и результаты анализа конструкции.

Программа RakeRMS, как альтернативный вариант прочим коммерческим продуктам, соответствует большинству требований к разработке системы управления требованиями и позволяет использовать её в действующих проектах. Продукт создан конструкторами для конструкторов и является гибким решением, поскольку процесс его создания и совершенствования исходит из внутренних потребностей и задач ОКБ. Простой и понятный графический интерфейс позволяет любому участнику процесса без специальных знаний приступить к выполнению своих задач.

На данный момент апробация системы выполнена в рамках проекта по созданию цифрового двойника двигателя ВК-650В с целью подтверждения требований к ресурсным показателям основных деталей двигателя и достаточности их охлаждения, а также при проверке требований по газодинамической устойчивости двигателя в ожидаемых условиях эксплуатации.

## Литература

1. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения; <https://internet-law.ru/gosts/gost/75810/>
2. Цифровые двойники изделий. Модуль 1. Подходы к определению понятия «цифровой двойник». Тема 3. Концепция цифровых двойников изделий. Конспект // Открытое образование. URL: <https://openedu.ru/course/spbstu/DIGTWIN/> (дата обращения: 01.07.2024).
3. ГОСТ Р 59194–2020. Управление требованиями. Основные положения; <https://internet-law.ru/gosts/gost/75310/>

# СОДЕРЖАНИЕ

*Елисеев В. А., Шарова Н. А., Тихомирова Е. А., Липин А. В., Шемет М. В.*  
Научно-технический задел, интеллектуальная и технологическая независимость – базис АО «ОДК-Климов» для проектирования двигателей ближней и дальней перспективы . . . . . 5

## РАЗДЕЛ 1. ТЕРМОДИНАМИКА И ГАЗОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Гаврилов И. Ю., Тищенко В. А., Попов В. В., Тищенко А. А., Грибин В. Г., Щучкин В. В.* Формирование граничных условий при экспериментальном исследовании плоских малоразмерных решеток турбомашин на трансзвуковых скоростях . . . . . 19

*Герасимов А. Б., Якунин А. И., Омельченко О. Б., Иванов П. К.* Влияние величин зазоров в проточной части газогенератора ТВД на основные характеристики двигателя . . . . . 33

*Давыдов А. А., Ковалева Н. Н., Вятков В. В.* Особенности формирования пленочного охлаждения сопловых аппаратов первой ступени газотурбинных двигателей в условиях неравномерности параметров потока на входе . . . . 41

*Добровольский И. С., Вятков В. В.* Исследование влияния размерности проточной части на аэродинамические характеристики системы «МПК-СТ-СА ТНД» с различным расположением стоек и соплового аппарата. . . . . 52

*Душиц-Коган Г. Д., Курсанова О. А.* О возможном способе оценки в эксплуатации режимов работы вентилятора двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя и воздухозаборника самолета . . . . . 59

*Загвоздкин Р. И., Пеганов А. Ю.* Проблемы создания двухступенчатого высоконапорного центробежного компрессора . . . . . 68

*Загородников С. А., Самойлов А. В., Силуянова М. В.* Оптимизация температурного режима в аппарате закрутки воздуха ТВД в двухконтурном турбореактивном двигателе с параметром взлетной тяги 7 тонн . . . . . 77

*Ильиных А. С., Хасанов С. М., Левитова О. Н.* Повышение эффективности смешения потоков первого и второго контуров за лепестковым смесителем . . . 83

*Красавчиков С. Д., Хасанов С. М., Гаврилова С. В., Шаглеева Л. В., Прокофьев Р. В.* Численное моделирование потерь полного давления в противообледенительной системе . . . . . 92

*Ковалева Н. Н., Вятков В. В., Давыдов А. А.* Особенности численного моделирования малоразмерного газотурбинного двигателя с учетом внутренних полостей . . . . . 97

<i>Коломин И. В.</i> Верификация расчетной модели одноступенчатого компрессора ГТД в ПО САЕ «ЛОГОС» . . . . .	105
<i>Леценко И. А., Буров М. Н.</i> Всережимная математическая модель для расчета параметров и характеристик ТРДД коммерческого самолета. . . . .	111
<i>Лободин Р. В., Пеганов А. Ю., Мариняк А. И.</i> Выбор параметров групп ступеней одновального компрессора с использованием диаграммы Кордые. . . . .	121
<i>Мамаев Б. И., Кузнецова А. Л.</i> Газодинамический расчет высокотемпературной турбины. . . . .	130
<i>Мамаев Б. И., Кузнецова А. Л.</i> Влияние охлаждения на параметры турбинной ступени . . . . .	136
<i>Мариняк А. И., Пеганов А. Ю.</i> Оценка применимости диаграммы Кордые для выбора проточной части центробежного компрессора . . . . .	142
<i>Мариняк А. И., Пеганов А. Ю.</i> Методика предварительного проектирования проточной части центробежной ступени. . . . .	150
<i>Мариняк А. И., Пеганов А. Ю.</i> Программа для сложения и согласования групп ступеней компрессора . . . . .	159
<i>Махмутов Р. Г.</i> Валидация виртуального эксперимента продувки компрессорных решеток профилей . . . . .	166
<i>Овсейчук Н. А., Попов Д. А.</i> Конвективный теплообмен в каналах систем охлаждения лопаток газотурбинного двигателя со штырьковой матрицей. . . . .	179
<i>Попова Д. Д., Сендюров С. И.</i> Анализ изменения теплового состояния лопаток соплового аппарата первой ступени турбины высокого давления при аккумуляции вулканического пепла . . . . .	189
<i>Покидько А. М., Давыдов А. А., Вятков В. В.</i> Влияние входной эпюры полного давления на аэродинамические характеристики плоской сопловой решетки . . . . .	195
<i>Фалалеев С. В., Юртаев А. А.</i> Создание комплексной методики проектирования системы РНА компрессоров ГТД . . . . .	205

## **РАЗДЕЛ 2. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И ТЕПЛОМАССОБМЕНА**

<i>Андреев В. В.</i> Неравномерность температур газа в камерах сгорания с диффузионным горением . . . . .	217
<i>Ильинков А. В., Стародумов А. В., Такмовцев В. В., Щукин А. В.</i> Эффективность пленочного охлаждения сопловых лопаток при нестационарном ддуве через веерные отверстия. . . . .	224
<i>Каровецкий А. А., Мелузов Р. М.</i> Особенности расчёта и проектирования камеры сгорания с испарительной системой топливоподачи . . . . .	231
<i>Хазов Д. Е., Коробанова Н. А., Балдина Е. А.</i> Определение теплового состояния колеса центробежного компрессора вспомогательной силовой установки . . . . .	239

### РАЗДЕЛ 3. ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Артамонов М. А., Старшинов Д. С., Пахомов Н. А.</i> Динамический и фрактографический анализ для определения причины усталостного разрушения рабочей лопатки турбины низкого давления ГТД . . . . .	249
<i>Гинзбург А. Е., Шубин А. Н., Васянин А. Ю.</i> Влияние динамики винта на прочность зубчатых передач авиационного редуктора . . . . .	256
<i>Гинзбург А. Е., Шубин А. Н., Васянин А. Ю.</i> Определение разрушающих нагрузок слабых звеньев авиационных трансмиссий . . . . .	261
<i>Жарков И. Н., Панин А. В.</i> Сравнение результатов расчёта количества циклов до разрушения по формуле Мэнсона с количеством циклов до разрушения, определённых по кривым деформирования . . . . .	267
<i>Канакин М. К.</i> Методика исследования лопатки вентилятора авиационного газотурбинного двигателя на ударную прочность при попадании постороннего предмета . . . . .	274
<i>Куприянов Л. А., Панин А. В.</i> Математическое моделирование испытания на птицестойкость входного направляющего устройства вертолётного двигателя . . . . .	282
<i>Никольская Э. А., Себелев А. А., Усов Д. В.</i> Виртуальные испытательные стенды для определения напряженно-деформированного состояния роторов мало-размерных газотурбинных двигателей . . . . .	291
<i>Павлов В. Г., Штырлов А. Е., Зотов В. А.</i> Адаптация математической модели оценки параметров шероховатости при фрезеровании сплавов Д16 и Л63 . . . . .	299
<i>Судаков В. А., Самсонов Д. С., Зильберберг В. Л.</i> Автоматизация расчета повреждаемости по длительной прочности по обобщенной кривой Ларсона—Миллера . . . . .	305
<i>Уваев С. Ф., Юрин С. П.</i> Комплексный анализ параметров работы двигателей семейства АИ-24 с увеличенными ресурсными показателями . . . . .	310
<i>Ширяев А. А., Миленин А. С.</i> Алгоритм определения допустимых параметров лазерной ударной обработки . . . . .	319

### РАЗДЕЛ 4. КОНСТРУКЦИЯ АГТД

<i>Боев А. А., Бутылкин С. В.</i> Особенности организации смазки подшипников приводных воздухоотделителей масляных систем . . . . .	327
<i>Гришинов О. А.</i> Некоторые технические решения, направленные на повышение эффективности маслоотделения суфлёров радиального типа . . . . .	333

<i>Карнов Ф. В., Поткин А. Н., Немтырева И. А.</i> Моделирование выходных кромок лопаток турбин с целью снижения кромоочных потерь . . . . .	338
<i>Лобанов В. К.</i> Системный подход к проектированию. Нулевой этап жизненного цикла АГТД. Концепция отработки параметра вибропрочности трубопроводов . . . . .	345
<i>Лобанов В. К., Шарова Н. А.</i> Системный подход к проектированию. Защита разработки. Обоснование размещения признаков изобретения по пунктам многозвенной формулы германского типа . . . . .	366

## **РАЗДЕЛ 5. ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Битюцкая О. Н., Петрушин Н. В., Рассохина Л. И., Авдеев В. В.</i> Литьё турбинных лопаток из жаропрочного никелевого сплава нового поколения ВЖЛ21 с поликристаллической структурой. . . . .	373
<i>Вершинина А. А., Тихомирова Е. А., Малинина С. В.</i> Влияние объемного содержания фазовых составляющих на механические свойства титановых ( $\alpha+\beta$ ) сплавов . . . . .	382
<i>Голубев В. Н., Кордюков А. В.</i> Электроэрозионная обработка жаропрочных сплавов на никелевой основе, состояние поверхностного слоя . . . . .	389
<i>Грязнова Л. В., Живушкин А. А., Солдатова М. В., Тихомирова Е. А.</i> Вариативность микроструктуры гетерогенных сплавов при оценке температурно-временной экспозиции деталей . . . . .	396
<i>Живушкин А. А., Грандильевская И. Г., Солдатова М. В., Христовова В. Ю.</i> К вопросу о механизмах коррозионного взаимодействия авиационных жаропрочных никелевых сплавов с покрытиями . . . . .	406
<i>Золкин В. Е., Зуев А. В., Тихомирова Е. А.</i> К вопросу об определяющей роли сплава в ресурсе конструкции при его длительном «старении» . . . . .	414
<i>Зотов В. А., Павлов В. Г., Сяожуй Май, Ишань Цзян, Евдокимов Д. В.</i> Исследование влияния режимов токарной обработки на шероховатость поверхности при использовании малоразмерного станка . . . . .	424
<i>Леонов А. А., Дуюнова В. А., Трофимов Н. В., Заводов А. В., Ашмарин А. А.</i> Особенности структурно-фазового состояния пожаробезопасного литейного магниевого сплава и их влияние на прочностные и жаропрочные характеристики . . . . .	430
<i>Овсеян С. В., Ахмедзянов М. В., Летников М. Н., Востриков А. В., Кононова И. С., Филонова Е. В.</i> Изготовление модельных заготовок дисков турбины ГТД деформацией гранулированного высокожаропрочного никелевого сплава ЭП975 . . . . .	440

<i>Петрушин Н. В., Базылева О. А., Римша Э. Г., Луцкая С. А., Артеменко Ю. В.</i> Интерметаллидные и коррозионностойкие жаропрочные никелевые сплавы для турбинных лопаток перспективных авиационных двигателей . . . . .	447
<i>Петрушин Н. В., Светлов И. Л., Карашаев М. М., Зайцев Д. В., Востриков А. В.</i> Эволюция фазового состава и механизмы ползучести жаропрочных никелевых сплавов для дисков ГТД в интервале температур 750–850 °С . . . . .	453
<i>Полонцов С. М.</i> Оптимизация геометрических параметров крыльчатки радиального суфлёра методом прототипирования . . . . .	462
<i>Подлипенец Т. В., Мареева Н. Д., Тихомирова Е. А., Малинина С. В.</i> К вопросу о дефектах трубопроводов на стадии приемки и изготовления и необходимости ужесточения требований по выходному контролю металлопродукции .	469
<i>Семёнов В. А.</i> Особенности конструирования трубчатого диффузора . . . . .	477
<i>Солдатова М. В., Тихомирова Е. А., Дегтярева С. П.</i> Особенности пластического деформирования корсетных образцов при испытаниях на термическую усталость стали 12Х18Н10Т . . . . .	483
<i>Сяожуй Май, Иишань Цзян, Зотов В. А., Евдокимов Д. В.</i> Разработка и оптимизация управляющей программы фрезерной обработки лопатки компрессора на малоразмерном станке . . . . .	497
<i>Шпагин А. С., Карашаев М. М., Капитаненко Д. В., Яшин М. С.</i> Современные методы изготовления заготовок дисков из жаропрочных никелевых сплавов для малогабаритных ГТД и ГТУ методом горячей объёмной штамповки в условиях НИЦ «Курчатовский институт» — ВИАМ . . . . .	505

## **РАЗДЕЛ 6. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

<i>Васильев Г. С., Шлейх О. А., Гаврилов Г. А., Сучков А. И., Сахаров Д. Ю.</i> Использование комплексной математической модели ГТД для разработки алгоритмов электронного управления . . . . .	515
<i>Герасимов А. Б., Пантелеева Е. А.</i> Метод определения запаса располагаемой мощности вертолётного газотурбинного двигателя . . . . .	523
<i>Даденков Д. А., Казанцев А. А., Мусаев Э. Э.</i> Особенности при разработке алгоритмов управления систем автоматического управления с применением модельно-ориентированного подхода . . . . .	530
<i>Душиц-Коган Г. Д., Ковалев А. П., Обошнев М. Ю.</i> О практических результатах выполнения запуска двухконтурного турбореактивного двигателя в полете с применением турбостартера . . . . .	538
<i>Душиц-Коган Г. Д., Кокунин Ю. В.</i> К вопросу об оптимизации управления расходом топлива в камеру сгорания турбостартера турбореактивного двигателя . . . . .	550



<i>Елисеева А. Ю., Санникова М. Е., Лебедева К. С.</i> Модернизация конструкции гидромеханического агрегата в связи с изменением распределения топлива по коллекторам МЭКС ГГ . . . . .	561
<i>Лакишин Г. М.</i> Расчётно-экспериментальный метод определения воздействий при виброиспытаниях электронных агрегатов САУ, устанавливаемых на индивидуальные виброизоляторах . . . . .	569
<i>Легконогих Д. С., Зеленин А. Н., Алхажжи М. Х.</i> Обеспечение тягово-экономических характеристик газотурбинных двигателей в условиях повышенной влажности воздуха . . . . .	576
<i>Плешивых А. С.</i> Моделирование алгоритмического метода повышения отказоустойчивости каналов измерений цифровой системы управления газотурбинного двигателя на основе адаптивного фильтра Язвинского . . . . .	589
<i>Ромашихин И. М., Сметанин С. А.</i> Исследование влияния гибридного управления на запасы газодинамической устойчивости ГТД на переходных режимах работы. . . . .	592
<i>Самотья А. А., Титов Ю. К.</i> Бездатчиковая система управления электроприводным топливным насосом. . . . .	600

## **РАЗДЕЛ 7. ИСПЫТАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Клинский Б. М.</i> Анализ погрешности результата косвенного измерения адиабатического КПД низконапорного вентилятора без подпорных ступеней . . . . .	611
<i>Столяров М. А.</i> Разработка и проектирование мобильных испытательных стендов для авиационных двигателей . . . . .	621

## **РАЗДЕЛ 8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

<i>Аксенов А. Г., Иванов А. М., Ермолаев А. С., Котельников А. В., Старков Д. А., Фурсенко Е. Н., Шамов Д. С.</i> Опыт разработки и внедрения технологий восстановительного ремонта методом лазерной порошковой наплавки в АО «ОДК-Авиадвигатель». . . . .	631
<i>Иванов Д. А., Петрова Т. В.</i> Обработка нестационарными воздушными потоками элементов конструкции воздушных судов с остаточными напряжениями	640
<i>Колесников И. А., Калемнев А. Ю.</i> Разработка нейросетевых моделей для контроля технического состояния двигателя. . . . .	649
<i>Коцюбинский С. В.</i> Анализ причин среза рессоры насоса ПН-99. . . . .	655

<i>Щёкин В. К., Князев А. В., Кравченко Н. Г., Фомина М. А.</i> Технические жидкости. Коррозионная активность и защитные свойства составов для промывки газоздушного тракта газотурбинного двигателя . . . . .	664
--	-----

## **РАЗДЕЛ 9. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ И СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ**

<i>Гарипов И. Р.</i> Гибридная силовая установка на базе газотурбинного двигателя с электрокомпрессором . . . . .	673
---	-----

<i>Прасолов Н. И., Зеленцов А. А., Костюченков А. Н.</i> Разработка перспективной авиационной силовой установки на базе свободнопоршневого двигателя . . . . .	684
--	-----

## **РАЗДЕЛ 10. МЕНЕДЖМЕНТ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

<i>Дмитриев А. Я., Митрошкина Т. А.</i> Принятие эффективных и робастных управленческих решений на основе современных инструментов ТРИЗ и планирования качества . . . . .	695
---	-----

<i>Судаков В. А., Мусеев А. А., Зильберберг В. Л.</i> Разработка системы управления требованиями АО «ОДК-Климов» . . . . .	702
--	-----

Компьютерная верстка *Ю. Ю. Таурина*

Подписано в печать 25.10.2024. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Усл.-печ. л. 41,62. Тираж 150 экз. Заказ № 17068.

Отпечатано в типографии «Скифия-Принт»  
С.-Петербург, ул. Б. Пушкарская, д. 10  
тел. (812) 982-83-94