

КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ – 2021:
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ
РАЗВИТИЯ АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

СБОРНИК СТАТЕЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



Санкт-Петербург
2021

УДК 629.7
ББК 39.55
К49

К49 Климовские чтения – 2021: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. — СПб.: Скифия-принт, 2021. — 244 с.

Сборник статей объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения — 2021. Перспективные направления развития двигателестроения».

Климовские чтения традиционно посвящены актуальным вопросам современного авиадвигателестроения и 75-летию опытно-конструкторского бюро. 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.

ISBN 978-5-98620-553-3

ISBN 978-5-98620-553-3

© АО «ОДК-Климов», 2021
© ООО «Скифия-принт», 2021



*Уважаемые коллеги!
Дорогие друзья!*

От имени Объединенной двигателестроительной корпорации приветствую участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2021. Перспективные направления развития авиадвигателестроения»!

«Климовские чтения» — это уже традиционная площадка, где молодые специалисты и даже студенты могут предъявить профессиональному сообществу свои самые смелые технические мысли, а опытные специалисты — ощутить свежий воздух новых идей и раздвинуть освоенные горизонты.

Успех всей корпорации зависит от изобретений и технических новшеств, которые обсуждаются на ежегодной научно-технической конференции. Смелая инженерная мысль всегда была двигателем прогресса.

«Климовские чтения — 2021» — это еще и инновационный мозговой штурм: отечественное двигателестроение уже сегодня должно решать задачи нового энергоперехода и новой промышленной революции, причем делать это в современных экономических и геополитических условиях.

Уверен, участники конференции готовы искать и находить прорывные ответы на самые сложные вызовы, а итоги нашей общей работы обеспечат корпорации и России лидерские позиции в авиадвигателестроении завтрашнего дня.

Желаю всем участникам «Климовских чтений — 2021» ярких идей и плодотворной работы!

*Александр Артюхов,
генеральный директор
АО «ОДК-Климов»*



Уважаемые коллеги!

От имени АО «ОДК-Климов» приветствую вас на научно-технической конференции «Климовские чтения — 2021. Перспективные направления развития авиадвигателестроения».

В современном мире определяющим фактором успеха в любой сфере является умение оперативно и эффективно реагировать на изменения вокруг, на все новые возникающие вызовы. Без движения вперед, постоянного поиска новых идей и освоения прорывных технологий в современном мире невозможно решение исследовательских, конструкторских, техно-

логических задач самого высокого уровня. Именно поэтому главной темой конференции «Климовские чтения» мы определили перспективные направления развития отрасли.

Ежегодно на одной площадке собираются студенты, специалисты крупных промышленных предприятий и научно-исследовательских институтов, представители экспертного сообщества, чтобы обсудить актуальные вопросы отечественного двигателестроения, определить вектор дальнейшего пути. Важнейшие из тем связаны с производственными технологиями и материалами, обеспечением прочности и надежности авиационных двигателей, разработкой систем автоматического управления, испытанием изделий.

Уверен, что участники мероприятия смогут выработать идеи и решения, реализация которых послужит стимулом для дальнейшего развития отрасли.

*А. И. Ватагин,
исполнительный директор
АО «ОДК-Климов»*



Дорогие друзья и коллеги!

Приветствую всех участников научно-технической конференции «Климовские чтения — 2021. Перспективные направления развития авиадвигателестроения»!

Конференция «Климовские чтения — 2021» имеет особое значение, ведь она проходит в год 75-летия создания опытно-конструкторского бюро АО «ОДК-Климов». В 1946 году в Ленинграде была заложена уникальная конструкторская школа, принципы которой по сей день являются основой деятельности предприятия в рамках реализации современных проектов.

Именно разработка и проектирование авиационных двигателей является ключевой компетенцией АО «ОДК-Климов» на протяжении многих десятилетий. Талантливые конструкторы и ученые, опытные инженеры, уникальные знания, передающиеся из поколения в поколение, — вот наше главное достояние, которым мы гордимся.

Конференция традиционно объединяет десятки специалистов со всей России для того, чтобы сохранять и развивать отечественные компетенции в области разработки и производства авиадвигателей. Важно, что все доклады, озвученные в рамках встречи, выдвинутые идеи и предложения имеют практическую пользу. Фактически мы с вами сегодня создаем благодатную почву для будущих перемен.

Уверен, что конференция пройдет в конструктивном и созидательном ключе и принесет желаемые результаты. Удачи вам и успехов!

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

ДЕЛИКАТНЫЙ ОТДЕЛ

В 2021 году «ОДК-Климов» отметил 75-летие со дня основания опытно-конструкторского бюро.



Празднование 75-летия ОКБ АО «ОДК-Климов», 1 июля 2021 года

По окончании Великой Отечественной войны мэтры создания авиационных двигателей Аркадий Швецов, Владимир Климов и Александр Микулин настаивали на выделении опытно-конструкторского бюро (ОКБ) из серийного производства и строительстве самостоятельных опытно-конструкторских заводов. Мнение «тройки великих» было услышано.

Время первых

В соответствии с Постановлением Совета министров № 1409-622 от 26 июня 1946 года и приказом министра № 414 от 1 июля 1946 года в Ленинграде при заводе № 466 было образовано Опытно-конструкторское бюро «по созданию новых образцов авиационных моторов, реактивных и газотурбинных двигателей...» Главным конструктором ОКБ (с 1956 г. — генеральным конструктором) был назначен Владимир Яковлевич Климов, первым заместителем главного конструктора стал Сергей Петрович Изотов.

ОКБ Климова занималось разработкой турбореактивных двигателей. В 1947 году бюро выделилось в самостоятельную организацию — завод № 117, а предприятие № 466 перебазировалось на площадку в Кушелевке (ныне — СПБ АО «Красный Октябрь»).

Завод № 117 имел собственное мощное производство, способное изготавливать широкую номенклатуру сложных опытных деталей, собирать и испытывать двигатели, конструкция которых в то время воплощала в себе самые передовые идеи. Большое

внимание было уделено созданию испытательной лаборатории, в задачу которой входили комплексные испытания газотурбинной техники и выдача заключений о работе как отдельных систем, так и двигателей в целом. Для этого были организованы экспериментальные исследовательские группы камер сгорания, компрессоров, турбин, топливно-масляной аппаратуры и трансмиссии, тензометрирования, электроприборов, несколько вспомогательных и технических служб. Все группы были оснащены соответствующими экспериментальными установками вплоть до стендов для испытания двигателей. Все оборудование для проведения испытаний было спроектировано и изготовлено в основном силами лаборатории.

Работа велась над первым советским крупносерийным реактивным двигателем ВК-1. В мае 1949 года Совет министров СССР принял постановление о запуске в серию двигателя ВК-1 со 100-часовым ресурсом. Это сразу же разделило реактивные фронтовые истребители второго поколения на «перспективные» и «неперспективные». В число первых попал МиГ-15. Было принято решение о серийном производстве только МиГ-15. Заводы, строившие Ла-15 и Як-23, должны были свернуть их производство и с июня 1950 года перейти на выпуск МиГов с ВК-1.

В 1949 году за создание двигателя ВК-1 В.Я. Климову и его заместителям С.П. Изотову и Н.Г. Костюку была присуждена Сталинская премия 1-й степени.

В начале 1950-х годов с применением новых технологий и материалов был разработан первый в СССР двухконтурный турбореактивный двигатель ВК-3 для высотного сверхзвукового истребителя Микояна. На базе ВК-1 конструкторы создали целую линейку двигателей: ВК-5, ВК-5Ф, ВК-7, а на базе ВК-3 — первый в СССР двигатель с охлаждаемыми лопатками турбины ВК-13. Двигатели семейства ВК-1 серийно выпускались до 1958 года в СССР, Польше, Чехословакии, Китае. Всего было изготовлено около 20 тыс. двигателей.

Разработка и производственное освоение турбореактивных двигателей с центробежными компрессорами стало важным этапом в развитии отечественной авиационной техники, а конструкторское бюро Климова сыграло в этом главенствующую роль.



В.Я. Климов



С.П. Изотов



В одном из отделов ОКБ Завода имени Климova, Ленинград, 1970-е годы



Исторический снимок: главный конструктор Завода имени Климova С.П. Изотов (второй слева) подписывает акт государственной комиссии по испытаниям двигателя ТВ3-117, 31 марта 1973 года

Рисунки человеческой мысли

Опыт создания ОКБ у Владимира Яковлевича Климова уже был. В 1935 году он возглавил Рыбинское ОКБ, которое создавал основательно, как мощный научный центр. Однако это была проектно-конструкторская организация при серийном заводе. Тогда, в середине 30-х, создание опытно-конструкторского бюро было новым направлением для нашей промышленности.

Современники, вспоминая стиль работы Климова, в частности, отмечали, что совещания у Владимира Яковлевича были строго продуманными. Это был систематический разбор задач, результатов работы — основной путь передачи опыта молодым конструкторам. Конструкторский коллектив подразделялся на несколько групп. Работу групп учитывал конструктор, а направлял ведущий конструктор. Каждая группа работала над определенным узлом агрегата и его деталями. Чтобы не скомкать работу над усовершенствованием детали, не упустить возникающих вопросов, их регистрировали в виде отдельных тем. Все темы записывались и распределялись по групповым руководителям, а они, в свою очередь, поручали их сотрудникам своей группы и учитывали движение каждой темы. А темы предлагал сам Климов. «В этом вопросе я пока оставил за собой абсолютное единоначалие», — отмечал он.

Наиболее интересные темы еженедельно разбирались в коллективе конструкторов под руководством Климова. Обсуждали план решения темы, наброски конструкции, результаты проведенных испытаний или заключения групповых руководителей по итогам экспериментальной проверки. Результаты такой коллективной работы быстро повысили квалификацию конструкторов и дали возможность В.Я. Климову в понятной форме передавать свой опыт, руководить таким неосязаемым процессом, как творчество.

Климов требовал, чтобы конструктор не только выполнил тему, но и обязательно оставил для истории свои наработки, свою карточку с темой. Было важно, чтобы каждый руководитель группы следил, насколько продвинулась его работа, в какой стадии выполнения находится его тема в любой день, с какой продуктивностью работает группа в целом. Таким образом, осуществлялся и самоконтроль, и контроль ведущего конструктора, и учет главным конструктором работы каждого члена коллектива.

Графики движения работ над различными деталями всех групп и таблицы Климов называл рисунками человеческой мысли. Ведь в итоге они наглядно демонстрируют развитие мотора или агрегата.

ОКБ называли деликатным делом, но Климов считал, что деликатность не исключает требовательности, необходимой руководителю.

«Моя требовательность — только во благо, нужно учиться экономить время, дисциплинировать мышление, быть максимально инициативным, на основе анализа мелких недостатков делать общие выводы. Ведь мотор создается всем коллективом, не одним человеком. И качество мотора, и темпы его доводки зависят от работы каждого. За первые промахи я только пожурю, а уж за повторные — высеку. Иначе никак нельзя», — говорил Климов.

Конструктор считал, что доклад должен быть кратким и систематическим. Мыслить надо смелее, дерзновеннее, проблему не затрагивать, а вгрызаться в нее. Он

пестовал, холил своих «птенцов» в ученичестве, но в дальнейшей работе именно к ним был максимально требователен.

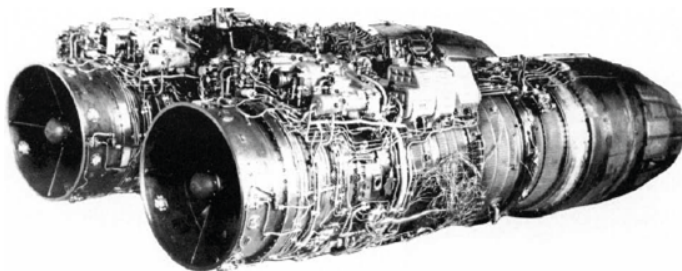
Истинными «климовцами» по жизни становились немногие. Владимир Яковлевич не терпел даже малейшей фальши, а уж тем более предательства, не любил карьеризма и откровенного самовыдвижения, высоко ценил технический талант в гармонии с общечеловеческими качествами.

Последователи

Дело В.Я. Климова продолжили его ученики и созданный им коллектив. В 1960 году главным конструктором ОКБ и руководителем предприятия становится Сергей Петрович Изотов. Отдельную страницу деятельности ОКБ занимают работы по созданию жидкостных ракетных двигателей. С 1963 по 1966 год в ОКБ разрабатывается двигательная установка 8Д419 для второй ступени межконтинентальной баллистической ракеты разработки ОКБ Н.В. Челомея УР-100. Она включала в себя однокамерный ЖРД 15Д13, турбонасосный агрегат и рулевой четырехкамерный ЖРД 15Д14. Серийное производство было организовано на Омском моторостроительном заводе им. П.И. Баранова и на Ленинградском заводе «Красный Октябрь». УР-100 была самой массовой МБР в РВСН Советского Союза (соответственно и в мире). УР-100 и УР-100М стояли на вооружении с 1967 по 1988 год. В 1969 году за создание жидкостных ракетных двигателей для межконтинентальной баллистической ракеты завод им. В.Я. Климова был награжден орденом Ленина.

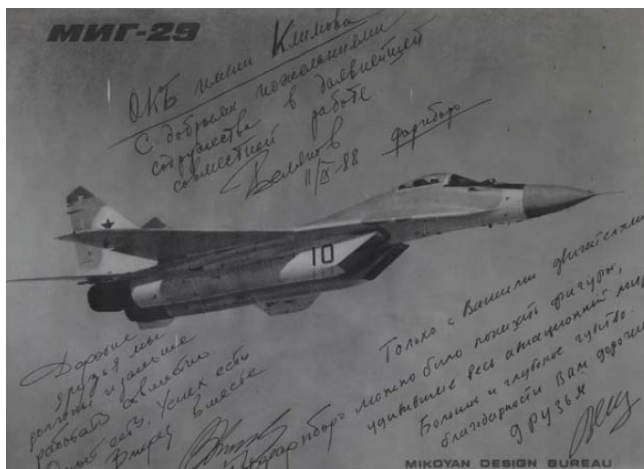
В 1960-х гг. ленинградское ОКБ занялось разработкой турбовального двигателя ГТД-350 и главного редуктора ВР-2 для вертолета Ми-2, двигателя ТВ2-117 и главного редуктора ВР-8 для вертолета Ми-8. Двигатель ГТД-350, выпущенный заводом, стал первым отечественным двигателем, разработанным специально для вертолета.

В 1960-1980-е годы по чертежам НПО им. В.Я. Климова было выпущено более 60 тысяч двигателей для Ми-2, Ми-8, Ми-17 военных и гражданских модификаций, для Ка-25, Ка-27; 28; 29, Ка-32, Ка-52 и других. Были получены сертификаты России, МАК, Канады, Индии, Китая.



Силовая установка из двух РД-33 для истребителя МиГ-29

С 1968 года в ОКБ начинаются работы по газотурбинным двигателям для танков. Честь стать первым в мире серийным газотурбинным танком выпала машине Т-80 разработки ОКБ Кировского завода с двигателем ГТД-1000Т ОКБ Климова.



Истребитель МиГ-29 в первом полете. Документальный снимок с автографами конструкторов и летчиков-испытателей

В 1977 году за создание газотурбинного двигателя ГТД-1000Т для Т-80 завод им. В.Я. Климова был награжден орденом Октябрьской Революции.

В 1970-1980-х гг. предприятие разработало легендарный реактивный двигатель РД-33 для истребителя МиГ-29. Двигатели РД-33 позволяют истребителям приобретать высокие эксплуатационные характеристики и маневренность, поэтому эти самолеты пользуются большой популярностью на международном рынке.

В 1983 году генеральным конструктором и руководителем Научно-производственного предприятия «Завод им. В.Я. Климова» назначается Владимир Георгиевич Степанов, бывший до этого главным конструктором Тураевского МКБ «Союз». Он пришел в непростое время. Тяжело шли государственные испытания РД-33 и налаживание его серийного производства, проводились работы с танковыми двигателями улучшенных эксплуатационных характеристик, формировался облик нового турбовинтового двигателя.

В 1988 году генеральным директором и генеральным конструктором НПП «Завод им. В.Я. Климова» назначается Александр Александрович Саркисов, ранее работавший заместителем главного конструктора Уфимского УМКБ «Союз», заместителем начальника, главным инженером 3-го Главного управления МАП СССР.

Коллективу удалось увеличить межремонтный ресурс РД-33 в 10 раз, было создано большое количество уникальных модификаций двигателя. Одна из важных разработок — турбовинтовой двигатель ТВ7-117С (СМ) для гражданского самолета Ил-114, транспортного Ил-114Т. На базе ТВ7-117С были созданы «вертолетный» вариант двигателя и силовая установка для высокоскоростных катеров различного водоизмещения и назначения.

А.А. Саркисов руководил проектом создания управляемого вектора тяги реактивного двигателя. Он предложил сделать сопло с управляемым вектором тяги всеракурсным. При использовании такой конструкции значительно повышается без-

опасность полетов, увеличиваются возможности маневра боевой машины, особенно на критических углах атаки. Новую конструкцию назвали «КЛИВТ» (Климовский вектор тяги). Был создан двигатель РД-133 (РД-33 ОВТ), предназначенный для оснащения самолетов, базирующихся на авианесущих крейсерах ВМФ.

Была проведена большая работа по модернизации РД-33 и установке его модификаций на французские истребители «Супермираж F1», «Чита Д-2». Устаревшие французские двигатели были заменены российскими, более мощными моторами, боевая эффективность самолета возросла в несколько раз. Эта работа была проделана для ВВС ЮАР.

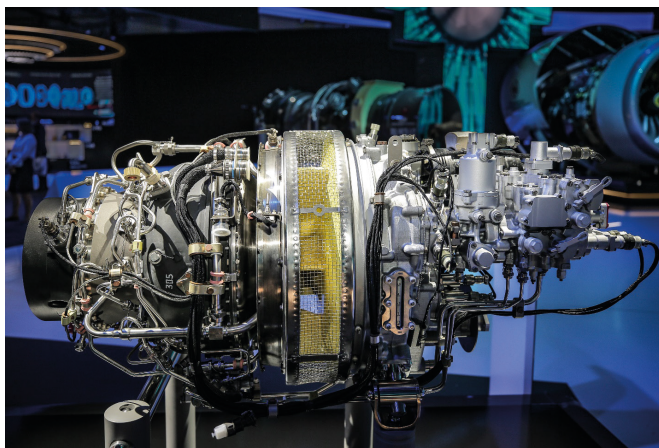
В 1998 году А.А. Саркисов организовал на предприятии комплекс систем управления, специалисты которого стали создавать цифровые электронные блоки автоматического регулирования и контроля (БАРК) и различные диагностические комплексы.

Новый двигатель ВК-2500, разработанный на предприятии, сертифицирован в Авиарегистре МАК в 2000 году. Был создан отечественный двигатель, позволяющий существенно улучшить характеристики российских вертолетов Миля и Камова. Были обеспечены первые поставки вертолетов за рубеж, организовано производство вертолетов для внутренних нужд страны и ремонт вертолетных двигателей на ФГУП им. В.Я. Климова.

При подготовке статьи использованы материалы книги «Владимир Климов» (Л.О. Калинина, И.В. Климова. СПб.: Издательство «Политехника», 2013 год).

* * *

Сегодня АО «ОДК-Климов» разрабатывает и производит современные двигатели для новых самолетов и вертолетов. Двигатель малой размерности ВК-650В разрабатывается для вертолетов Ка-226Т и «Ансат-У». Еще одна новинка предприятия — двигатель ВК-1600В — будет применяться на вертолетах Ка-62. В сентябре

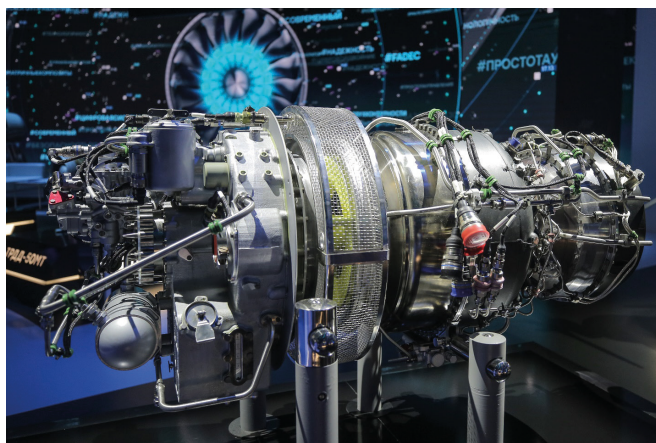


*Макет двигателя ВК-650В,
Международный авиакосмический салон «МАКС-2021»*

прошлого года конструкторы АО «ОДК-Климов» начали работу над созданием гибридной силовой установки — комбинации поршневого и газотурбинного двигателя, электрического двигателя и аккумуляторных батарей. Впервые эти силовые установки были представлены в павильоне ОДК на Международном авиакосмическом салоне «МАКС-2021».



*Макет гибридной силовой установки,
Международный авиакосмический салон «МАКС-2021»*



*Макет двигателя ВК-1600В,
Международный авиакосмический салон «МАКС-2021»*

* * *

Выступая на торжестве по случаю 75-летия ОКБ В. Я. Климова летом 2021 года, исполнительный директор АО «ОДК-Климов» А. И. Вагагин отметил:

«КБ — это самое ценное, что есть на нашем предприятии. Отмечая 75-летие этого подразделения, хочется сказать, что у нас еще работают люди, которые застали тяжелое послевоенное время, когда создавалось, формировалось КБ. Мы однозначно в долгу перед теми людьми, которые практически на руинах страны смогли создать шедевры авиационной техники, по сей день поражающие мир. Чтобы быть достойными того поколения, которое стояло у истоков КБ, нам предстоит много работать. Я уверен, что наш коллектив справится со всеми вызовами. Всем огромное спасибо за работу, за преданность предприятию, за преданность делу!»

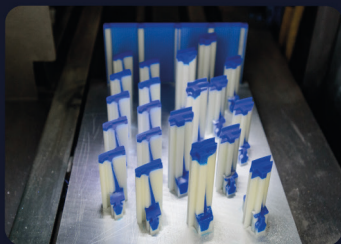


Празднование 75-летия ОКБ АО «ОДК-Климов», 1 июля 2021 года



Торжественное возложение цветов к памятнику В.Я. Климову в честь 75-летия ОКБ, 1 июля 2021 года

ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ





Д. В. Вылегжанин

АО «ОДК-Климов», г. Санкт-Петербург

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ФРИКЦИОННЫЙ ТОРМОЗ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ ТВ7-117

Аннотация. В данной работе рассматривается вопрос конструкции тормоза стояночного для двигателя ТВ7-117. Его размещение и изменения в массе. Описана работа электромеханизма в конструкции, пар трения и размещение на коробке приводов.

Ключевые слова: тормоз стояночный, электромеханизм поступательный, фрикционные диски, металлокерамика.

Введение

На винт выключенного двигателя может воздействовать поток воздуха, приводя в движение соединённые с ним узлы и механизмы. Такая ситуация приводит к повреждению двигателя и для её предотвращения как одна из мер в конструкции предусмотрен тормоз стояночный.

Одним из решений для работы по снижению массы самолётного двигателя ТВ7-117СТ-01 стала конструкция тормоза стояночного с дисковым фрикционным механизмом и электроприводом.

Описание конструкции

Предложенный вариант тормоза (рис. 1) представляет собой механизм с попеременно расположенными дисками статора и ротора, которые приводятся в сомкнутое положение электромеханизмом поступательного действия. Электромеханизм обеспечивает фиксацию штока в обесточенном состоянии, что позволяет использовать его с выключенным двигателем в составе стояночного тормоза.

В соответствии с техническим заданием крутящий момент, необходимый для удержания вала винта неподвижно, должен быть 850 Н·м. В целях снижения этого момента до 116 Н·м стояночный тормоз размещён на верхней коробке приводов, по оси привода генератора.

В качестве привода был выбран электромеханизм поступательный МП10С6А04Т с рабочим усилием 1000 Н. Исходя из этого усилия для создания необходимого момента трения было выбрано шесть пар трения (рис. 2) с коэффициентом трения не ниже 0,4. Для выбора был использован справочник по муфтам [1]. Исходя из коэффициента трения была выбрана пара трения: диск ротора (1) — азотированная сталь, диск статора (2) — накладка металлокерамическая на основе бронзы, соединённая с основанием диска методом пайки.

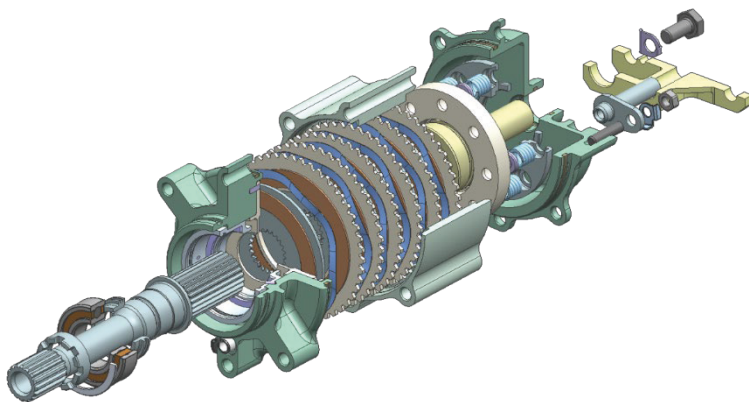


Рисунок 1. Тормоз стояночный, разнесённый вид

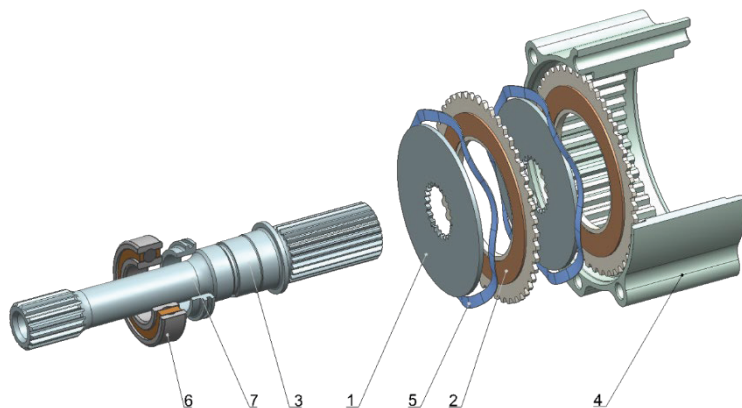


Рисунок 2. Блок фрикционных дисков

Диск ротора соединён шлицами с валом тормоза (3), а диск статора через шлицевое соединение с корпусом тормоза (4). Выполненные шлицы корпуса служат для стопорения крутящего момента передаваемого через блок дисков с вала тормоза. Торцовые пружины (5) исключают касание дисков при вращении привода. Вал тормоза установлен на шарикоподшипник (6). На нем выполнено уплотнение с упругим кольцом (7) для исключения попадания масла в полость тормоза.

На электромеханизме (8) (рис. 3) через траверсу (9) установлен толкатель тормоза (10). При втягивании штока электромеханизма в нулевое положение толкатель

передаёт усилие на блок дисков создавая тем самым момент тормозящей кинематическую цепь. Для равномерного поджатия блока фрикционных дисков на толкателе выполнен пружинный блок из восьми тарированных пружин (11). Чтобы исключить перекос и заедание при движении штока траверса скользит по направляющей (12) установленной в крышке корпуса (13).

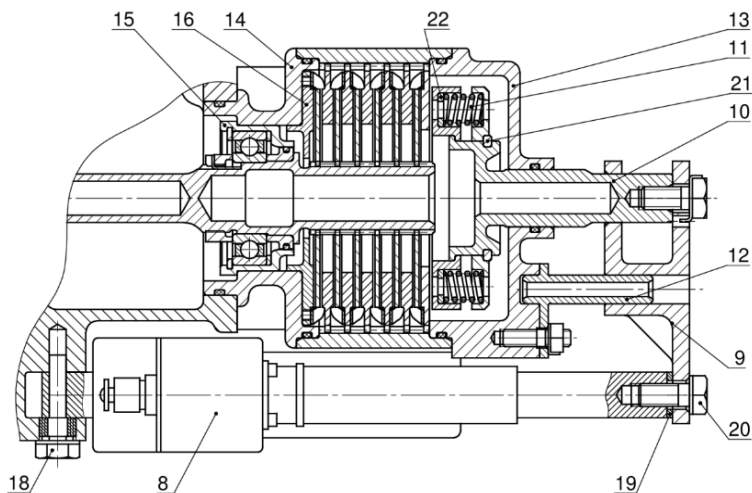


Рисунок 3. Тормоз в свободном состоянии

Все конструктивные элементы тормоза собраны в систему корпусов (рис. 3, рис. 4), состоящую из корпуса подшипника (14), корпуса тормоза (4) и крышки (13). В корпус подшипника (14), выполненной из магниевого сплава, установлен стакан (15) для шарикового подшипника (6). Также в него установлена вставка (16), являющаяся фрикционной парой статора и обеспечивающая упор блока дисков под воздействием толкателя. Корпус тормоза (4) выполненный из титанового сплава воспринимает нагрузку от фрикционных дисков через шлицевое соединение и выступает основным силовым элементом конструкции. На сопрягаемых поверхностях корпуса выполнены места под уплотнения. Крышка тормоза (13), выполненная из магниевого сплава, служит для центрирования толкателя и герметизации системы корпусов. Для герметизации установлены резиновые уплотнительные кольца обеспечивающее замыкание контура опоры тормоза, крышки и корпуса, а также резиновое кольцо для подвижного уплотнения толкателя. Также на крышке выполнено фланцевое соединение для позиционирования и крепления направляющей (12).

Собранный корпус крепится на коробку приводов верхнюю шпильками, проходящими через весь корпус и выполняющих роль стяжки. Поперечные бобышки корпуса в которых проходят шпильки являются дополнительными рёбрами жёсткости.

Для удобства монтажа корпус подшипника и крышка тормоза присоединены к корпусу винтами.

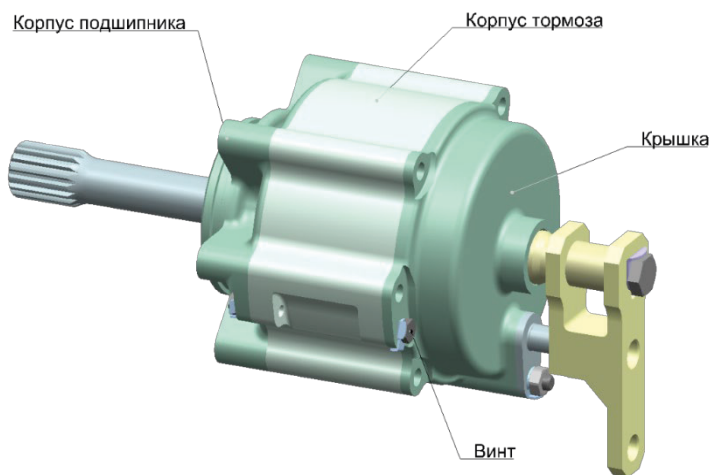


Рисунок 4. Корпус тормоза

Блок пружин (рис. 3, рис. 5) фиксируется на толкателе (10) разрезным кольцом (21). В каждое гнездо блока пружин устанавливается регулировочное кольцо для обеспечения рабочего положения пружин (11). Толкатель в целях снижения массы изготовлен из штампованного титанового сплава.

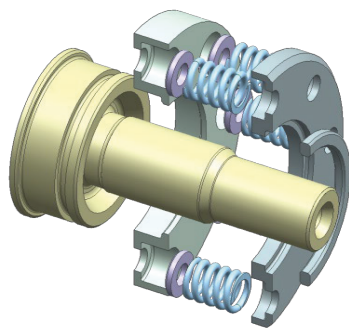


Рисунок 5. Блок пружин толкателя

Электромеханизм (8) закреплён в корпусе верхней коробки приводов (рис. 3, рис. 6) на болт специальный (18). Совмещение траверсы и штока электромеханизма производится через регулировочное кольцо (19) и соединяется винтом (20). Для подбора регулировочного кольца нужно сжать тормоз, приложив к толкателю усилие

1000 Н. Переместить торец штока электромеханизма до заданного минимального размера от оси фиксации и подобрать шайбу в размер зазора между штоком и траверсой. Такая конструкция обеспечивает простой монтаж тормоза стояночного на коробку приводов.

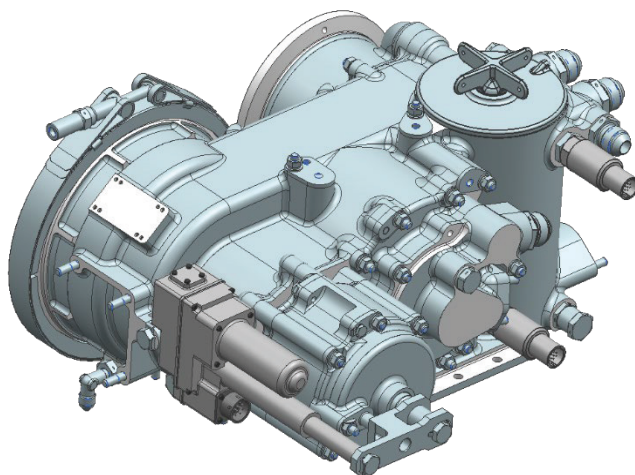


Рисунок 6. Тормоз установленный на коробку приводов

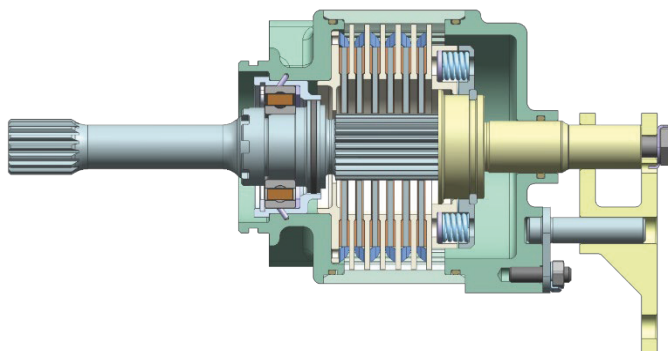


Рисунок 7. Тормоз в сжатом состоянии

При работе двигателя шток электромеханизма находится в максимально выдвинутом положении, исключающего касание дисков. Толкатель отведён на фиксированную длину от блока дисков. Блок пружин толкателя разжат. Вращение осуществляется штатно.

При выключенном двигателе шток втягивается в минимальное положение, при котором выбираются зазоры между дисками ротора и статора. Толкатель, сжимая фрикционные диски, создаёт момент противодействующий вращению вала винта. Кинематическая цепь остаётся заторможенной (Рис. 7).

Дисковый стояночный тормоз имеет массу 3,4 кг, а масса электромеханизма 0,9 кг. Масса барабанного тормоза с гидравлическим приводом, устанавливаемого на двигатели ТВ7-117СТ, ТВ7-117СТ серия 1, ТВ7-117СТ-01, ТВ7-117СМ, составляет 8,6 кг. Сравнив весовые показатели, видно, что выигрыш по массе составил 4,3 кг.

Заключение

Предложенный вариант тормоза стояночного с дисковым фрикционным механизмом и электроприводом имеет ряд преимуществ перед устанавливаемым сейчас тормозом с гидравлическим приводом [2]. Эти преимущества выражаются в виде меньшей массы тормоза и уменьшенных габаритных показателей конструкции. Отсутствие трубопроводов идущих к тормозу с гидроприводом также облегчает сборку двигателя. Также обеспечивается простота подключения к двигателю, так как механизм устанавливается в составе коробки приводов верхней и его остаётся подключить к электрической сети двигателя.

Литература

1. Поляков В. С., Барбаиш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.
2. Двигатель ТВ7-117СТ-01. Руководство по технической эксплуатации. Книги 1-2, 2018.

С. П. Дегтярева

ОАО «НПО Центральный котлотурбинный институт им. И. И. Ползунова»
general@ckti.ru

Д. А. Сафронов, Е. А. Тихомирова, А. А. Живушкин

АО «ОДК-Климов», klimov@klimov.ru

ВЫБОР МЕТОДИКИ ЛАБОРАТОРНЫХ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЛОПАТОК ТУРБИН, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ

Аннотация. Анализ результатов исследований термической усталости на плоских образцах корсетной формы и конструктивно-подобных образцах показал, что путем варьирования пластической деформации в цикле испытания появляется возможность оценить долговечность деталей АГТД системы «сплав + защитное покрытие».

Ключевые слова: термическая усталость, корсетный образец, защитное покрытие.

Одним из основных факторов, ограничивающих ресурс до капитального ремонта основных деталей двигателей, таких как лопатки турбины, является долговечность защитных покрытий в условиях эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД). Эксплуатация данных деталей двигателей происходит в условиях повышенных температур, многократных циклических теплосмен и образования температурных градиентов по профилю детали сложной формы. В настоящее время для защиты от высокотемпературного окисления деталей используются жаростойкие покрытия систем СДП, ВСДП (NiCoCrAlTaReHfY) или их комбинаций, которые наносят при помощи вакуумно-плазменных технологий высоких энергий, а также теплозащитные покрытия на основе ZrO_2 , полученные магнетронным, электронно-лучевым способом. Поскольку защитные свойства покрытий чрезвычайно сильно зависят от условий работы основных деталей, для выбора покрытия, как правило, ориентируются на данные о жаростойкости системы «сплав + защитное покрытие».

Изотермические испытания, направленные на определение жаростойкости системы «сплав + защитное покрытие», получили широкое распространение в ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ среди разработчиков. Они включают циклические нагревы в печи партии плоских образцов с нанесенными покрытиями с выдержками в течение заданных периодов, имитирующих условия эксплуатации изделий. Принципиальная схема проведения испытаний данного типа приведена на рис. 1.

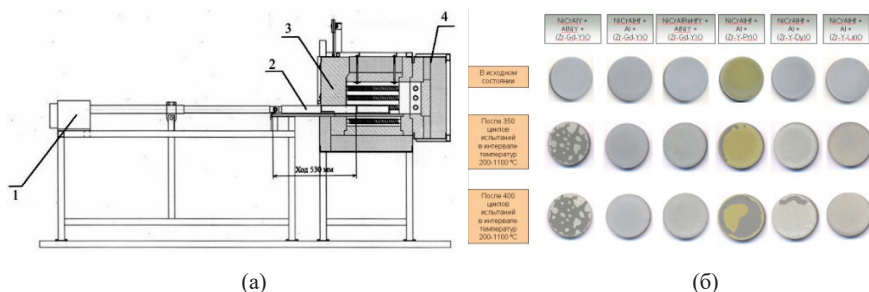


Рисунок 1. Принципиальная схема стенда для изотермических испытаний:

1 — механизм выдвижения поддона; 2 — поддон; 3 — дверца; 4 — вспомогательная дверь

Проводимые испытания служат для качественной оценки свойств покрытий путем анализа: убыли массы, образования трещин, сколов, обусловленных разницей значений коэффициентов линейного расширения материалов детали «сплав-подложка» и защитного покрытия.

Для прогнозирования долговечности деталей с защитными покрытиями необходима разработка принципиально нового подхода к испытаниям и порядку проведения аттестации системы «сплав-подложка» + защитное покрытие».

Наряду с применяемыми испытаниями общезначимых свойств покрытий, включая определение коэффициента линейного термического расширения, модуля упругости и коэффициента теплопроводности, необходимо проводить их оценку в условиях развития термической усталости в материале детали «сплав-подложка», которая подвергается циклическим нагревам в условиях эксплуатации ГТД.

С учетом разницы величины модулей упругости и коэффициентов линейного термического расширения у материалов покрытий и жаропрочных сплавов можно прогнозировать с ростом температуры характер изменения величины упругих напряжений в поверхности детали и корректировать параметры конструкции защитного покрытия. При таком подходе «независимыми» параметрами модели являются значения величин модулей упругости и коэффициентов линейного расширения, которые определяются элементным и фазовым составом материалов слоев защитного покрытия, а «зависимыми» — толщина, количество и вид слоев, которые выбирает разработчик покрытия [1].

В то же время в условиях эксплуатации в материале детали может происходить пластическая деформация путем сдвига по кристаллографическим плоскостям, которая воздействует на защитное покрытие с образованием микротрещин и отслоений на границе «сплав-подложка» + защитное покрытие». Определение деформации покрытия (E_p — пластичность тонкого слоя покрытия (50–100 мкм), нанесенного на соответствующий сплав) ранее проводили путем испытаний на растяжение в вакууме на установках типа «АЛАТОО» [2] при различных скоростях деформирования и температурах образцов с покрытиями. Наблюдая с помощью микроскопа (с увеличением

100–300 крат) поверхность образца в процессе испытания, определяли деформацию E_p , при которой в покрытии образуются микротрещины (рис. 2). Величина $E_p^{пл}$ определялась перерасчетом по формуле (1):

$$E_p^{пл} = E_p - \frac{\sigma_p}{E} \quad (1),$$

где σ_p — напряжения в образце (P/F) в момент образования первой микротрещины в покрытии; E — модуль упругости металла покрытия при соответствующей температуре.

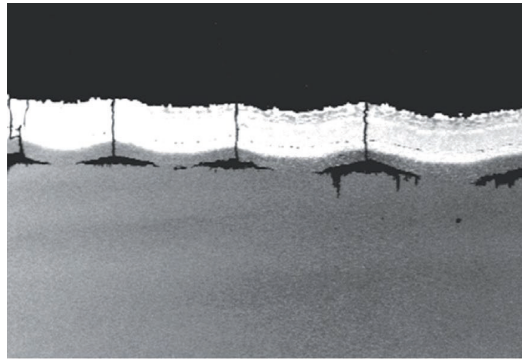


Рисунок 2. Развитие трещин в покрытии при растяжении сплава

По данным [3, 4] на примере различных конструктивных вариантов исполнения профиля лопаток турбин ГТД из сплава ЖС6К с последующим термоциклированием на газодинамическом стенде по режиму $400\text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 1000\text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 400\text{ }^\circ\text{C}$ (длительность цикла 2 мин.) установлено, что особенности развития пластической деформации в процессе термической усталости связаны с геометрией изделия (рис. 3а, 3б), что, в свою очередь, оказывает влияние на долговечность покрытий.

В имитаторах лопаток (конструктивный тип «г», рис. 3а), которые использовали в работах [8, 9], неравномерность распределения температуры (T) возникает сразу же, как только начинает изменяться температура, что обусловлено локальной неоднородностью массы. В процессе термоциклирования при $T = T_{\max}$ тонкая выходная кромка лопатки нагревается до T_{\max} в течение долей секунд, а температура входной кромки меняется гораздо медленнее и отстает на сотни градусов, создавая тем самым для выходной кромки стеснение свободной термической деформации (ϵ_0) и вызывая упругопластическую деформацию материала $\Delta\epsilon_{\text{герм}} = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$. Именно в этот период в выходной кромке происходят все виды деформации (упругая и пластическая) для компенсации стесненной деформации ϵ_0 , а более толстая стенка входной кромки испытывает только упругую деформацию $\epsilon_{\text{упр}}$. При этом в выходной кромке упругая

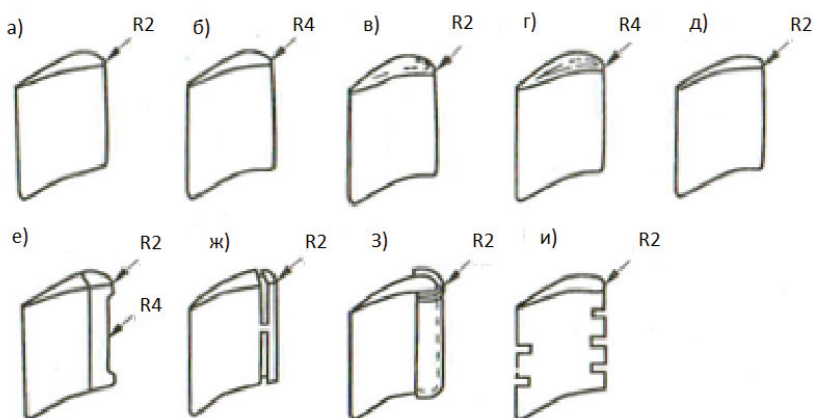


Рисунок 3а. Конструктивные формы лопаток из сплава ЖС6К, испытанных на термостойкость

(а, б — монолитные лопатки с тонкой и утолщенной входными кромками; в, г — полые лопатки с тонкой и утолщенной входными кромками; д — монолитная лопатка с утонченным профилем и тонкой входной кромкой; е — составная лопатка; ж — лопатка с продольными прорезями; з — лопатка с защитным экраном; и — лопатка с поперечными прорезями на кромках) [3, 4]



Рисунок 3б. Результаты испытаний на термостойкость лопаток различных форм из сплава ЖС6К

деформация $\epsilon_{упр}$ в материале соответствует достигнутому уровню напряжений течения σ_t . Предельные значения $\epsilon_{упр}$, $\epsilon_{пл}$ и σ_t достигаются, вероятно, в момент наиболь-

шей разницы температур между кромками. По мере последующего роста температуры входной кромки упругая деформация $\epsilon_{упр}$ выходной кромки уменьшается весьма существенно, т.к. уменьшается разница температур между кромками и исчезает стеснение, а достигнутая величина $\epsilon_{пл}$ остается неизменной. Следует обратить внимание, что полуцикл охлаждения, следующий далее от $T = T_{max}$, начинается почти сразу же с роста $\epsilon_{упр}$ растяжения, а не со снятия $\epsilon_{упр}$ сжатия от предшествующего нагрева.

Проверка данного предположения проводилась на конструктивно-подобном образце [5], имитирующем развитие деформации изделий при малой упругопластической деформации. Эскиз данного образца приведен на рис. 4. Образец представлял собой двухступенчатый вал с двумя отверстиями различного диаметра, одно из которых (большее) имеет эксцентриситет относительно наружного диаметра. В отверстие осуществлялась приварка термодпар с выводом проводов через отверстие малого диаметра. Смещенное отверстие обеспечивает толщину стенок образца в 1 мм и 3 мм с противоположных сторон. На образцы из сплава ЖС26-ВИ было нанесено защитное покрытие: жаростойкий слой ВСДП-4 (NiCrAlHf) + ВСДП-18 (AlNiCrY) и внешний керамический слой системы ВЦС-4 (Zr-Gd-Y-O). При термоциклировании по режимам (100↔850) °С, (100↔950) °С, (100↔1050) °С, (100↔1100) °С отверстие было изолировано асбестом, чтобы обеспечить односторонний тепловод с наружной поверхности. Результаты испытаний, приведенные в табл. 1 и 2, показывают, что трещин в сплаве и в защитном покрытии не образуется при малых упругопластических деформациях сплава ЖС26-ВИ. По данным металлографического исследования и микрорентгеноспектрального анализа образца, испытанного по режиму (100–1050) °С, после 600 циклов и вплоть до 2000 циклов на границе керамического и жаростойкого слоя образуется сложный окисел (Al, Cr, Fe, Ni, Hf), внутреннего окисления жаропрочного сплава ЖС26-ВИ не происходит, жаростойкий слой не теряет пластичность и не отслаивается от сплава.

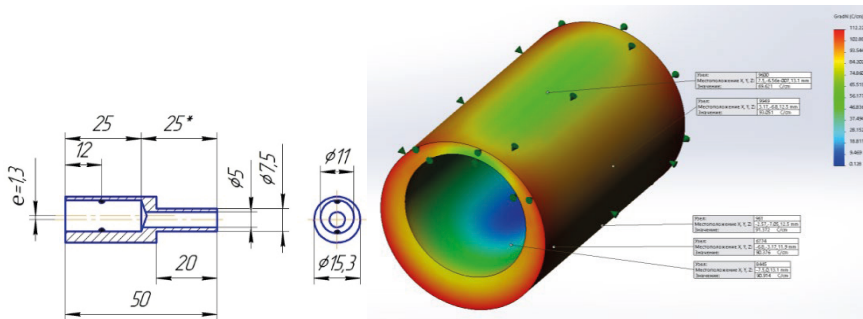


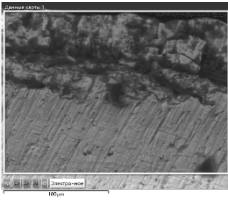
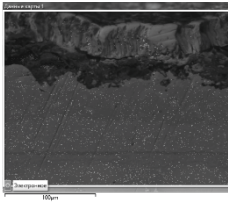
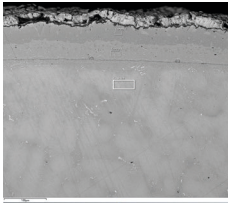
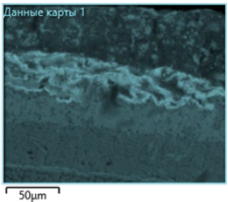
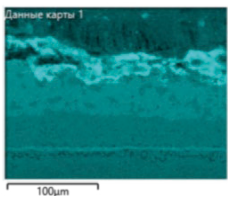
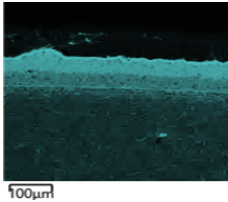
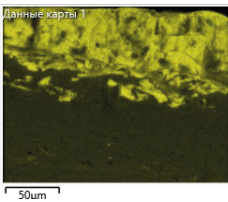
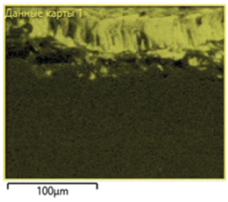
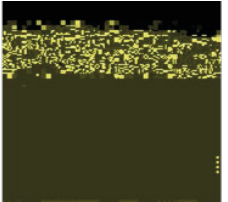
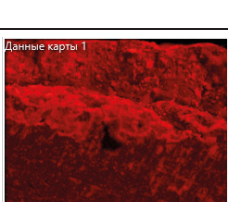
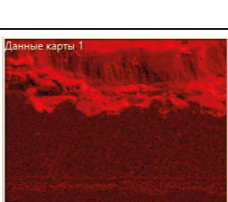
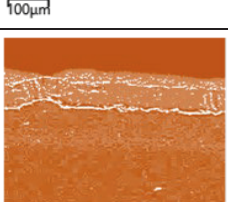
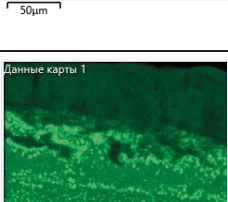
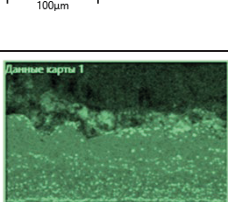
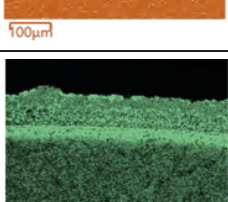
Рисунок 4. Конструктивно-подобный образец

**Результаты испытаний конструктивно-подобных образцов из сплава
ЖС26-ВИ с покрытием ВСДП-4 (NiCrAlHf) + ВСДП-18 (AlNiCrY)
и внешним керамическим слоем системы ВЦС-4 (Zr-Gd-Y-O)**

Циклы ($T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$), выдержка при $T_{\max} - 4$ минуты	(100↔850) °С	(100↔950) °С	(100↔1050) °С	(100↔1100) °С
Параметры цикла для стенки толщи- ной 1 мм $\Delta\epsilon_{\text{терм}} = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,09\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,40\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,55\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,6\%$
Параметры цикла для стенки толщи- ной 3 мм $\Delta\epsilon_{\text{терм}} = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$	$\epsilon_{\text{пл}} = 0,40\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,36\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,50\%$	$\epsilon_{\text{пл}} = 1,56\%$
Результат испы- таний	10 000 циклов, без разруше- ний (снят). После 10 000 циклов дефек- тов типа тре- щин не обна- ружено в жаро- стойком слое и сплаве	После 2500 цик- лов и до 4000 цик- лов обнаружен ча- стичный скол ке- рамического слоя и окисление жаро- стойкого слоя со стороны стенки 1 и 3 мм. После 4000 цик- лов дефектов типа трещин не обна- ружено в жаро- стойком слое и сплаве	После 600 циклов и до 2000 цикла обнаружен ча- стичный скол ке- рамического слоя со стороны стенки 3 мм, окисление жаростойкого слоя со стороны стенки 3 мм. После 2000 цик- лов дефектов типа трещин не обнару- жено в жаростой- ком слое и сплаве	После 700 цик- лов сколов кера- мического слоя не обнаружено. Имеется незначительное окисление жаро- стойкого слоя со стороны стенок 1 мм и 3 мм

Данный конструктивно-подобный образец идентичен образцу Л.Ф. Коффина, где максимальная пластическая деформация в цикле $\epsilon_{\text{пл}}$ составляет не более $\sim 1,5\%$. Такая величина пластической деформации в цикле не является показательной для оценки работы системы «сплав-подложка» + защитное покрытие» для лопаток турбин в условиях эксплуатации. В то же время, как показали оценки [6] в опубликованных результатах работ, посвященных термоциклическим испытаниям жаропрочных сплавов по методике НПО «ЦКТИ», в плоских корсетных образцах (рис. 5) пластическая деформация $\epsilon_{\text{пл}}$ много больше, чем у образцов Коффина при идентичных режимах ($T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$), и может достигать $\epsilon_{\text{пл}} \sim 5\%$.

Данные МРСА после испытаний (картирование)

	4000 циклов по режиму (100–950) °С	2000 циклов по режиму (100–1050) °С	700 циклов по режиму (100–1100) °С
Хим. элемент			
Al Kα1			
Zr La1			
O Kα1			
Cr Kα1			

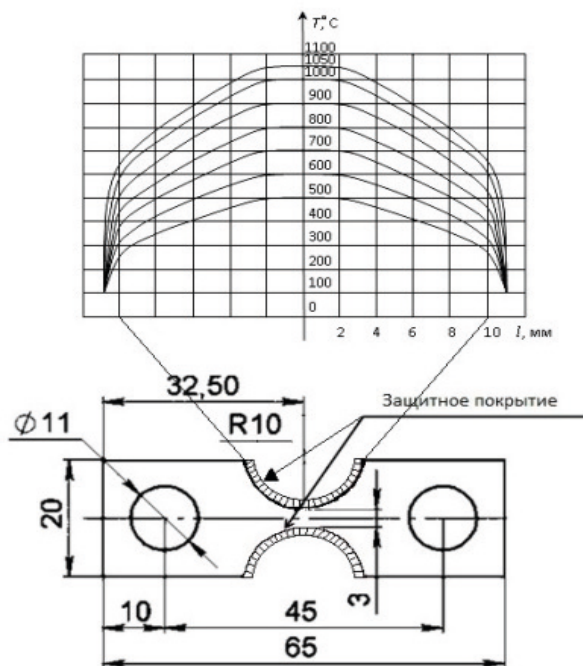


Рисунок 5. Корсетный образец НПО «ЦКТИ» с защитным покрытием

Есть все основания полагать [3, 4, 8, 9], что в «опасных зонах» реальных изделий $\varepsilon_{пл}$ существенно больше, чем в образцах Коффина. Развитие деформации в термических полувциклах при работе деталей происходит иным образом, нежели в образцах Л.Ф. Коффина, имеющих протяженную рабочую часть с равномерным сечением и температурой по длине. Испытания, выполненные на корсетных образцах, являются тому подтверждением [7] и фактически имитируют развитие процесса накопления повреждений и разрушения в деталях со сложной геометрией при наличии переходных сечений, что имеет большое значение для оценки стойкости (долговечности) систем «сплав-подложка» + защитное покрытие».

Учитывая изложенное, выбор защитных покрытий для основных деталей должен базироваться на данных, полученных с учетом результатов термоциклических испытаний системы «сплав-подложка» + защитное покрытие». Для получения необходимых данных испытания должны быть выполнены по следующей методике:

- на образцах сплава без защитных покрытий по режимам, обеспечивающим ($\Delta\varepsilon_{терм} = \varepsilon_{упр} + \varepsilon_{пл}$);
- на образцах сплава с защитным покрытием по режиму в упругой области деформаций ($\Delta\varepsilon_{терм} = \varepsilon_{упр}$ сплава);

- на образцах с защитными покрытиями по режиму, включающему пластическую деформацию ($\Delta \epsilon_{\text{терм}} = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}$, где $\epsilon_{\text{пл}}$ — задаваемая величина по данным расчета напряженно-деформированного состояния изделий в «опасных зонах»);
- на образцах с защитными покрытиями при $\Delta \epsilon_{\text{терм}} = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}^{\text{сж}}$ (при T_{max}), $\Delta \epsilon = \epsilon_{\text{упр}} + \epsilon_{\text{пл}}^{\text{раст}}$ (при T_{min}) и другие схемы испытаний в зависимости от данных, полученных по результатам расчета напряженно-деформированного состояния деталей.

Заключение

Таким образом, долговечность систем «сплав-подложка» + защитное покрытие целесообразно оценивать путем проведения испытаний на образцах корсетной формы, имитирующих работу деталей ГТД, по предложенной методике, с варьированием пластической деформации в цикле по термическому режиму, идентичному условиям работы деталей в эксплуатации.

Литература

1. Будиновский С.А. Многослойные жаростойкие покрытия для лопаток ГТД из жаропрочных литейных никелевых сплавов на рабочие температуры до 1200 °С и ионно-плазменные технологии и оборудование для их нанесения и ремонта: дисс. на соиск. уч. ст. д-ра техн. н. 05.16.09. Всерос. науч.-исслед. ин-т авиац. материалов. М., 2011. 217 с.
2. Баландин Ю.Ф. Термическая усталость металлов в судовом энергомашиностроении. СПб: Судостроение, 1967. 272 с.
3. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. Кн. 2. Рыбинск: ИД Газотурбинные технологии, 2011. 495 с.
4. Термопрочность материалов и конструктивных элементов. Вып. 3. Киев: Наукова думка, 1965. 333 с.
5. Малыгин С.Н., Кириллов Б.М., Тихомирова Е.А. Разработка мероприятий по снижению трещиностойкости кромок лопаток // Климовские чтения — 2017: сборник. С. 374–382.
6. Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф. О пластической деформации корсетных образцов при термоциклических испытаниях // Материаловедение. 2015. № 9. С. 3–6.
7. Дульнев Р.А., Котов П.И. Термическая усталость металлов. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
8. Будиновский С.А. Экспериментально-расчетные исследования ионно-плазменных теплозащитных покрытий для лопаток турбин из интерметаллидных никелевых сплавов / С.А. Будиновский, П.В. Матвеев, А.А. Живушкин, Е.А. Тихомирова, Л.А. Беляева, С.М. Балакин // Электromеталлургия. 2017. № 2. С. 16–25.
9. Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф. Специфика развития термической усталости в рабочих и сопловых лопатках АГТД // Климовские чтения — 2017: сборник. С. 353–361.

А. А. Каровецкий

АО «ОДК-Климов»

А. В. Побелянский

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

СОЗДАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ КАМЕР СГОРАНИЯ С ИСПАРИТЕЛЬНЫМИ ФОРСУНКАМИ

Аннотация. Рассмотрены основные виды форсунок, применяемые в газотурбинных двигателях отечественного и зарубежного производства. Выявлены причины редкого использования испарительных систем в двигателях отечественного производства. Изложены пути разработки методики расчета и проектирования современных испарительных систем. Создан экспериментальный стенд для проведения автономных испытаний малоразмерных камер сгорания, оснащенных испарительными системами. Проведены испытания малоразмерной камеры сгорания с испарительными форсунками.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, испарительные форсунки, испытательный стенд, аддитивные технологии.

Введение

Процесс распыла и испарения топлива в камере сгорания газотурбинного двигателя (ГТД) оказывает чрезвычайно важное влияние на процессы, протекающие в камере, а также на характеристики ее работы и параметры двигателя в целом. От однородности топливовоздушной смеси, получаемой в зоне горения, зависят величины радиальной и окружной неравномерности температуры на выходе из камеры сгорания, полнота сгорания топлива, напрямую влияющая на КПД двигателя, и величины эмиссии вредных веществ в выхлопе двигателя. Косвенно от скорости и эффективности испарения топлива зависят и массогабаритные характеристики двигателя: чем меньше потребная длина зоны смесеобразования, тем меньше длина узла камеры сгорания. Упрощение и уменьшение габаритных размеров деталей форсунок также приводит к снижению массы узла камеры сгорания и стоимости его изготовления.

Эффективность процесса распыливания и испарения топлива напрямую зависит от вида используемых форсунок. Существует несколько видов форсунок, применяемых в газотурбинных двигателях: центробежные, вращающиеся, испарительные, пневматические. Форсунки всех видов были впервые применены еще в 60-70-е годы прошлого века. Однако прогресс в сфере технологий и средств производства, в том числе развитие аддитивных технологий, а также в сфере вычислительных средств открыл новые горизонты для дальнейшего усовершенствования форсунок.

Виды форсунок, применяемых в газотурбинных двигателях

В отечественных газотурбинных двигателях советского периода, независимо от их размерности, используются преимущественно центробежные (рис. 1) или пневматические форсунки. Они устанавливаются как на большие двигатели (например, РД-33 или НК-12), так и на средние (ТВ3-117, АЛ31Ф), и на малые (ВК-400, ВК-100, ГТД-350) [1]. Работоспособность и эффективность форсунок этих типов подтверждается большим количеством исправно работающих ГТД отечественной разработки, оснащенных форсунками данного типа — в частности, двигателя ВК-2500 (ТВ3-117), который является одним из самых надежных и распространенных среди двигателей в своем классе. Однако, как и любая сложная техническая система, центробежные и пневматические форсунки обладают рядом преимуществ и недостатков.

Основными преимуществами центробежных форсунок являются их высокая механическая надежность, а также способность процесс горения в условиях бедных смесей. Основными недостатками являются: возможность засорения узких форсуночных каналов, сажеобразование при высоких давлениях в системе, сложность обеспечения качественного распыла в условиях широкого диапазона изменения расхода топлива. Еще одним источником трудностей является организация топливоподачи: если сопло в форсунке имеет малый диаметр, что необходимо для осуществления качественного распыла при работе на низких расходах топлива, то перепад давления при переходе к работе на больших расходах возрастет до недопустимо высокого уровня. Большой диаметр сопла, в свою очередь, приводит к неудовлетворительному распылу на малых расходах. Возможным решением является переход к двухконтурным форсункам, но это ведет к усложнению форсунки и топливной системы и, в конечном итоге, к увеличению массы двигателя.

Преимуществами пневматических форсунок являются: независимость температурных полей на выходе из камеры сгорания от распределения топлива, низкая (по сравнению с другими системами) температура стенок жаровых труб и деталей форсунок, низкие показатели дымности.

К основным недостаткам форсунок этого типа относятся узкие пределы устойчивого горения, низкое качество распыливания топлива при запуске вследствие малых скоростей воздуха на режимах запуска.

В некоторых двигателях малой размерности применяются вращающиеся форсунки (рис. 2). В частности, вращающиеся форсунки применены на турбостартере ГТДЭ-117. Преимуществами вращающихся форсунок являются их относительная простота и дешевизна, уменьшение габаритов узла камеры сгорания. Недостатками являются неудовлетворительные характеристики при высотном запуске (при частоте вращения вала менее 6000 об/мин ухудшение распыливания приводит к выбросу пламени из двигателя [2]), сложность подвода топлива через вращающийся вал, обеспечение герметичности.

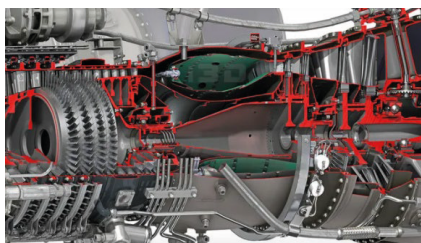


Рисунок 1. Камера сгорания ГТД ТВ3-117 с центробежными форсунками

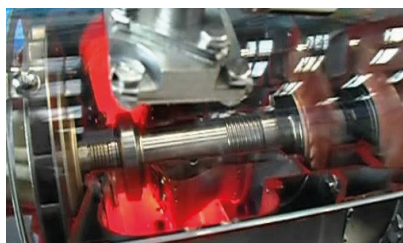


Рисунок 2. Вращающаяся форсунка ГТД ВК-100

На современных отечественных двигателях производства Объединенной двигателестроительной корпорации (ОДК), таких как ПД-14, ПД-8, ВК-650, используются центробежные форсунки. В то же время, в современных образцах зарубежной техники широкое применение находят испарительные форсунки (рис. 3, рис. 4). Особенно часто они используются в газотурбинных двигателях средней и малой размерности [3, 4, 5].

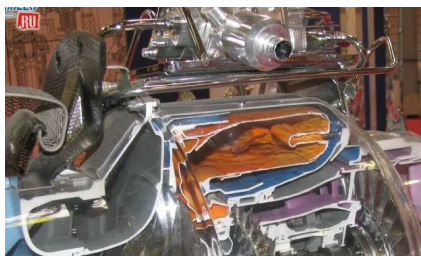


Рисунок 3. Камера сгорания двигателя Agrius 2G1 Turbomesa с испарительной системой топливоподачи

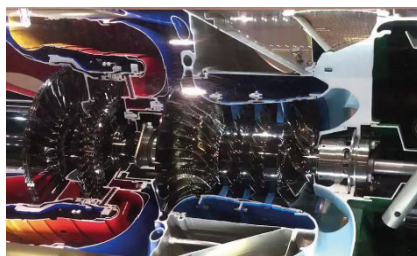


Рисунок 4. Камера сгорания двигателя Pratt Whitney Canada PT6A с испарительной системой топливоподачи

Испарительная система топливоподачи

Выделяют два типа испарительных систем топливоподачи: подача предварительно перегретого жидкого топлива и подача жидкого топлива в испарители, находящиеся в пламени.

Метод подачи предварительно перегретого жидкого топлива заключается в предварительном нагреве его до температуры, превышающей температуру кипения, и поддержании высокого давления в данной зоне, с последующим впрыском его в камеру сгорания, вследствие чего происходит снижение давления, мгновенное вскипание и быстрое испарение. Недостатками метода являются засорение элементов

топливных систем из-за проблем, связанных с крекингом топлива и отложением кокса в нагревательных трубках, а также трудности с регулированием расхода топлива.

Метод подачи жидкого топлива в испарители, находящиеся в пламени, заключается в подаче жидкого топлива вместе с некоторым количеством воздуха, где двухфазная смесь нагревается от стенок испарителя и вытекает из него в виде полностью испаренной газовой смеси. Достоинствами метода являются простота, возможность обеспечения равномерного распределения топлива по объему первичной зоны, умеренное давление подачи топлива, малое сажеобразование. Недостатками являются возможность прогара испарительных трубок, чувствительность системы к виду топлива и сложности запуска.

В отечественной специальной литературе [2, 6] авторы характеризуют испарительные форсунки как «сложные в доводке и регулировании, взрывоопасные при прогаре испарительных трубок».

Схема организации рабочего процесса в испарительной системе второго типа представлена на рис. 5 и рис. 6. Можно выделить четыре участка, различающиеся гидродинамикой течения пленки топлива на внутренней поверхности испарителя (трубки). Процесс теплообмена на этих участках определяется теплофизическими свойствами поступающего воздуха, топлива и его паров, гидродинамикой этих потоков, а также физическими свойствами твердой стенки, условиями теплообмена, давления среды, геометрии системы, режима движения жидкости и т.д. Помимо этого, отдельные компоненты топлива могут испаряться с различной скоростью, а значит, все термодинамические свойства топлива по длине испарителя существенно изменяются.

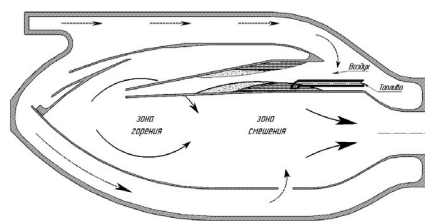


Рисунок 5. Схема камеры сгорания с подачей жидкого топлива в испарители, находящиеся в пламени

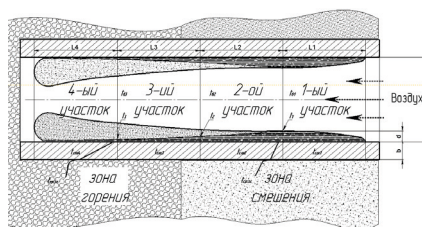


Рисунок 6. Схема организации рабочего процесса с подачей жидкого топлива в испаритель, находящиеся в пламени

На 1-м участке осуществляется нагрев пленки топлива до температуры насыщения при заданном давлении.

На 2-м участке начинается основной процесс парообразования. В 1-й и 2-й зонах пар не оказывает существенного влияния на пленку топлива.

На 3-м участке скорость пара по трубке увеличивается, что вызывает на границе фаз касательные напряжения и деформацию пленки топлива. Вследствие воздействия пара уменьшается толщина пленки и увеличивается скорость ее движения.

На 4-м участке происходит срыв жидкости с поверхности и увеличение капель в паровом потоке. На этом участке происходит дальнейшее уменьшение средней толщины пленки, увеличение ее скорости и, вследствие этого, увеличение теплоотдачи к пленке. Вынос жидкости в паровой поток приводит к резкому росту гидравлического сопротивления движению парового потока и росту давления.

На наружной поверхности испарителя (трубы) можно выделить две зоны, различающиеся по расположению их в жаровой трубе и соответствующими тепловыми потоками.

1-я находится в зоне горения. Для данной зоны будут характерны высокие тепловые потоки.

2-я находится в зоне смешения. Для данной зоны будут характерны умеренные тепловые потоки.

Наличие четырех участков, различающихся гидродинамикой течения пленки топлива, а также двух зон расположения наружной поверхности испарителя в жаровой трубе приводит к необходимости определения локальных коэффициентов теплоотдачи, для чего необходимо рассчитывать локальную гидродинамическую обстановку.

Существенным препятствием для применения в отечественных газотурбинных двигателях испарительных форсунок на настоящий момент является отсутствие общепринятой методики расчета испарительных форсунок. Количество работ, в которых приводятся методы расчета процесса испарения топлива, остается ограниченным.

Группой ученых из Санкт-Петербургского государственного технического университета под руководством доктора технических наук Э.Л. Китанина была предложена методика расчета теплообмена в пленочно-испарительных системах смесеобразования камер сгорания ГТУ [7, 8], проведены экспериментальные исследования испарения топлива. В экспериментах в работе делается акцент на последовательность испарения отдельных компонентов топлива и учет изменения теплофизических характеристик, давления паров компонентов по длине испарителя. Авторами отмечается, что развитие данных систем смесеобразования является перспективным для решения проблем сокращения вредных выбросов и повышения экономии топлива.

Результаты исследований были обобщены критериальным соотношением (1):

$$Sh_{zie} = 0,239Re_z^{0,8}Sc_{ie}^{0,33}\pi d_1 \quad (1)$$

в котором использован эффективный коэффициент диффузии первого компонента (2):

$$D_{1e} = D_{0i} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,6} \mu_{ni} / \mu_{np}^{1,5} (N_{ik})^{-0,1} \quad (2)$$

Стенд для автономных испытаний камер сгорания с испарительными форсунками

Для возможности ведения исследовательских работ в сфере разработки испарительных систем топливоподачи в БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова был создан стенд для автономных испытаний камер сгорания. В связи с тем, что основные работы в БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова проводятся с малоразмерными газотурбинными двигателями, стенд был разработан под двигатели малой размерности.

Стенд для испытания малоразмерных камер сгорания газотурбинных двигателей изготовлен при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям и размещен на кафедре А8 «Двигатели и энергоустановки ЛА» в Балтийском государственном техническом университете «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Стенд горизонтального типа, состоит из герметичного бокса с испытательной установкой и выносной кабины наблюдения, где располагаются приборы управления и контроля. Наблюдение за работой стенда осуществляется через смотровое окно. Показатели измерительных приборов фиксируются дистанционно с помощью видеокамеры. Эскизный проект стенда представлен на рис. 7.

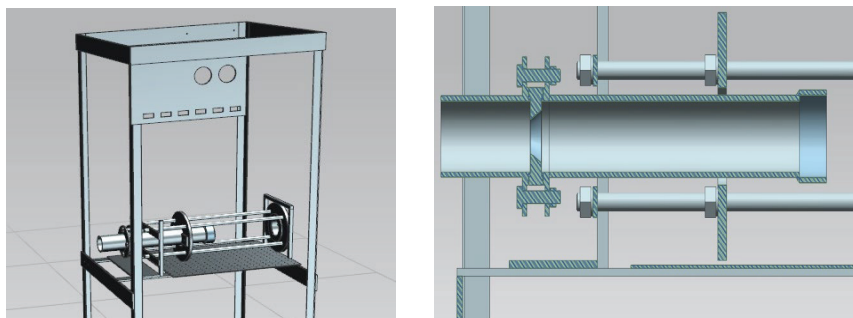


Рисунок 7. Эскизный проект стенда для автономных испытаний КС с испарительными форсунками

В состав стенда входят:

- Станина для установки объекта испытания;
- Система подвода сжатого воздуха;
- Входной мерный измерительный участок;
- Измерительная система;
- Система топливоподачи и регулирования;
- Система отвода выхлопных газов;
- Система управления.

Стенд оборудован системами измерения:

- Давление воздуха до расходной шайбы;
- Давление воздуха после расходной шайбы;
- Расход топлива Gt;
- Температура воздуха на входе в КС ($t_{in} = t_{in}^*$);
- Температура газа в 4-х точках на выходе из КС ТТ.

Данные обрабатываются на цифровом преобразователе L-CARD E-502.

Стенд предназначен для испытания малоразмерных камер сгорания длиной до 350 мм с внешним диаметром до 250 мм. Фиксация камеры на станине осуществляется подвижным прижимным фланцем. Стыковка со стендовыми входной и выходной частями по диаметру производится сменными индивидуальными переходниками. Помещение установки оборудовано взрывобезопасной системой освещения и системой пожаротушения. Внутреннее устройство стенда выполнено из негорючих материалов.

Подача воздуха осуществляется через систему, представленную стендовой компрессорной станцией и баллонной станцией (система трубопроводов, узел расходной шайбы и входной мерный участок, выполненный в соответствии с ГОСТ [9]). Компрессор способен длительно выдавать давление до 10 бар. Отвод выхлопных газов происходит посредством вывода их приемной трубой в вертикальную выхлопную шахту, после чего они сбрасываются в атмосферу.

Для оценки параметров рабочего процесса камеры предназначена измерительная система (измерительные приборы на входе и на выходе из камеры сгорания). Состав измерительной системы представлен в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Состав измерительной системы стенда

Параметр	Зона измерения	Диапазон измерения	Кол-во точек измерения	Погрешность измерения
Давление статическое	Вход в КС (входной мерный участок)	0–10 бар	2	0,25 бар
Полное давление		0–10 бар	1	0,25 бар
Температура		0–1200 °С	1	±1 °С
Температура	Корпус КС	0–1200 °С	1	±1 °С
Давление полное	Выходное сечение КС (место установки соплового аппарата)	0–10 бар	1	0,25 бар
Отбор на газоанализатор		–	1	–
Температура		0–1200 °С	4	±1 °С

На стенде предусмотрена возможность дистанционной подачи топлива на объект (система топливоподдачи и регулирования) (рис. 8). Топливо подается из мерной емкости при помощи двух насосов, соответственно, возможна количественная

оценка расхода топлива. Для косвенного измерения расхода топлива используются давление топлива перед форсунками p_m и напряжение топливного шестеренчатого электронасоса.

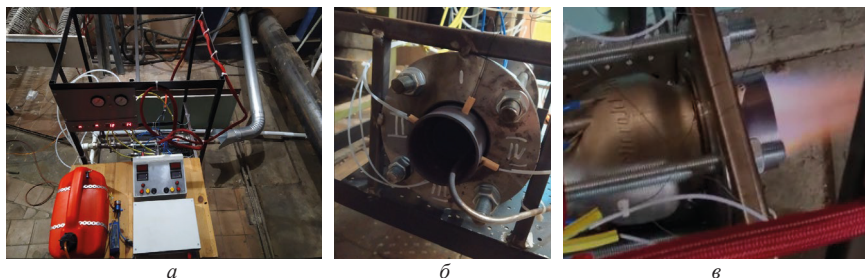


Рисунок 8. Стенд для автономных испытаний КС с испарительными форсунками:

а — общий вид стенда; *б* — средства измерения на выходе из камеры сгорания;
в — стенд в работе

Стенд имеет возможность проводить испытания различных типов испарительных форсунок, для чего конструкция предусматривает установку стендовой камеры сгорания со сменными форсунками.

На созданном стенде были проведены испытания камеры сгорания малоразмерного газотурбинного двигателя Jet-1 разработки ООО «МикроДжет» с испарительной системой топливоподачи. Камера изготовлена на отечественном 3D-принтере 3DLAM, выполнена как единая комплексно-интегрированная конструкция, методом синтеза на подложке из жаропрочного сплава ПР-08ХН53БМТЮ (АО «Полема») [10]. Целью испытаний являлась отработка системы факельного воспламенителя при запуске камеры сгорания и определение диапазона устойчивого горения на различных типах жидкого топлива. Во время экспериментов визуально наблюдалась картина горения, фиксировалась входная температура воздуха (одна точка замера) и выходная температура газа (4 точки замера), расход топлива при различных избытках воздуха α . Для оценки температурного поля и его неравномерности были построены графики температуры на выходе из КС в ходе запуска, выхода на режим и работы на режиме (рис. 9).

Для оценки полноты сгорания и величины эмиссии вредных веществ в выхлопе двигателя методом газовой хроматографии проведен химический анализ газовых проб. Использовали хроматографы Varian CP-3800 (Нидерланды/США). Газовые пробы на анализ отбирались по металлическому капилляру, методом вытеснения 200 мл. Место отбора — на выходе из камеры сгорания. Результаты анализа представлены в табл. 2.

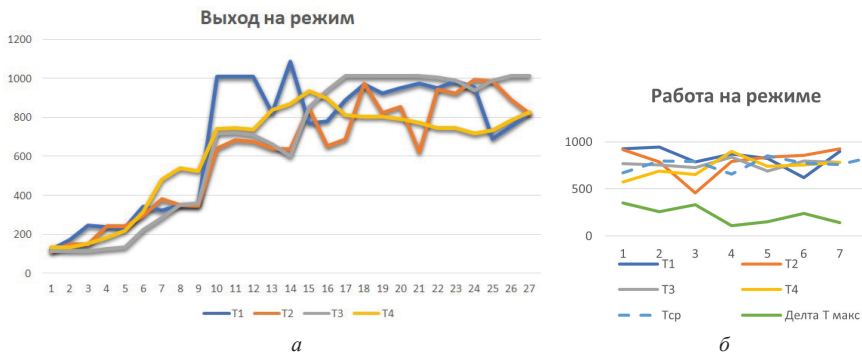


Рисунок 9. Температура по термопарам и осредненная температура на выходе из КС в ходе запуска камеры и выхода на режим

Т а б л и ц а 2

Результаты химического анализа состава продуктов сгорания

Компонент	Детектор	Время, мин.	Окно, мин.	Концентрация, %
H ₂	ДТП-1	1,15	0,50	0,081
O ₂	ДТП-1	1,92	0,50	15,4
N ₂	ДТП-1	2,51	0,50	80,2
CH ₄	ПИД	3,70	0,50	0,02
CO ₂	ДТП-2	4,54	0,50	3,78
CO	ДТП-1	5,45	0,50	0,46
C ₂ H ₄	ПИД	6,05	0,50	0,074
C ₂ H ₂	ПИД	6,46	0,50	0,005
C ₂ H ₆	ПИД	7,06	0,50	0,004
C ₃ H ₆	ПИД	11,43	0,50	0,024
C ₃ H ₈	ПИД	11,77	0,50	0,0004
i-C ₄ H ₁₀	ПИД	14,74	0,50	0,0001
C ₄ H ₈ -1	ПИД	14,74	0,50	0,0001
n-C ₄ H ₁₀	ПИД	15,00	0,50	0,0011
C ₄ H ₈ -2	ПИД	15,19	0,50	0,0037
C ₄ H ₈ -3	ПИД	15,40	0,50	0,0006
Neo-C ₅ H ₁₂	ПИД	17,21	0,50	0,0001
i-C ₅ H ₁₂	ПИД	18,64	0,50	0,0001
1-C ₅ H ₁₀	ПИД	19,41	0,50	0,0014
n-C ₅ H ₁₂	ПИД	19,91	0,50	0,0003
2-C ₅ H ₁₀	ПИД	19,91	0,50	0,0001
3-C ₅ H ₁₀	ПИД	21,24	0,50	0,0001
4-C ₅ H ₁₀	ПИД	21,24	0,50	0,0001

Заключение

Развитие систем смесеобразования является решением проблем сокращения вредных выбросов, повышения экономии топлива, характеристик работы и параметров двигателя в целом. Перспективным направлением является внедрение испарительных систем топливоподачи. Физический процесс испарительной системы зависит от большого числа граничных условий теплообмена и приводит к необходимости определения локальных коэффициентов теплоотдачи, для чего необходимо рассчитывать локальную гидродинамическую обстановку. Существенным препятствием для применения испарительных форсунок в отечественных газотурбинных двигателях на настоящий момент является отсутствие общепринятой методики расчета испарительных форсунок. Количество работ, в которых приводятся методы расчета процесса испарения топлива, а также количество экспериментальных исследований остается ограниченным. Для возможности проведения исследовательских работ в сфере разработки испарительных систем топливоподачи в БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова был создан стенд для автономных испытаний камер сгорания. Испытана малоразмерная камера сгорания с испарительными форсунками, проведена оценка полноты сгорания и величины эмиссии вредных веществ в выхлопе двигателя.

Литература

1. Зрелов В.А., Маслов В.Г. Основные данные отечественных авиационных ГТД и их применение при учебном проектировании: учеб. пособие / В.А. Зрелов, В.Г. Маслов. Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1999. 160 с.
2. Григорьев А.В., Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Саливон Н.Д. Теория камеры сгорания / под ред. О.А. Рудакова. СПб: Наука, 2010. 228 с.
3. Mehra A., Waitz I.A. Development of a Hydrogen Combustor for a Microfabricated Gas Turbine Engine // Gas Turbine Laboratory. Department of Aeronautics and Astronautics Massachusetts Institute of Technology Cambridge, MA 02139.
4. Mehra A., Zhang X., Member, IEEE, Avón A.A., Member, IEEE, Waitz I.A., Spadaccin C.M. A Six-Wafer Combustion System for a Silicon Micro Gas Turbine Engine // Journal of microelectromechanical systems. December 2000. Vol. 9. No. 4.
5. Fuchs F., Meidinger V., Neuburger N., Reiter T., Zündel M., Hupfer A. Challenges in designing very small jet engines — fuel distribution and atomization // ISROMAC, 2016.
6. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / пер. с англ. М.: Мир, 1986. 566 с.
7. Китанин Э.Л., Ошерова М.Ю., Добровольский А.С. Тепломассообмен в пленочно-испарительных системах смесеобразования камер сгорания ГТУ // Теплоэнергетика. 1993. № 3. С. 12–15.
8. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А. О теплоотдаче к испаряющейся топливной пленке // Тр. ЦНИТА. 1978. № 72. С. 39–44.
9. Расход жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью специальных сужающих устройств: методические указания. РД 50-411-83. М.: Издательство стандартов, 1984. 52 с.
10. Побелянский А.В., Левихин А.А. Исследование возможностей аддитивных технологий при создании элементов двигательных установок // Аддитивные технологии: настоящее и будущее: сборник докладов VI Международной конференции. М., 2020. С. 19–36.

С. В. Коцюбинский

ИЦ-7 АО «ОДК-Климов», Москва
krylova_s@avia500.ru

ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСАЖНОГО ТОПЛИВА ВО ФРОНТОВОМ УСТРОЙСТВЕ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы обеспечения оптимального состава топливовоздушной смеси во фронтальном устройстве форсажной камеры ТРДДФ семейства РД-33. Ставится задача повышения полноты сгорания топлива для получения максимальной тяги на режиме полного форсажа. Предлагается новая конструкция фронтального устройства и перераспределение форсажного топлива по сечению форсажной камеры.

Ключевые слова: форсажная камера, фронтальное устройство, ТРДДФ, полнота сгорания.

Вводная часть

Большое значение для успешного выполнения боевых задач высокоманевренных самолетов имеют полеты, использующие форсированные режимы работы двигателя.

Применительно к форсированным режимам работы двигателя основными проблемами управления остаются следующие:

- обеспечение оптимального состава топливовоздушной смеси (ТВС) в форсажной камере сгорания (ФКС) ($\alpha_{\Sigma omn}$);
- создание условий для обеспечения высокой полноты сгорания форсажного топлива.

Решение этих проблем позволит повысить эффективность работы двигателя на форсированных режимах для получения максимальной форсажной тяги.

1. Основная часть

1.2. Особенности существующих ФКС

Недостатком форсажной камеры сгорания (ФКС) двигателя РД-33 является видимая невооруженным глазом низкая температура газа в отдельных зонах за стабилизаторами из-за богатой ТВС и бедной за днищем кока на режиме «Полный форсаж» (ПФ), как показано в серии статей [1, 2].

Причиной такой неравномерности является струйная система распыливания топлива из радиальных пальцевых распылителей, не обеспечивающая качество смешения топлива с воздухом. Струйное распыливание топлива через 2-й и 3-й форсаж-

ные коллекторы не создает качественного разбиения топлива на микрокапли размером менее 35 мкм для полного сгорания в форсажной камере. Полнота сгорания 86%, полученная при стендовых испытаниях, должна быть повышена до 95–98%.

Струи топлива от периферийной пристеночной части пальцевых распылителей при давлении во 2-м коллекторе $P_{тф} = 27 \div 32$ кгс/см² могут долететь до экранов и создать в пристеночном слое богатую ТВС, приводящую к короблению и прогарам больших проставок сопла (рис. 1). При этом 16% площади у центра сечения за фронтальным устройством не получает форсажного топлива, все струи топлива направлены по касательным к окружностям расположения отверстий форсунок и создают обогащение средних и пристеночных потоков воздуха и газа.

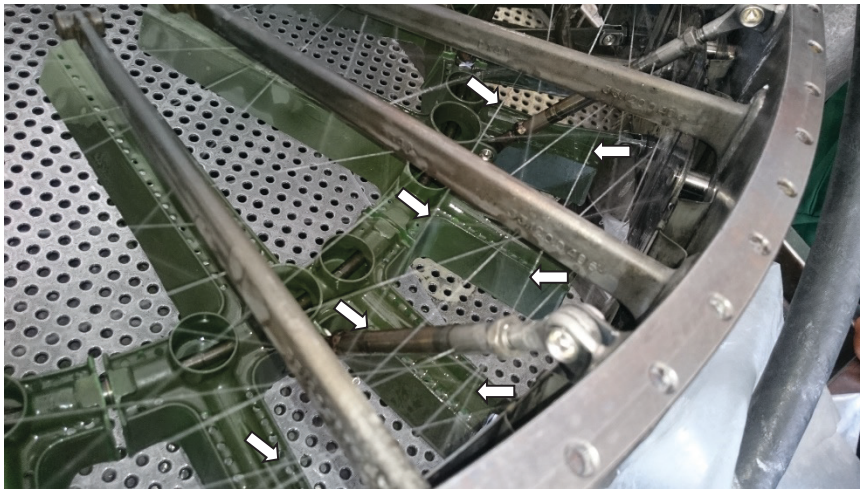


Рисунок 1. Проливка 2-го форсажного коллектора на технологическом стенде

Это более вероятно при высотных испытаниях двигателя, например, на высоте $H = 12\ 000$ м, при давлении $P_n = 0,2$ кгс/см², когда скоростной напор газа в форсажной камере не может значительно воздействовать на струю топлива, а 3-й коллектор еще не вступает в работу. На рис. 1 стрелками показаны отдельные струи, достигающие защитных экранов на стенде для проливки коллекторов.

При увеличении высоты полета самолета и снижении давления воздуха на входе в двигатель регулятор форсажного топлива (РСФ) по программе $G_{тф} / P^*_{к} = f(\alpha_{руд}, T^*_{вх})$ уменьшает величину $G_{тф}$, при этом распределитель форсажного топлива (РТФ) не изменяет давление открытия 3-го коллектора, сохраняя его на уровне $27 + 1,5$ кг/см², что благоприятно сказывается на распыливании топлива 2-м коллектором. Однако снижение общего расхода форсажного топлива приводит к снижению расхода в 3-м коллекторе и ухудшению распыливания (рис. 2) [1].



Рисунок 2. Струи топлива из 3-го коллектора при малом давлении

1.2 Изменение конструкции распылителей

Для обеспечения качественного разбиения форсажного топлива на микрокапли в зонах около распылителей лучше всего использовать центробежные форсунки, но это потребует существенной переделки фронтального устройства и полного объема стендовых и летных испытаний.

Исходным для доработки является пальцевый распылитель (рис. 3). Распределение топлива для начального этапа испытаний в продольной части остается с координатами чертежа. Изменяется количество отверстий и их диаметр в концевой части распылителя. Для подвода топлива в центральную зону и за обтекатель турбины в каналах распылителей 2-го и 3-го коллекторов добавляется по три отверстия $\varnothing 0,6$ мм, отклоненные от оси топливного канала на угол 30° — одно в продольной плоскости по движению газов, два в поперечной плоскости К — К (рис. 4).

Через эти отверстия расходом около $15\% G_{\text{тф}}$ будет заполняться распыленным топливом поток газов за обтекателем турбины.

Целью настоящей статьи является разработка мероприятий для организации распыливания топлива таким образом, чтобы коэффициент избытка воздуха в стабилизаторе не изменялся при включении 2-го и 3-го коллекторов (синие стрелки на рис. 5) [3].

Предлагается вариант перевода струйного распылителя в струйный распылитель с отражающим экраном. Топливо как 2-го, так и 3-го коллекторов бьется об отражающий экран и мелкими каплями заполняет пространство около пальцевых распылителей, обеспечивая качественный распыл в поперечной зоне между лучами стабилизаторов.

Распылитель 33.12.0.0406

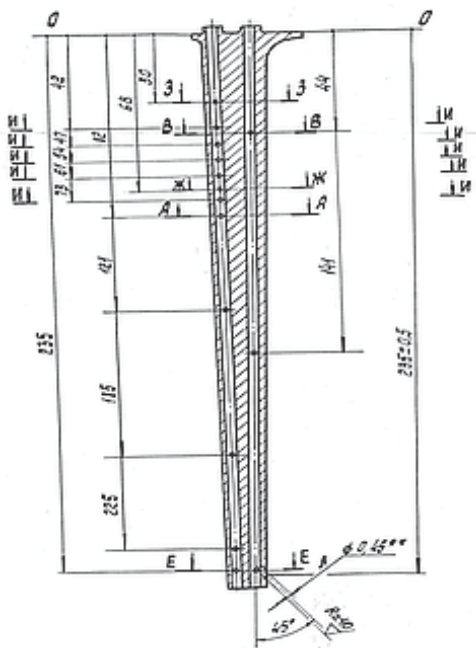


Рисунок 3. Распылитель штатный

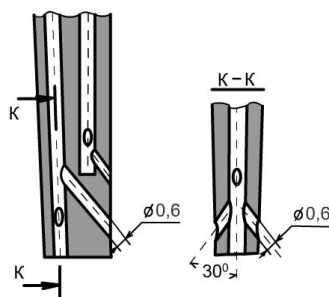


Рисунок 4. Добавленные отверстия

Проблема качественного распыливания топлива может быть решена с помощью разворота на угол $5 \div 15^\circ$ от направления потока газа отверстий, распыливающих топливо, доработки пальцевых распылителей отражателями, создающими мелкодисперсное распыливание в зонах между распылителями около отражателя.

Зона распыливания не позволяет проникать в карбюраторные трубки стабилизаторов топливу 2-го и 3-го форсажных коллекторов за счет боковых ограничителей на распылителях, чтобы сохранить устойчивое горение и температурный режим в стабилизаторе.

Предлагается вместо существующего стабилизатора с широкими полками (красного цвета), имеющего загромождение проходного сечения 50%, установить новый, без полок и отверстий, исключающий попадание форсажного топлива 2-го и 3-го коллекторов внутрь стабилизатора (серого цвета, рис. 6) [2].

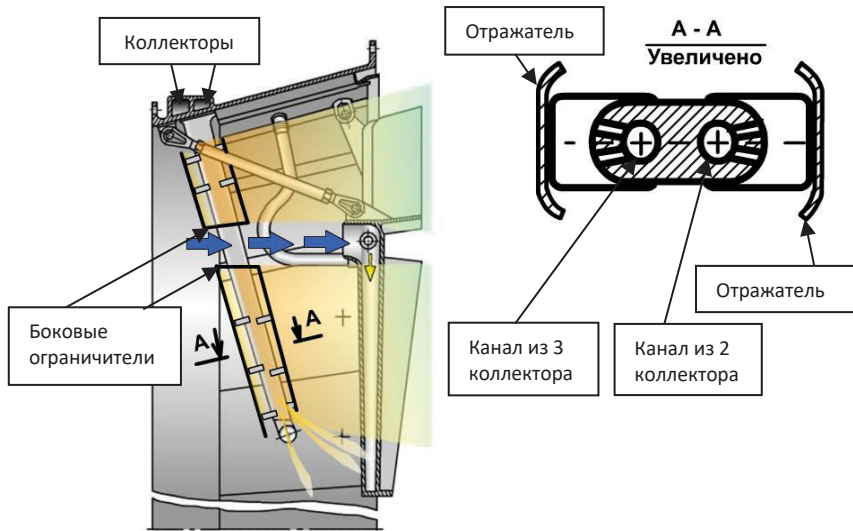


Рисунок 5. Фронтное устройство и распылитель с пластинами-отражателями

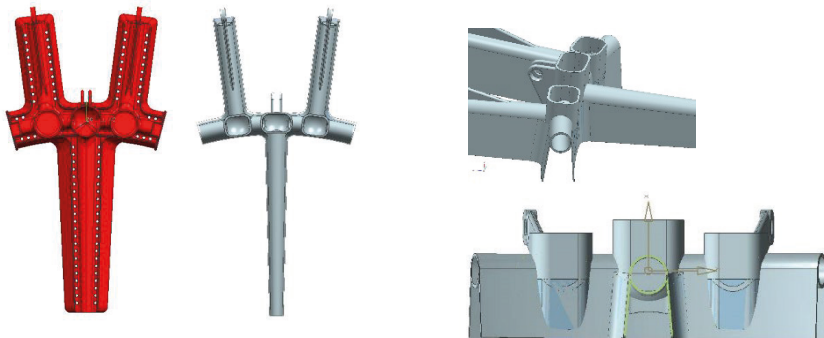


Рисунок 6. Существующий и новый стабилизаторы

Загромождение нового стабилизатора достигает 26%, расчетное значение коэффициента избытка воздуха в зоне обратных токов и горения заложено $\alpha = 0,36$, как у существующего при оптимальном режиме работы. За счет снижения расхода воздуха в зоне горения, куда попадает только ТВС из карбюраторных трубок, расход топлива в 1-й форсажный коллектор с 13% снизится до 3,6%, а оставшиеся 9,4% направляются через 3-й коллектор в зону горения для достижения $\alpha = 1,12$ по всему сечению ФКС и повышения полноты сгорания форсажного топлива.

Это позволит увеличить форсажную тягу на режиме «ПФ».
Снижение загромождения проходного сечения во фронтном устройстве увеличит тягу и на бесфорсажных режимах.

1.3. Изменение системы подачи форсажного топлива

Предлагается система подачи топлива в форсажную камеру ТРДДФ, содержащая блок управления, топливный бак, форсажный насос, регулятор расхода форсажного топлива, распределитель, направляющий в зависимости от давления газов в форсажной камере и заданного режима работы двигателя топливо в 1-й коллектор со стабилизаторами пламени, 2-й коллектор и 3-й коллектор, отличающаяся тем, что за распределителем в трубопроводе 2-го коллектора установлен отсечной клапан, который открывается и закрывается по командам блока управления при достижении заданных значений давления во 2-м и 3-м коллекторах, обеспечивая расход и давление топлива, необходимые для качественного распыливания топлива и распределения топливоздушнной смеси по сечению форсажной камеры (рис. 7).

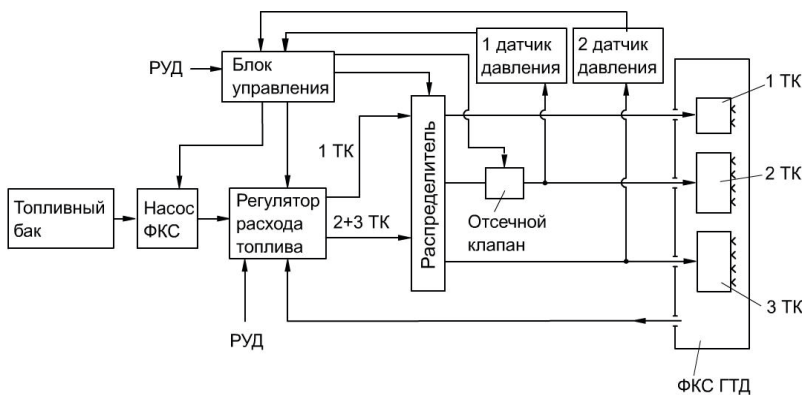


Рисунок 7. Функциональная схема системы регулирования подачи топлива в форсажную камеру сгорания

На графике распределения форсажного топлива по коллекторам от изменения положения рычага управления двигателем показано переключение расхода из 2-го коллектора в 3-й с помощью отсечного клапана (рис. 8).

При увеличении форсажного режима при установке рычага управления двигателем в положение «Полный форсаж» расход форсажного топлива в коллекторе 2 ТК линейно нарастает и после поступления сигнала от 1-го датчика давления о достижении заданного значения давления в коллекторе 2 ТК (точка А на графике) блок управления снимает с регулятора блокировку включения коллектора 3 ТК, при этом закры-

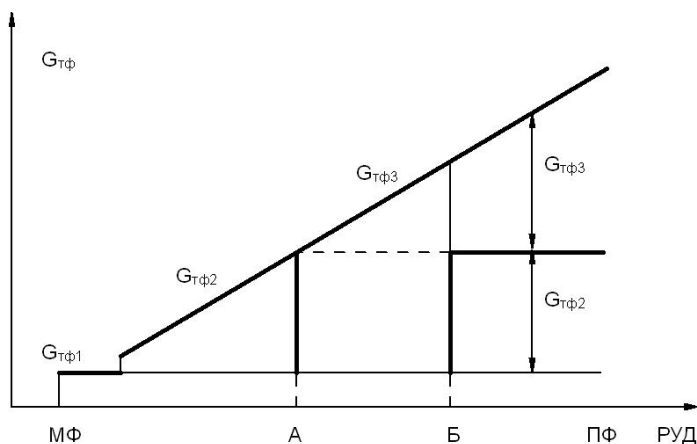


Рисунок 8. График распределения форсажного топлива по коллекторам от изменения положения рычага управления двигателем

вает отсечной клапан на коллекторе 2 ТК. Распределитель перенаправляет весь дозированный расход форсажного топлива в коллектор 3 ТК, создавая в нем давление, необходимое для качественного распыливания топлива и устойчивой работы двигателя на заданном режиме. При дальнейшем увеличении расхода и достижении заданной величины давления в коллекторе 3 ТК и поступления сигнала от 2-го датчика давления (точка Б на графике) блок управления вновь открывает отсечной клапан, распределитель делит суммарный расход топлива между коллекторами, возвращая установленную долю топлива в коллектор 2 ТК, а остальную часть топлива направляет в коллектор 3 ТК.

Заключение

Представленные в статье материалы позволяют разработать конструкцию форсажной камеры сгорания, в которой создаются условия устойчивого горения в стабилизаторах на всех форсажных режимах, устраняется причина прогара экранов и створок сопла.

Состав ТВС по поперечному сечению форсажной камеры приближается к оптимальному за счет равномерного распределения форсажного топлива, высокого качества распыливания и увеличения полноты сгорания.

Снижение площади загромождения стабилизатором во фронтном устройстве увеличит тягу двигателя на всех режимах.

По результатам выполнения всех предложенных изменений тяга двигателя на режиме «ПФ» на земле может увеличиться на 600÷800 кгс.

Литература

1. *Коцюбинский С.В.* Оптимизация ТВС на входе в форсажную камеру двухконтурного турбореактивного двигателя РД-33 // *Климовские чтения* — 2018. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник докладов международной научно-технической конференции. СПб: Скифия-принт, 2018. С. 214–219.
2. *Коцюбинский С.В.* Повышение полноты сгорания в форсажной камере двухконтурного турбореактивного двигателя РД-33 // *Климовские чтения* — 2019. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб: Скифия-принт, 2019. С. 223–229.
3. Патент на полезную модель «Форсажная камера двухконтурного ГТД» по заявке № 2021106212 от 10.03.2021.

А. В. Люшинский

ООО «Авиационно-космические технологии», Москва, Сколково
nilsvarka@yandex.ru

ОСОБЕННОСТИ ДИФФУЗИОННОЙ СВАРКИ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

Аннотация. Рассмотрены особенности диффузионной сварки некоторых жаропрочных сплавов на никелевой и титановой основе, широко применяемых в авиационном двигателестроении. Показана возможность получения сварных соединений с необходимой прочностью и отсутствием пластической деформации деталей. Отмечена роль промежуточных слоев из фольги различных металлов при формировании сварных соединений. Указаны некоторые оптимальные режимы твердофазного соединения жаропрочных сплавов.

Основными материалами, применяемыми в двигателестроении, являются жаропрочные сплавы на основе никеля, титана и кобальта. Детали, изготовленные из этих материалов, соединяют в узлы и сборочные единицы различными методами: механическим болтовым креплением, бандажированием, пайкой и некоторыми способами сварки плавлением — электронно-лучевой или трением. Первые два метода увеличивают массу конструкции, паяные соединения могут разрушаться при небольшом неуправляемом скачке рабочих температур, а сварка плавлением обеспечивает качественное соединение только металлургически совместимых сплавов. Очень небольшой сегмент во всех технологиях, применяемых в производстве двигателей, занимает сварка в твердой фазе, в частности, диффузионная сварка. Ее возможности не ограничены, а ее применение может привести к радикальным изменениям как в технологическом цикле изготовления двигателей, так и в конструкции отдельных узлов двигателя [1]. А главное, эта технология может привести к значительному уменьшению массы двигателя.

В данной статье сделана попытка показать возможности диффузионной сварки применительно к обеспечению качественных соединений деталей двигателестроения из жаропрочных сплавов, как в одноименном, так и в разноименном сочетании, тем самым зафиксировать ее роль в перспективе дальнейшего развития двигателестроения.

Исследования проводили на образцах из жаропрочных сплавов следующих марок: ВЖЛ12У, ЖС6У, ЖС32 и ЖС32Моно, ВВ751, ЭП741НП, ЭП866Ш, ВТ3-1, ВТ8-1, ВТ20, ВТ25, композит TiNC. Размер образцов: диаметр 20÷30 мм, высота 40 мм. Технология диффузионной сварки может быть реализована по двум схемам: соеди-

нение двух образцов напрямую; соединение с применением промежуточных слоев, располагаемых между соединяемыми поверхностями [2]. В качестве таких слоев в настоящих работах применена фольга на основе никеля (НП-1, НП-2, 50Н, 79НМ), ванадия, вольфрама, ниобия, серебра и палладия толщиной от 0,1 до 0,5 мм. Сварку проводили на специализированной вакуумной установке СДВУ-50 с радиационным нагревом деталей при вакууме не хуже $5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. Структура сварных швов исследовалась на оборудовании металлографической лаборатории Olympus, механические испытания — на специализированном комплексе Instron.

Анализ литературных данных [2–4] и результатов предварительных экспериментов по сварке жаропрочных материалов показывает, что обеспечение жаропрочности и пластичности сварных соединений связано с большими трудностями. Значительно возрастает величина необходимой пластической деформации основных металлов при сварке. Возникающие при этом деформации оказываются значительно меньше тех деформаций, которые обеспечивают жаропрочность соединений. Поэтому расчет параметров режима сварки необходимо вести исходя из обеспечения требуемой для жаропрочности пластической деформации.

Температуру процесса надо выбирать в интервале, который гарантирует проявление высоких пластических свойств материалов. Температурный интервал определяется по диаграммам технологической пластичности. При этом необходимо учитывать и диаграммы рекристаллизации сплавов, чтобы исключить возникновение разноструктурности металла в зоне стыка. На основании многочисленных экспериментальных данных рекомендовано, что температура сварки жаропрочных материалов не должна превышать температуры заметных структурных изменений гетерофазного сплава или роста зерна и развития разноструктурности в однофазных сплавах, уменьшающих длительную пластичность металла. Желательно, чтобы температура диффузионной сварки совпадала с температурой стандартной термической обработки.

Сварочное давление обеспечивает определенную скорость деформации (ползучести) сплава. В сочетании с длительностью процесса сварки оно определяет степень макропластической деформации. Именно степень деформации при постоянном сварочном давлении является мерой качества соединений.

Следует отметить, что одно и то же значение степени деформации может быть достигнуто при различных сочетаниях температуры, сварочного давления и времени выдержки. Качество соединений также будет близким, хотя о полной идентичности говорить нельзя, поскольку формирование структуры чувствительно, главным образом, к температуре и скорости деформации.

Производили сварку образцов из сплава ВЖЛ-12 и стали 13Х11Н2В2МФ (ЭИ961) через никелевую фольгу НП-1 толщиной 0,5 и 0,1 мм. Параметры режима: температура сварки $T_{св} = 1140$ °С, сварочное давление $P = 2$ кгс/мм², время сварки $t = 20$ мин. После сварки остаточная пластическая деформация образцов из 13Х11Н2В2МФ составляла не более 7%, а образец из ВЖЛ-12 не имел пластической деформации.

Образцы подвергали термической обработке при $T = 530\text{ }^{\circ}\text{C}$, а затем производили их механические испытания на разрыв. Прочность $\sigma_B > 67\text{ кгс/мм}^2$, и разрушение происходит по телу образца, а не по зоне соединения. Микроструктура зоны сварки внутренних дефектов не выявила.

Результатом этих исследований явилась разработка технологии диффузионной сварки вала с рабочими колесами турбин, изготовление опытной партии таких изделий и успешное их испытание. Это позволило отказаться от механических методов крепления, увеличив выпуск продукции, отвечающей самым высоким требованиям.

Другим литейным никелевым сплавом, который подвергался диффузионной сварке, является сплав **ЖС6У**. Сварку образцов производили при $T = 1150 \dots 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 2\text{ кгс/мм}^2$, $t = 15 \dots 30\text{ мин}$. через промежуточные слои из фольги НП-2 (толщина 0,5 мм) и 50Н (толщина 0,1 мм). Как показывают исследования, при одних и тех же параметрах режима диффузионной сварки на процесс образования соединения (диффузионный обмен) между сплавом и промежуточным слоем оказывает влияние химический состав основного материала и промежуточного слоя. Это видно как по ширине диффузионной зоны, так и по наличию или отсутствию непроваров в зоне соединения даже при $T = 1150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рентгеноспектральный анализ показывает повышенное содержание титана и алюминия в промежуточном слое из чистого никеля за счет их больших скоростей диффузии из сплава ЖС6У. В то же время диффузия кобальта протекает с меньшей скоростью, и его содержание в прокладке ниже, чем в сплаве. Такое явление не наблюдается при использовании промежуточного слоя из пермаллоя 50Н, так как содержащиеся в нем химические элементы плавно регулируют диффузионные потоки между основным материалом и промежуточным слоем.

Микротвердость околошовной зоны при сварке через фольгу 50Н выше (514 HV), чем при сварке через фольгу НП-2 (346 HV), и близка к микротвердости основного металла (449 HV), при этом микротвердость околошовной зоны с использованием НП-2 ниже микротвердости основного металла в 1,3 раза.

Следует отметить, что при сварке на указанных режимах макропластическая деформация образцов сплава ЖС6У отсутствует. Механические испытания на разрыв показывают, что наибольшая прочность ($\sigma_B = 99,3 \dots 106,0\text{ кгс/мм}^2$) у образцов, сваренных через фольгу из сплава 50Н, и разрушение более вязкое, чем при сварке через никель НП-2. Разрушение происходит по промежуточному слою.

Оптимальный режим диффузионной сварки: $T = 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 3 \dots 4\text{ кгс/мм}^2$, $t = 30\text{ мин}$. При более низких температурах пластичность сплава весьма мала, а сопротивление деформированию велико. Ползучесть сплава при температурах ниже $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ проявляется лишь при увеличении сварочного давления свыше 5 кгс/мм^2 .

Литейный жаропрочный сплав **ЖС-32** предназначен для изготовления охлаждаемых лопаток рабочего колеса газотурбинных двигателей. Этот сплав получают методом высокоскоростной направленной кристаллизации, который обеспечивает формирование монокристаллической структуры сплава, обладающей более высокой жаропрочностью. Как следует понимать, параметры режима диффузионной сварки,

наряду с обеспечением требуемой прочности сваренных деталей, не должны приводить к изменению их монокристаллической структуры. При этом учитывали, что нижним пределом температуры сварки является температура начала процессов рекристаллизации и диффузии — для ЖС32 она составляет 1276 °С. Верхним пределом температуры сварки является температура начала интенсивного разупрочнения сплава — 1340 °С. При такой температуре происходит уменьшение пластичности жаропрочных сплавов и при приложении сжимающей нагрузки пластическая деформация превосходит предельную пластичность металла. В результате этого в зоне контакта образуются микротрещины.

Как показали эксперименты, оптимальными параметрами сварки, при которых формируется качественное сварное соединение ($\sigma_{\text{в}}^{20} = 110 \text{ кгс/мм}^2$) с сохранением исходных свойств материалов, являются: $T = 1300 \text{ °С}$, $P = 0,1 \text{ кгс/мм}^2$, $t = 40\text{--}60 \text{ мин}$. При этом макропластическая деформация образцов отсутствует, относительное удлинение составляет $\approx 5\%$. При испытаниях сварных соединений на длительную прочность при $T = 975 \text{ °С}$ и нагрузке 40 кгс/мм^2 образцы разрушились после 106 часов по основному материалу.

На первом этапе исследований по сварке **ЖС32Моно** произведена оценка влияния класса обработки свариваемых поверхностей на прочность сварных соединений при комнатной температуре. Установлено, что наилучшие результаты по прочности сварных соединений ($\sigma_{\text{в}} = 78,2 \text{ кгс/мм}^2$) получены на образцах со средней высотой микронеровностей $R_a = 0,8 \text{ мкм}$, а наихудшие ($\sigma_{\text{в}} = 47,4 \text{ кгс/мм}^2$) — при $R_a = 3,2 \text{ мкм}$. Сварку производили при $T = 1300 \text{ °С}$, $P = 1 \text{ кгс/мм}^2$ и $t = 40 \text{ мин}$.

Главное внимание уделено выбору оптимальных параметров диффузионной сварки — T , P и t , при которых прочность сварных соединений должна быть не менее 0,85 от прочности сплава ЖС32, при этом макропластическая деформация деталей недопустима. В экспериментах использовали образцы, у свариваемых поверхностей которых высота микронеровностей $R_a = 0,8 \text{ мкм}$. При этом учитывали, что нижним пределом температуры сварки является температура начала процессов рекристаллизации и диффузии — для ЖС32 она составляет 1276 °С. Верхним пределом температуры сварки является температура начала интенсивного разупрочнения сплава — 1340 °С. При такой температуре происходит уменьшение пластичности жаропрочных сплавов и при приложении сжимающей нагрузки пластическая деформация превосходит предельную пластичность металла. В результате этого в зоне контакта образуются микротрещины.

Сварочное давление может изменяться в широких пределах в зависимости от главного параметра — температуры: чем выше температура, тем ниже сварочное давление.

На основании вышеизложенного, а также по результатам многочисленных экспериментов определили параметры оптимального режима диффузионной сварки образцов из сплава ЖС32: $T = 1320 \text{ °С}$, $P = 0,1 \text{ кгс/мм}^2$, $t = 60 \text{ мин}$. При этом прочность сварного соединения при комнатной температуре (без последующей после сварки

термообработки) $\sigma_B > 87$ кгс/мм²; относительное удлинение ~5%; макропластическая деформация отсутствует.

При испытаниях сварных соединений на длительную прочность при $T = 975$ °С и нагрузке 30 кгс/мм² образцы разрушились после 40 часов.

Для повышения прочностных свойств сварных соединений решено применить термическую обработку сварных соединений по режиму: $T = 1280$ °С в течение 4 ч в вакууме. Как результат, прочность соединений при комнатной температуре и относительное удлинение практически не изменились, но длительная прочность составила 106 часов.

Другим «гранульным» жаропрочным сплавом, образцы которого соединяли диффузионной сваркой, является сплав **ЭП741НП**, из которого изготавливаются диски газотурбинных двигателей. Прочность сварного соединения превышает 130 кгс/мм² при $T = 1250$ °С, $P = 2$ кгс/мм² и $t = 40$ мин. без применения промежуточных слоев и более 110 кгс/мм² при использовании промежуточного слоя из фольги НП-2 толщиной 0,2 мм.

Сплавы **BT8-1** и **ЭП741НП** по-разному пластически деформируются под действием одних и тех же температур и сжимающих усилий. Сплав ЭП741НП имеет более высокое сопротивление ползучести, чем BT8-1. Поэтому в первую очередь определяли зависимость величины деформации ϵ образцов сплава BT8-1 от температуры и сварочного давления. Эти исследования показали, что при приложении удельного сварочного давления $P = 0,1$ кгс/мм² при $T = 1000$ °С величина $\epsilon \geq 10\%$. С понижением температуры до $T = 920$ °С и сварочном давлении $P = 2$ кгс/мм² она уменьшается до 4%. Выбор оптимальных параметров диффузионной сварки — T , P и t — осуществлялся на основе основного требования: прочность сварных соединений должна быть не менее 0,85 от прочности менее прочного сплава, при этом макропластическая деформация деталей должна отсутствовать или не превышать 6%.

Исходя из этого, нижним пределом температуры сварки выбрали температуру 920 °С. Верхним пределом температуры сварки является температура начала интенсивного разупрочнения сплава BT8-1 — 1000 °С.

Для сплава ЭП741НП максимальной температурой, при которой начинается его пластическая деформация, является 1200 °С, что, естественно, неприемлемо для сплава BT8-1.

Сварочное давление может изменяться в широких пределах в зависимости от главного параметра — температуры: чем выше температура, тем ниже сварочное давление.

На основании вышеизложенного, а также по результатам многочисленных экспериментов по сварке BT8-1 + BT8-1 определили 2 варианта параметров оптимального режима диффузионной сварки, которые можно адаптировать к соединению образцов BT8-1 + ЭП741НП:

1-й вариант: $T = 920$ °С, $P = 2,0$ кгс/мм², $t = 40$ мин.;

2-й вариант: $T = 1000$ °С, $P = 0,1$ кгс/мм², $t = 30$ мин.

При этом пластическая деформация образцов составляла не более 6%, а прочность сварных соединений ВТ8-1 + ВТ8-1 при комнатной температуре $\sigma_B > 95$ кгс/мм².

С изменением температуры сварки пластическая деформация наблюдается, в первую очередь, на образцах титана.

В качестве промежуточных слоев применяли фольгу никеля НП-2, ванадия, вольфрама, ниобия, серебра и палладия толщиной 0,1 мм. Фольга никеля НП-2 всегда располагалась со стороны никелевого сплава ЭП741НП, а другая фольга — со стороны титанового сплава ВТ8-1. Другими словами, сварной образец представлял собой следующую сборку: ВТ8-1 + фольга V (W, Nb, Ag, Pd) + НП-2 + ЭП741НП.

При испытаниях на механическую прочность сварных соединений, сваренных через промежуточные слои, оказалось, что разрушение происходит только со стороны промежуточных слоев V, W, Nb, Ag, Pd. Результаты испытаний сведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Результаты испытаний сварных соединений ВТ8-1 + ЭП741НП при сварке через различные промежуточные слои

Промежуточный слой	Режим диффузионной сварки	σ_B , кгс/мм ²	ϵ_{T1} , %
V	T = 920 °C, P = 2,0 кгс/мм ² , t = 40 мин.	50–52	4–5
	T = 1000 °C, P = 0,1 кгс/мм ² , t = 30 мин.	51–53	10–12
W	T = 920 °C, P = 2,0 кгс/мм ² , t = 40 мин.	12–14	4–5
	T = 1000 °C, P = 0,1 кгс/мм ² , t = 30 мин.	10–13	10–12
Nb	T = 920 °C, P = 2,0 кгс/мм ² , t = 40 мин.	30–32	4–5
	T = 1000 °C, P = 0,1 кгс/мм ² , t = 30 мин.	29–34	10–12
Ag	T = 920 °C, P = 2,0 кгс/мм ² , t = 40 мин.	23–24	4–5
	T = 1000 °C, P = 0,1 кгс/мм ² , t = 30 мин.	26–27	10–12
Pd	T = 920 °C, P = 2,0 кгс/мм ² , t = 40 мин.	58–60	4–5
	T = 1000 °C, P = 0,1 кгс/мм ² , t = 30 мин.	59–62	10–12

Как видно из табл. 1, наибольшей прочностью обладают соединения, сваренные через промежуточные слои из ванадия и палладия.

Для повышения прочностных свойств сварных соединений решено применить термическую обработку сварных соединений по режиму: T = 600 °C в течение 1 часа в вакууме. В результате прочность соединений при комнатной температуре повышается на 5–7%.

Проведенные исследования показали, что технология диффузионной сварки позволяет получать сварные соединения титанового сплава BT8-1 с никелевым сплавом ЭП741НП с прочностными свойствами $\sigma_{в\ свар} = 0,5-0,7 \sigma_{в\ соединяемых\ материалов}$ при $T = 920\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 2,0\text{ кгс/мм}^2$, $t = 40\text{ мин.}$ или $T = 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 0,1\text{ кгс/мм}^2$ и $t = 30\text{ мин.}$ В качестве промежуточных слоев необходимо применять фольгу ванадия или палладия.

Как известно, диффузионная сварка позволяет соединять не только металлические детали с металлическими, но и металлические с неметаллическими [2, 3]. Применительно к двигателестроению, нами разработаны технологии диффузионного соединения сплава ЖС6У с композитом на основе карбонитрида титана TiNC. Температура процесса не превышает $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, сварочное давление 2 кгс/мм^2 , время выдержки 40 мин. Сварные соединения при механических испытаниях на разрыв при комнатной температуре разрушаются по композиту, как наименее прочному материалу. При термоциклировании в диапазоне $500\div 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ сварное соединение выдерживает не менее 90 циклов.

Вывод

Представленные исследования по диффузионной сварке деталей из жаропрочных сплавов на никелевой и титановой основе показывают, что данная технология твердофазного соединения вполне может быть применена для получения прецизионных узлов и сборочных единиц в авиадвигателестроении.

Литература

1. Диффузионная сварка: технология, которая стоит на верном пути к успеху // *Soudage et techniques connexes* (France). 2009. Vol. 63. No. 1/2. P. 33–37.
2. *Люшинский А.В.* Диффузионная сварка разнородных материалов. М.: ИЦ «Академия», 2006. 208 с.
3. *Казаков Н.Ф.* Диффузионная сварка материалов. М.: Машиностроение, 1976. 312 с.
4. *Квасницкий В.Ф.* Сварка и пайка жаропрочных сплавов в судостроении. Л.: Судостроение, 1986. 224 с.

А. В. Люшинский

ООО «Авиационно-космические технологии», Москва, Сколково
nilsvarka@yandex.ru

А. Н. Серветник, В. В. Белоусов

ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва
vvbelousov@ciam.ru

ДИФфуЗИОННАЯ СВАРКА СПЛАВА ВВ751П

Аннотация. Рассмотрена возможность применения технологии диффузионной сварки образцов из жаропрочного никелевого сплава ВВ751П, применяемого для изготовления дисков горячей части авиационных газотурбинных двигателей. Получены положительные результаты при параметрах режима сварки $T = 1100$ °С, $P = 0,3$ кгс/мм² и $t = 60$ мин., обеспечивающих отсутствие пластической деформации свариваемых образцов. Испытаниями на растяжение образца при $T = 500$ °С, изготовленного из сваренных заготовок, получено разрушение вне зоны сварного соединения.

Вводная часть

Наиболее важными и актуальными задачами при проектировании современных авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) является повышение их экономичности и эксплуатационной надежности, снижение трудозатрат, повышение технологичности при их изготовлении и увеличение ресурса. Традиционная конструкция ротора последних степеней компрессора и турбины АГТД представляет собой сборочную единицу, состоящую из рабочих колес (диск и лопатки), соединенных при помощи фланцевых соединений. Для изготовления дисков, работающих в условиях повышенных температур, применяют жаропрочные деформируемые либо гранулируемые сплавы на никелевой основе [1]. Анализ существующих отечественных и зарубежных конструктивных решений и технологий изготовления роторов показывает, что альтернативным способом соединения рабочих колес является сварка, которая успешно применяется в холодной и горячей частях двигателя.

Преимуществами использования сварного соединения рабочих колес вместо фланцевых соединений являются снижение массы ротора в целом и сокращение количества зон концентрации напряжений (например, болтовые отверстия, отверстия под стяжные шпильки), ограничивающих ресурс. К недостаткам относится появление неконтролируемых в процессе периодического контроля зон, в которых могут развиваться трещины.

В зарубежных компаниях для сварки дисков из жаропрочных никелевых сплавов используют ротационную сварку трением. На данный момент технология разрабатывается и в России [2].

В качестве альтернативы ротационной сварке трением в настоящей работе сделана попытка оценить возможность применения диффузионной сварки для никелевых жаропрочных сплавов и ее реализации в авиационном двигателестроении, основываясь на ранее проведенных экспериментах [3].

Объекты испытаний, используемое оборудование и результаты исследований

В работе выполнены экспериментальные исследования возможности использования диффузионной сварки применительно к сплаву ВВ751П, применяемому для изготовления дисков компрессора и турбины высокого давления современных АГТД. С целью выбора оптимального режима диффузионной сварки для сплава ВВ751П сваривались между собой две заготовки, представляющие собой цилиндры диаметром 16 мм и высотой 30 мм (рис. 1), при различных параметрах режима диффузионной сварки: температуры T , давления P и времени t , которые указаны в табл. 1. Сварка заготовок выполнена на установке для диффузионной сварки в вакууме СДВУ-50. Во время сварки пары заготовок № 1 произошло их разрушение из-за высоких температуры и сварочного давления, поэтому для сварки последующих пар заготовок было принято решение о снижении этих параметров сварки. Соединение остальных заготовок успешно выполнено.

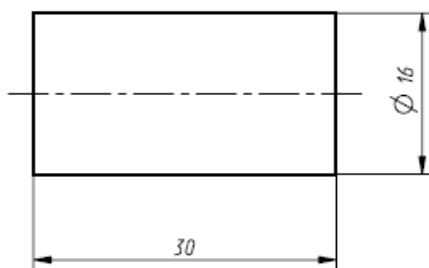


Рисунок 1. Заготовка под сварной образец

Т а б л и ц а 1

Параметры режимов сварки

Номер пары заготовок (номер образца)	P , кгс/мм ²	T , °С	t , мин.
1	0,3	1180	30
2	0,3	1180	60
3	0,3	1100	60
4	0,3	1050	60
5	0,5	1000	60

Для определения характеристик кратковременной прочности сварного соединения из сваренных заготовок изготовлены стандартные цилиндрические образцы (рис. 2) для проведения испытаний на разрыв. После изготовления образцов в результате визуального контроля не просматривалась зона сварного соединения (рис. 3).

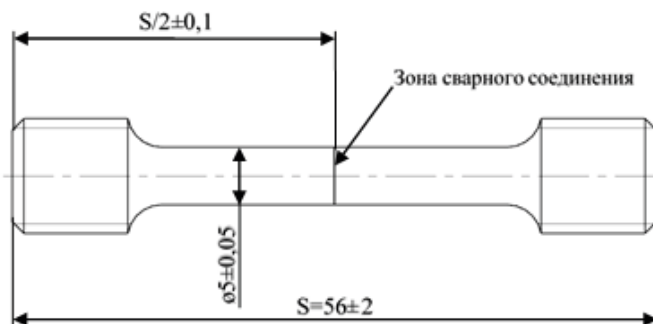


Рисунок 2. Чертеж образца



Рисунок 3. Фотография образца № 4

Испытания проводились в аккредитованной лаборатории конструкционной прочности сплавов и деталей авиационных двигателей ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» под руководством Волкова М.Е. на испытательной машине LFV-100. Испытания проводились в соответствии с ГОСТ 1497-84 при следующих условиях: температура образца $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, скорость нагружения $0,3\text{ мм/мин}$. При проведении испытаний на рабочую зону образца устанавливался высокотемпературный экстензометр для измерения продольной деформации непосредственно до разрушения. Характеристики кратковременной прочности сварных соединений сопоставлялись с характеристиками кратковременной прочности исходного материала, для чего при тех же условиях были испытаны дополнительно два образца (образцы № 6 и № 7).

Результаты испытаний представлены в табл. 2 в виде стандартных значений механических свойств, на рис. 4 в виде кривых деформирования и на рис. 5–8 в виде фотографий изломов сваренных образцов.

Характеристики кратковременной прочности испытанных образцов

Наименование характеристики	Значение характеристики				
	Образец 3	Образец 4	Образец 5	Образец 6	Образец 7
Модуль упругости, ГПа	192	193	191	212	199
Предел пропорциональности, МПа	845	874	852	964	954
Условный предел текучести, МПа	967	992	970	1092	1079
Условный предел прочности, МПа	1283	1147	1034	1383	1469
Относительное удлинение, %	13,8	5,0	1,1	5	12,7
Относительное сужение, %	18,8	6,9	3,5	12,3	16,9

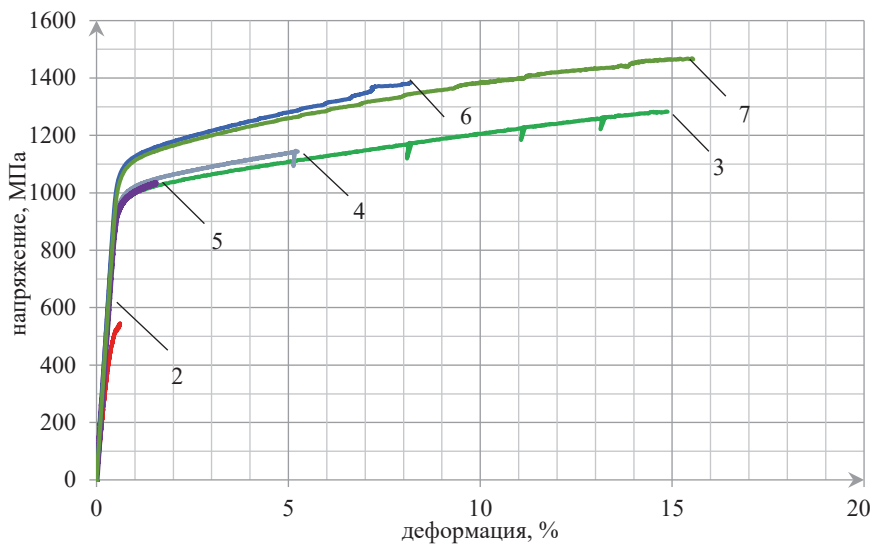


Рисунок 4. Кривые деформирования испытанных образцов

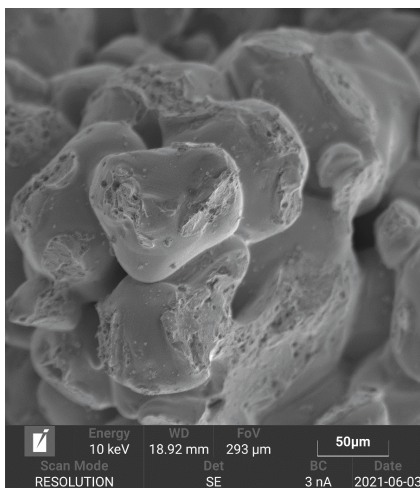


Рисунок 5. Излом образца № 2

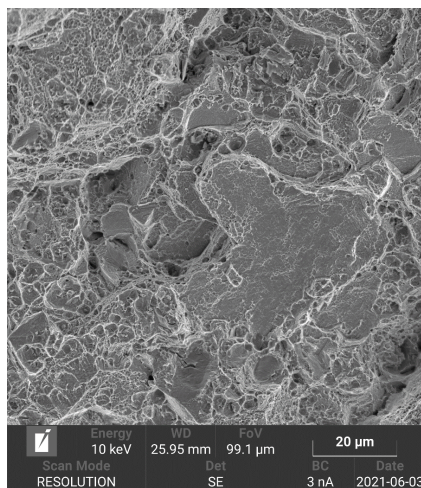


Рисунок 6. Излом образца № 3

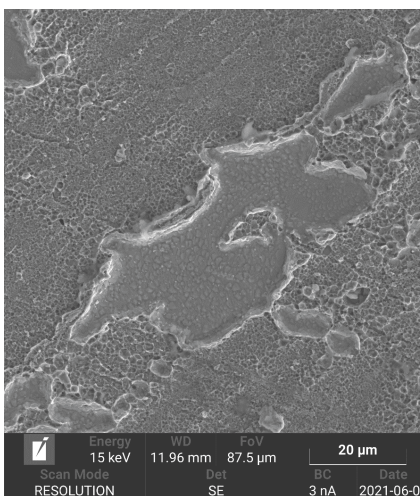


Рисунок 7. Излом образца № 4

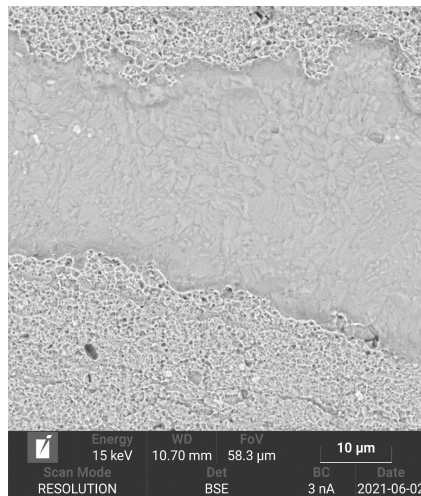


Рисунок 8. Излом образца № 5

Разрушение образца № 2 произошло по основному материалу при напряжениях 545 МПа, что указывает на структурные изменения материала в процессе сварки под воздействием прикладываемой нагрузки и температуры. Излом образца после испытания показан на рис. 5. Видно, что на ряде порошинок, составляющих сплав, имеются отдельные очаги взаимодействия в виде чашеобразных вырывов.

Образец № 3 разрушился по основному материалу при напряжениях 1283 МПа, составляющих 90% от среднего значения условного предела прочности основного материала, что говорит о том, что примененный режим диффузионной сварки наиболее оптимальный. На изломе данного образца (рис. 6) видны множественные чашеобразные вырывы, свидетельствующие о достаточной пластичности основного материала после проведения данного режима диффузионной сварки. При этом режим сварки пары заготовок № 3 обеспечил отсутствие пластической деформации свариваемых образцов.

Образцы № 4 и № 5 разрушились по сварному шву и имели прочность ниже, чем образец № 3, но гораздо выше, чем образец № 2. На изломах (рис. 7 и 8 соответственно) также видны чашеобразные вырывы, что говорит об устойчивом формировании диффузионной зоны между соединяемыми материалами.

На основании выполненных исследований можно сделать вывод о том, что режим сварки пары заготовок № 3 является оптимальным и соответствует общим требованиям, предъявляемым к прочности сварных соединений.

Заключение

Показана перспективность применения диффузионной сварки для соединения деталей из жаропрочного никелевого сплава ВВ751П. Определены оптимальные величины температуры, давления и времени выдержки при диффузионной сварке.

Необходимо проведение дальнейшего углубленного изучения механических свойств сварного соединения при оптимальном режиме сварки с целью статического обоснования полученных результатов.

Список литературы

1. *Логунов А.В., Шмотин Ю.Н.* Современные жаропрочные никелевые сплавы для дисков газовых турбин. М.: ООО «Наука и технология», 2013. 264 с.
2. [Электронный ресурс]. URL: <https://rostec.ru/news/odk-vystupaet-integratorom-rabot-potekhnologii-svarki-treniem/>
3. *Люшинский А.В.* Специальные методы сварки. М.: КНОРУС, 2020. 332 с.

К. Г. Малев, М. Ю. Погодина

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

А. Ю. Пеганов

ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург
peganovAI@ckti.ru

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ С ТРУБЧАТЫМ ДИФFUЗОРОМ, ПРЕИМУЩЕСТВА, НЕДОСТАТКИ И ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Аннотация. Рассмотрены особенности выбора и проектирования проточной части высоконапорной малоразмерной центробежной ступени с трубчатым диффузором для авиационного двигателя. Проанализированы существующие материалы по выбору основных габаритных размеров проточной части трубчатого диффузора, включая предварительную оценку параметров потока в характерных сечениях проточной части диффузора с оценкой потерь давления. Оработана методика проектирования проточной части трубчатого диффузора на основании доступных источников и намечены пути по разработке конструкции трубчатого диффузора для авиационных двигателей разработки ОАО «ОДК-Климов».

Проблема создания высоконапорного эффективного центробежного компрессора со степенью повышения полного давления больше 8 существует уже более 40 лет, и за этот период было создано всего несколько таких ступеней применительно к турбовальным двигателям. В таблице 1 приведены основные характеристики таких компрессоров для зарубежных двигателей.

Схема проточной части наиболее известной ступени двигателя 250-С-400 показана на рис. 1.

Сюда же можно отнести демонстрационные центробежные ступени со степенью повышения давления 8...10, разработанные в компании «Concept NREC» по заказу компаний «Pratt & Whitney» и «Boeng», а также центробежные ступени на степень повышения давления 8,5 семейства двигателя «Arrius» («Turbomeca»).

На постсоветском пространстве таких ступеней также было создано не очень много в частности в компании «Аэросила» создана центробежная ступень на степень повышения давления 9,6 (рис. 2), а в компании Мотор-Сич совместно с компанией «Concept NREC» на степень повышения давления 11 (рис. 3).

В компании «ОДК-Климов» также создана центробежная ступени для двигателя ВК-800 на степень повышения давления 10 (рис. 4).

Основные параметры высоконапорных компрессоров ТВД

Двигатели	Разработчик	Рк	Мощность, л.с.	Масса и размеры			Турбокомпрессор	
				Масса	Диаметр	Длина	Компрессор	Турбина
ТРЕ331-10	Honeywell	10,55	940	385	27	43	2ц	3вд
СТS800-2	LHTEC	14,1	1360	330	26,8	31,5	2ц	2вд
MTR390-2C	MTU Turbomeca Rolls-Royce	13	1284	372	26,8	42,2	2ц	1вд+2нд
T76-G-10	Garret	8,6	1040	341	27	43	2ц	3вд
PW207-E	Pratt Whitney Canada	8		250	21,3	36,7	1ц	1вд+1нд
PW210S	Pratt Whitney Canada		1000	358	19,7	43	1о+1ц	1вд+2нд
Arriel2C2	Turbomeca	9,3	944	265	22,7	39,9	1о+1ц	2вд+1нд
Arrius	Turbomeca	9	750	253	26,4	38,1	1ц	1вд+1нд
LTS 101-750B-1	Avco Lycoming	8,4	727	271	25,4	31,3	1о+1ц	1вд+1нд
250-C40B	Allison	9,2	715	280	25,1	41	1ц	2вд+2нд

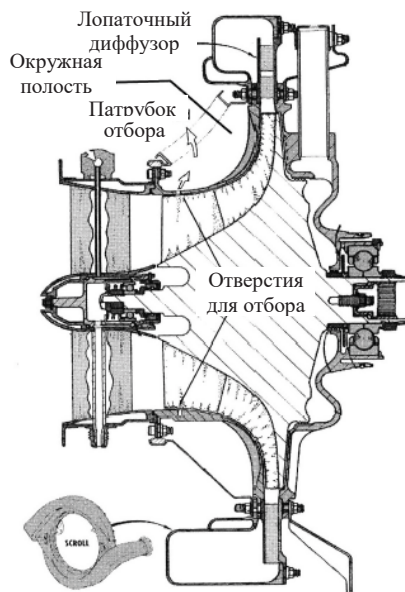


Рисунок 1. Проточная часть центробежной ступени двигателя 250-С-400



Рисунок 2. Центробежная ступень на степень повышения давления 9,6



Рисунок 3. Центробежная ступень на степень повышения давления 11

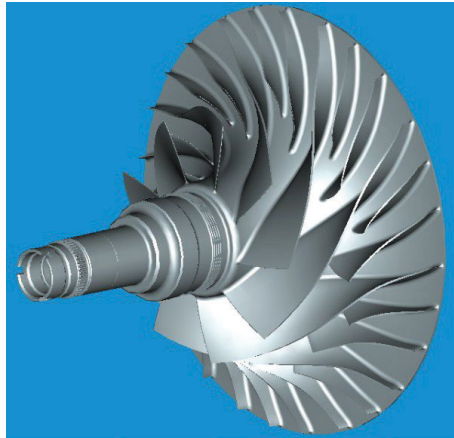


Рисунок 4. Центробежное колесо ВК-800

Необходимо отметить, что почти все эти компрессоры (за исключением компрессоров компании «Pratt & Whitney») оборудованы выходными системами с лопаточными (или клиновыми) диффузорами, в то же время компрессоры компании «Pratt & Whitney» как правило оснащались трубчатыми диффузорами, что было обусловлено патентным ограничением.

Рассмотрим преимущества и недостатки трубчатого диффузора по сравнению с другими типами выходных систем центробежных ступеней

Преимущества:

- компактная конструкция в мидельном отношении, позволяющая обеспечить существенно более высокую степень торможения потока (до 5...7 вместо 3...4 для лопаточных диффузоров);
- входная кромка формируется непосредственно в процессе изготовления диффузора и не подвергается в дальнейшем механической обработке;
- за счет входных гребней диффузор более устойчив к изменениям входных условий потока.

Недостаток:

- наличие существенной закрутки потока на выходе из диффузора ухудшает согласование работы компрессора и камеры сгорания, что вынуждает использовать дополнительные элементы, ведущие к снижению эффективности компрессора

Впервые патент на конструкцию трубчатого диффузора в 1967 году получил Врана [10], и этот патент принадлежал именно компании «Pratt & Whitney», общий вид трубчатого диффузора показан на рис. 5.

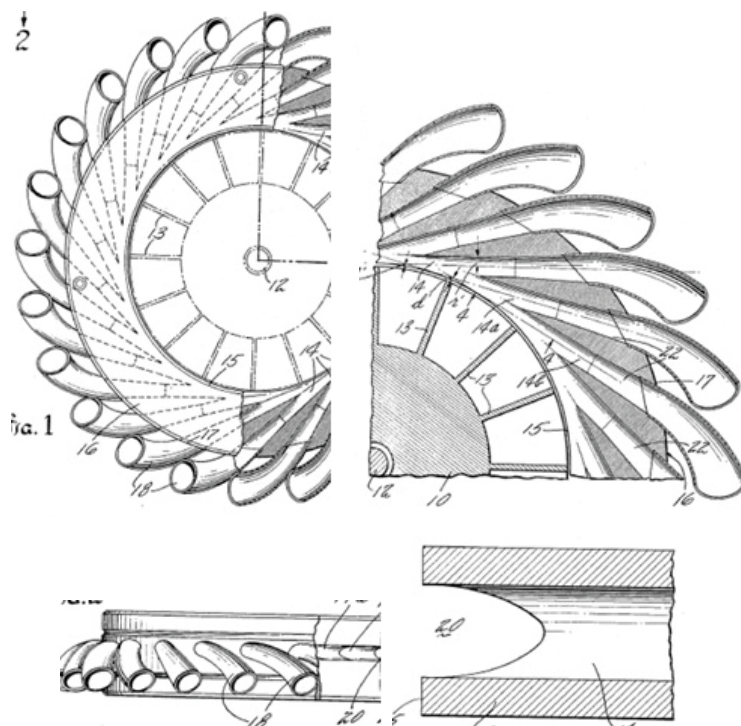


Рисунок 5. Общая конструкция трубчатого диффузора Врана

Здесь же можно увидеть самую характерную особенность такого типа выходной системы – наличие так называемых гребней на входной кромке диффузора, которые служат стабилизатором потока вблизи втулочной и особенно периферийной поверхностей, не позволяя потоку приблизиться к критическим значениям по срыву, т.е. расширяют диапазон бесрывной работы и отчасти повышают КПД. Необходимо сразу отметить, что высоконагруженные рабочие колеса со степенью повышения давления больше 9...11 по выходу из колес создают такое поле углов потока в абсолютном движении (усугубляемое к тому наличием относительно большого радиального зазора – более 3...4%), которое по своей величине близко к срывному значениям, а имеющиеся гребни подхватывают поток, выходящий из рабочего колеса и формируют его «правильное» направление в диффузор.

Практически сразу Кенни («Pratt & Whitney») опубликовал базовую статью [7], в которой привел основные геометрические и газодинамические характеристики центробежных ступеней с трубчатыми диффузорами, там же приведены соотношения по потерям в трубчатом диффузоре, к сожалению эти исследования ограничились ступенями со степенью повышения давления ниже 6,5. Однако, он экспериментально

показал, что использование трубчатых диффузоров в условиях габаритных ограничений по миделю (в сравнении с лопаточными диффузорами) позволяет обеспечить характеристики центробежных ступеней не хуже, а иногда и лучше ступеней с лопаточными диффузорами, по крайней мере по диапазону бесрывной работы при правильном выборе геометрии входного участка трубчатого диффузора.

Ривз («Pratt & Whitney») в [8] опубликовал результаты своих исследований по влиянию выбора геометрии входного участка трубчатого диффузора (исследовалось три варианта геометрии), которые представляют полезную информацию для проектировщиков высоконапорных центробежных ступеней. В частности, на рисунке 6 приведены результаты сравнительных испытаний центробежной ступени на степень повышения давления 10 с двумя типами геометрии входной части диффузоров.

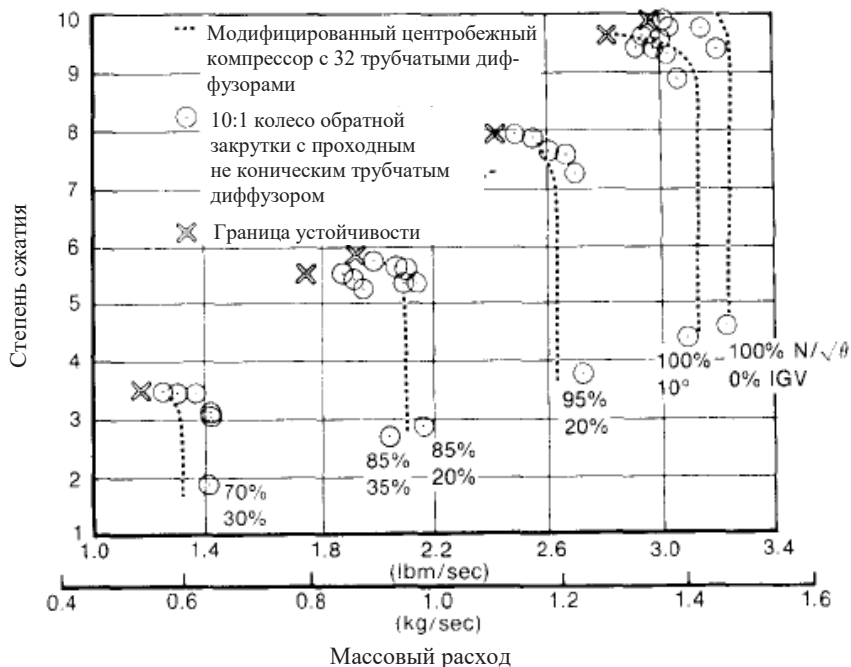


Рисунок 6. Сравнительные напорные характеристики центробежной ступени с двумя типами диффузоров [8]

Он же в работе [9] приводит корреляции по выбору геометрии входного участка трубчатого диффузора, в частности угла атаки, для минимизации потерь полного давления. По сути на этом открытые публикации по использованию трубчатых диффузоров были закончены. При этом никаких практических методик по проектированию

трубчатого диффузора опубликовано не было, очевидно, из-за патентного ограничения.

Новый интерес к проблеме проектирования и использования трубчатых диффузоров в высоконапорных центробежных ступенях возник в начале 2000 года, когда Беннетт и др. [3] опубликовали свои исследования по влиянию конфигурации входного канала диффузора (рис. 7) на параметры ступени. Показано, что уменьшение числа каналов приводит к расширению диапазона, но приводит к росту амплитуды пульсаций статического давления.

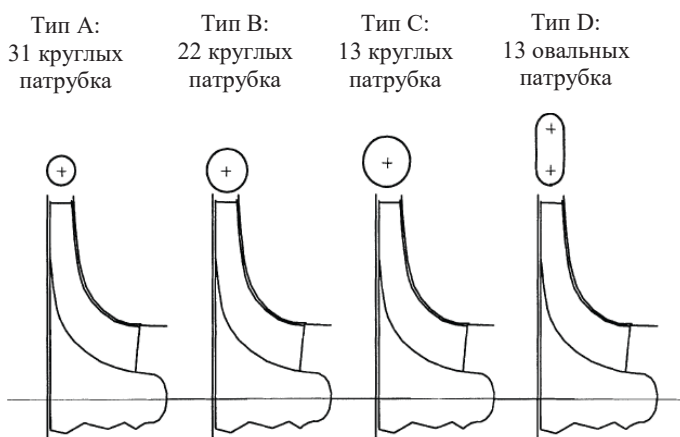


Рисунок 7. Исследованные конфигурации входного канала диффузора

Кроме того, они [3] предложили критерий для расчета размера горла диффузора, который предлагает, чтобы расчетный массовый расход ступени компрессора составлял от 96% до 98% массового расхода при заперении трубчатого диффузора.

Позднее Хан и др. [4, 5, 6] опубликовали расчетные исследования по влиянию различных геометрических факторов на эффективность работы трубчатого диффузора, в частности, даны рекомендации по выбору относительного расстояния от выхода из рабочего колеса до входа в диффузор, рассмотрено влияния постановки лопаток-выпрямителей на выходе из трубчатого диффузора и ряд других вопросов. Но все эти работы не показывали главного – в них отсутствовала собственно методика проектирования трубчатого диффузора.

Наиболее полезным в этом отношении оказались две работы Антаса [1, 2], в которых автор излагает именно методику проектирования трубчатого диффузора, основанную на анализе геометрии трубчатого диффузора «Pratt & Whitney». В настоящее время данная методика формализована и задействована в процессе проектирования трубчатого диффузора для компрессора двигателя ВК-650В.

На основании выполненного обзора доступных литературных источников можно сделать следующие выводы:

Расчетные и экспериментальные исследования отдельных элементов трубчатых диффузоров не позволяют построить обобщения по влиянию геометрических параметров диффузоров на их эффективность;

Практически отсутствует информация о методиках проектирования трубчатых диффузоров. Результаты исследований, приведенные в работах [1, 2], нельзя рассматривать как универсальную методику проектирования. В данных работах отсутствуют модели для определения потерь энергии в элементах диффузора в зависимости от их геометрических параметров. Рассмотрен частный случай геометрии поперечного сечения трубчатого диффузора, выполненный в виде эллипса. Как показано в работах [4, 5, 6], при эллиптической форме выходного сечения диффузора в задиффузорном устройстве могут образовываться вихревые зоны, порождающие повышенную неоднородность потока и дополнительные потери энергии. Вероятно, было бы рационально создать более универсальную параметрическую модель поперечного сечения трубчатого диффузора, которая позволила бы управлять величиной вихревых зон за диффузором.

Для оптимального проектирования трубчатого диффузора целесообразно использовать современные модели турбулентного течения рабочих сред. Поэтому, на наш взгляд, для создания универсальной методики проектирования трубчатого диффузора, необходимо выполнить следующий перечень работ.

1. Разработать трехмерную параметрическую модель трубчатого диффузора с учетом возможности гибкого варьирования основных параметров. В модели должны быть учтены основные геометрические, технологические и проектные ограничения, которые могут быть сформулированы в процессе создания трубчатого диффузора.
2. Выбрать рациональный набор варьируемых параметров диффузора.
3. Используя методы математического планирования эксперимента, составить программу расчетных исследований различных конфигураций трубчатых диффузоров.
4. Выполнить расчеты турбулентного течения рабочей среды в серии вариантов геометрии диффузора.
5. На основе анализа результатов расчетного исследования построить модели для определения потерь энергии в элементах диффузора в зависимости от выбранных варьируемых параметров.
6. С использованием этих моделей выполнить оптимизацию геометрических параметров трубчатого диффузора для компрессора двигателя ВК-650В.

Литература

1. *Antas S. Exhaust System for Radial and Axial-Centrifugal Compressor with Pipe Diffuser / Int J Turbo Jet Eng 2016.*

2. *Antas S.* Pipe Diffuser for Radial and Axial-centrifugal Compressor / *Int. J. Turbo Jet-Engines* 2014; 31(1): 29–36.
3. *Bennett I., Turlidakis A. and Elder R. L.* The design and analysis of pipe diffusers for centrifugal compressors / *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol 214 Part A.
4. *Han Ge.* High-pressure ratio centrifugal compressor with two different fishtail pipe diffuser configurations // *Proc IMechE Part A: J Power and Energy* 0(0) 1–14, IMechE 2018.
5. *Han Ge.* Investigation of two pipe diffuser configurations for a compact centrifugal compressor // *Proc IMechE Part G: J Aerospace Engineering* 0(0) 1–13, IMechE 2017.
6. *Han Ge.* Parametric Studies of Pipe Diffuser on Performance of a Highly Loaded Centrifugal Compressor // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* DECEMBER 2014, Vol. 136 / 122604-9
7. *Kenny D.P.* A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressor // *ASME Headquarters*, January 12, 1968, Paper № 68-GT-38.
8. *Reeves G.B.* Design and Performance of Selected Pipe-Type Diffusers // *ASME* December, 1976.
9. *Reeves O. B.* Estimation of Centrifugal Compressor Stability With Diffuser Loss-Range System // *ASME* March, 1976.
10. *Vrana J.C.* Diffuser for centrifugal compressor. № 3333762, 1967 г.

В. А. Семёнов

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург
semenovvasja2017@yandex.ru

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТРУБЧАТОГО ДИФфуЗОРА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ

Аннотация. Данная обзорная статья является обобщением данных, полученных из различных источников, касательно трубчатого диффузора и его применения в центробежном компрессоре. В статье описывается устройство трубчатого диффузора и приведены результаты некоторых исследований.

Центробежный компрессор широко используется как в авиационной технике, так и в наземном оборудовании. Его применение обосновывается более высокой степенью 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 безлопаточный. В нем торможение потока происходит в кольцевом пространстве между стенками диффузора. При этом высокие значения КПД диффузора такого типа возможно обеспечить только увеличивая его внешний диаметр. На сегодняшний день наибольшее применение в центробежных компрессорах нашел лопаточный диффузор. Однако он обладает большими потерями на нерасчетных режимах работы в отличие от трубчатого диффузора, который имеет расположенные по окружности каналы, при пересечении осей которых формируются острые кромки на входе в них. Благодаря этой особенности, как утверждается в статье [3], диффузор трубчатого типа может воспринимать сверхзвуковой поток, выходящий из рабочего колеса компрессора, без возникновения таких потерь, как у лопаточного диффузора. Однако поле течения между выходом рабочего колеса и горловиной диффузора (рис. 1) из-за взаимодействия потока на выходе со сложной геометрией передней кромки патрубка диффузора имеет достаточно сложную конфигурацию. Поэтому было предпринято множество попыток изучить аэродинамические характеристики трубчатого диффузора с момента его появления в 1960-х годах.

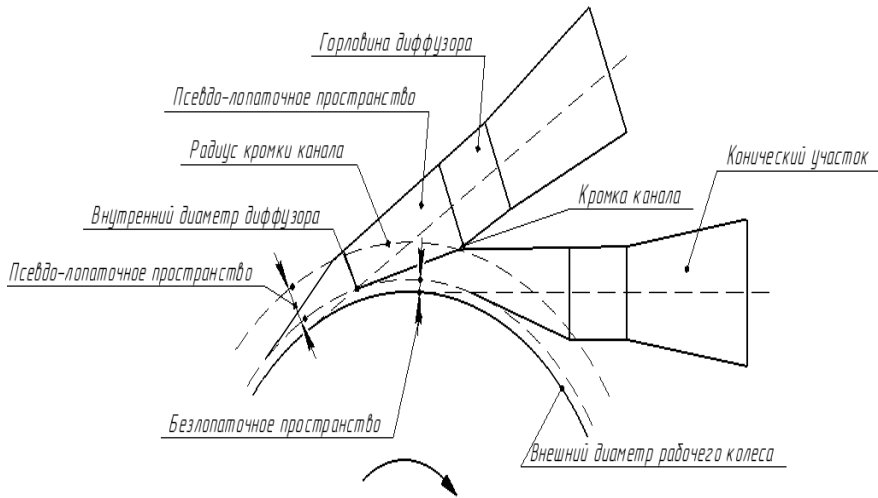


Рисунок 1. Схема трубчатого диффузора

Впервые трубчатый диффузор был представлен в работе [4] в 1969 году как диффузор нового типа. На сегодняшний день трубчатый диффузор активно используется в таких двигателях, как РТ6А-28, РТ6А-50, в вертолетных РТ6В, РW206А, а также в ТРДД JT15D-4, РW308, РW610 производства компании Pratt & Whitney.

Трубчатый диффузор, как уже было упомянуто выше, представляет собой кольцо с расположенными в нем по окружности профилированными каналами. Колесо центробежного компрессора располагается во внутреннем диаметре диффузора. Таким образом, воздух, покидая межлопаточные каналы колеса, направляется в профилированные отверстия диффузора, в которых происходит торможение потока и преобразование его динамического давления в статическое. Зазор между внешним диаметром колеса компрессора и внутренним диаметром диффузора называется безлопаточным пространством. За ним расположено псевдолопаточное пространство, которое по мере удаления от рабочего колеса переходит в полубезлопаточное пространство (рис. 1). Каналы трубчатого диффузора расположены таким образом, чтобы их оси касались внешнего диаметра рабочего колеса, формируя острые кромки с эллиптическими выступами на входе в них. Далее по потоку за полубезлопаточным пространством располагается горловина трубчатого диффузора — короткий участок с постоянной площадью поперечного сечения. За горловиной следует расширяющийся конический участок.

В работе [7] проводилось исследование трубчатого диффузора численным методом на основе уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу. В качестве модели турбулентности была использована модель SST, которая является комбинацией моделей $k-\epsilon$ (для расчета течения в свободном потоке) и $k-\omega$ (для расчета потока

вблизи стенок). В качестве граничных условий на входе были заданы: общее давление, общая температура и направление скорости. На выходе в зависимости от условий задавались либо статическое давление, либо усредненный массовый расход. Вращение рабочего колеса относительно статичного диффузора учитывалось с помощью метода Stage, поставляемого в Ansys CFX. Целью исследования было определение общей производительности ступени и подробное рассмотрение поля потока в канале диффузора в зависимости от его геометрических параметров. В качестве объекта исследования выступил центробежный компрессор Radiver, разработанный Институтом реактивного движения и турбомашин RWTH Aachen university. В ходе исследования было выяснено, что входная зона трубчатого диффузора, состоящая из безлопаточного, полубезлопаточного и псевдолопаточного пространств, адаптируется к высоким числам Маха набегающего потока. При прохождении входной поток от рабочего колеса становится однородным. Таким образом, почти весь поток от рабочего колеса в горле диффузора имеет однородное поле скоростей. Также численные методы показывают, что во входной области диффузора возникают два встречных вихря, которые существуют в структуре потока во всем диффузоре и могут существовать и после прохода диффузора. На генерацию этих вихрей существенно влияет край пересечения соседних каналов диффузора. Поэтому, как отмечают авторы, следует уделить особое внимание оптимизации геометрии каналов в месте их пересечений, что позволит контролировать вихри и улучшить структуру потока. По результатам расчетов, описанных в статье [8], для трубчатого диффузора предпочтителен отрицательный угол атаки.

В статье [8] также описаны исследования лопаточного и трубчатого диффузоров с помощью программного обеспечения Numeca. Для проведения расчетов был применен модуль Numeca Fine/Turbo. В качестве модели турбулентности была использована модель Спаларта — Аллмараса. Исследования проводились на расчетном режиме работы ступени. По результатам расчета изоэнтропический КПД ступени с лопаточным диффузором составил 79,36%. Данный показатель отличается от трубчатого диффузора, изоэнтропический КПД которого составил 83,23%. Коэффициент восстановления полного давления для трубчатого диффузора показывает также более высокие значения в сравнении с лопаточным: 91,84% — трубчатый, 86,03% — лопаточный.

В статье [4] описываются достоинства трубчатого диффузора при его изготовлении. Поскольку трубчатый диффузор представляет собой диск с серией простых сверлений, то, по мнению автора, его изготовление должно быть более экономичным в сравнении с лопаточным диффузором.

Таким образом, в высоконагруженных центробежных компрессорах, особенно со сверхзвуковым полем течения на выходе из крыльчатки, замена на грамотно спроектированный трубчатый диффузор может повысить эффективность ступени компрессора и значительно расширить диапазон его стабильной работы. Однако стоит учитывать влияние угла атаки на работу диффузора. Несмотря на то, что трубчатый

диффузор менее зависим от угла атаки, чем лопаточный, сильное его увеличение или уменьшение может приводить к снижению производительности.

Следует подчеркнуть ограниченное количество доступных публикаций, особенно отечественных, касательно комплексного анализа геометрических параметров трубчатого диффузора и параметров воздушного потока через него. Ограниченное количество публикаций говорит о малой изученности темы. Следует также отметить, что на АО «ОДК-Климов» на данный момент ведутся работы по расчету трубчатого диффузора в составе центробежного компрессора и рассматривается возможность его применения в продукции предприятия.

Литература

1. Патент № 202474 Российская Федерация. МПК F04D 29/44. Трубчатый диффузор центробежного компрессора: № 2019144780. Заявл. 28.12.2019. Оpubл. 19.02.2021 / *Тамм Ф.Ю., Тихонов А.С., Сундуков М.Ю.* ФГАОУ ВО «СПбПУ». Бюл. № 5. 8 с.
2. *Antas S.* Pipe Diffuser for Radial and Axial-centrifugal Compressor / *S. Antas* // *Int. J. Turbo Jet-Engines*. 2014. Vol. 31(1). P. 29–36. DOI: 10.1515/ejj-2013-0031
3. *Han G.* Investigation of two pipe diffuser configuration for a compact centrifugal compressor / *G. Han, L. Xingen, Z. Yanfeng, Z. Shengfeng, Z. Junqiang* // *Journal of Aerospace Engineering*. 2017. P. 1–13. DOI: 10.1177/0954410016685585
4. *Kenny D.P.* A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressors / *D.P. Kenny* // *The American Society of Mechanical Engineer (ASME)*. 1969. Vol. 91(1). P. 37–46. DOI: 10.1115/1.3574671
5. *Kenny D.P.* A Comparison of the Predicted and Measured Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Diffusers / *D.P. Kenny* // *The American Society of Mechanical Engineer (ASME)*. 1972. DOI: 10.1115/72-GT-54
6. *Reeves G.B.* Design and Performance of Selected Pipe-Type Diffusers / *G.B. Reeves* // *The American Society of Mechanical Engineer (ASME)*. 1977. DOI: 10.1115/77-GT-104
7. *Sun Z.* Flow Characteristics of a Pipe Diffuser for Centrifugal / *Z. Sun, X. Zheng, Z. Linghu* // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 10. No. 1. P. 143–155. DOI: 10.18869/acad-pub.jafm.73.238.26476
8. *Yang X.* Aerodynamic design and optimization of pipe diffuser for a high-loading centrifugal compressor / *X. Yang, D. Jin, X. Gui* // *Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Waikoloa, 2017. DOI: 10.1115/FEDSM2017-69152

О. В. Степанов, К. К. Либерт

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

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ КОМПРЕССОРА

Аннотация. Целью данной статьи является освещение проблем и путей их решения при проектировании и оптимизации конструкции высоконагруженного рабочего колеса турбины, что наиболее актуально для сегмента рынка ГТД малой мощности.

Введение

Проблема проектирования рабочих колес турбин становится все более острой в связи с растущими требованиями к характеристикам современных ГТД, таких как масса, удельный расход топлива и ресурсные показатели. Снижение значений удельного расхода топлива при проектировании ГТД вынуждает увеличивать температуру газа на входе в турбину и повышать частоту вращения роторов, что неизбежно приводит к росту центробежных нагрузок и необходимости охлаждения рабочих лопаток турбин. Сложность реализации вышеуказанных требований обусловлена отсутствием научно-технического задела по малоразмерным ГТД с рабочими оборотами ротора турбины компрессора свыше 40 000 об/мин, ресурсом основных деталей порядка 4500 часов и температурой газа на входе в турбину порядка 1550 К.

Имеющиеся сертифицированные двигатели АО «ОДК-Климов» (серий ТВ3-117, ТВ7-117, РД-33 и т.д.) имеют более низкие значения частоты вращения роторов, но более высокие значения радиуса приложения силы (например, елочное соединение лопаток с диском) в сравнении с современными малоразмерными ГТД. Однако зависимость центробежных сил от оборотов квадратичная в отличие от радиуса, в связи с чем ЦБС на роторах современных двигателей становятся значительно выше, чем на разработанных ранее изделиях. Примененные на перечисленных изделиях технические решения могут быть непригодны для двигателей с более высокими частотами вращения роторов.

Традиционные конструкции рабочего колеса

Для организации подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбины рабочие колеса оснащаются вращающимися дефлекторами — покрывными дисками. Традиционные конструкции (см. рис. 1) предусматривают подвод воздуха к рабочим лопаткам через отверстия в периферийной части диска соединяющих полость между покрывным диском и основным с полостью в елочном пазе основного диска. Для предотвращения осевых перемещений покрывного диска под действием центро-

бежных нагрузок выполнено его крепление байонетным соединением за крюки основного диска. Центровка осуществлена за счет цилиндрической посадки в периферийной части диска. Данная конструкция имеет ряд недостатков:

- отверстия в «голове» диска для подвода охлаждающего воздуха являются концентраторами напряжений в наиболее нагруженной зоне диска, что существенно ограничивает его ресурс;
- крюки с канавкой на основном диске для крепления покрывного диска также являются концентраторами напряжений, ограничивающими ресурс диска;
- цилиндрическая посадка покрывного диска выполнена с гарантированным зазором для обеспечения собираемости байонетного соединения, что негативно влияет на центровку и может вызывать повышенный уровень вибраций при высоких частотах вращения ротора.

Также имеются конструкции с центровкой покрывного диска посредством соединения шип-паз. Однако ввиду больших градиентов температур между покрывным и основным диском и нестабильности изменения теплового состояния на переходных режимах, пары шип-паз находятся в постоянном трении, приводящем к их износу, нарушению центровки и, как следствие, ограничению межремонтного ресурса. Более того, требуется высокая точность обработки контактных пар и разработка технологии их ремонта и восстановления геометрических размеров для возможности длительной эксплуатации.

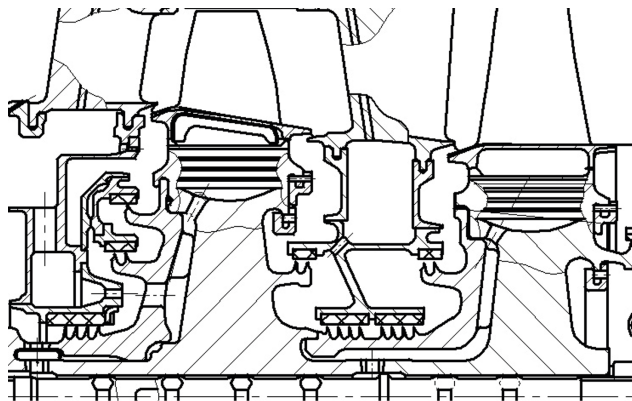


Рисунок 1

Оптимизация конструкции рабочего колеса

Рассмотрим проблемы проектирования рабочего колеса на примере перспективного изделия. Вариант рабочих колес на этапе эскизного проектирования представлен на рис. 2.

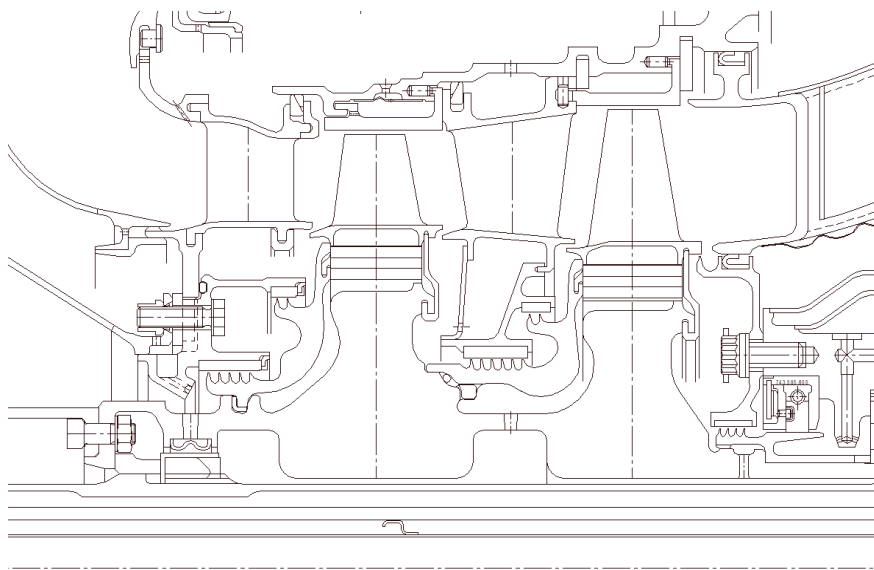


Рисунок 2

Турбина компрессора — двухступенчатая, с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками. Рабочая частота вращения ротора турбокомпрессора достигает 41 000 об/мин. Для организации подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам 1 и 2 ступени рабочие колеса оснащены покрывными дисками. Для предотвращения потерь охлаждающего воздуха и для фиксации лопаток от осевого перемещения рабочие колеса имеют стопорные кольца.

В результате расчетов и анализа имеющейся конструкции были выявлены следующие особенности:

- 1) Относительно высокая масса ротора турбины компрессора.
- 2) Высокий уровень напряжений в канавке диска для крепления кольца контровки (см. рис. 3).
- 3) Необходимость монтажа первого покрывного диска с поворотом по двум байонетным соединениям, что делает трудоемким обеспечение осевого натяга для исключения люфта покрывного диска и снижения потерь охлаждающего воздуха.
- 4) Возможное появление радиального зазора в посадке и потеря центровки покрывных дисков в результате их вытяжки в работе, что приведет к увеличению значения дисбаланса ротора и росту уровня вибраций.
- 5) Невозможность монтажа разрезного кольца контровки для установки в паз диска без пластической деформации по причине малых диаметров рабочего колеса.

- 6) Негативное влияние второго покрывного диска на усилие обжатия в стыках хиртовых соединений по причине деформации покрывного диска под действием центробежных сил на рабочих режимах. А именно: покрывной диск оказывает осевое усилие на диск 1 и диск 2, вследствие чего значительная часть силы обжатия стыков ротора ТК переходит на покрывной диск 2, в то время как сила на стыках падает.

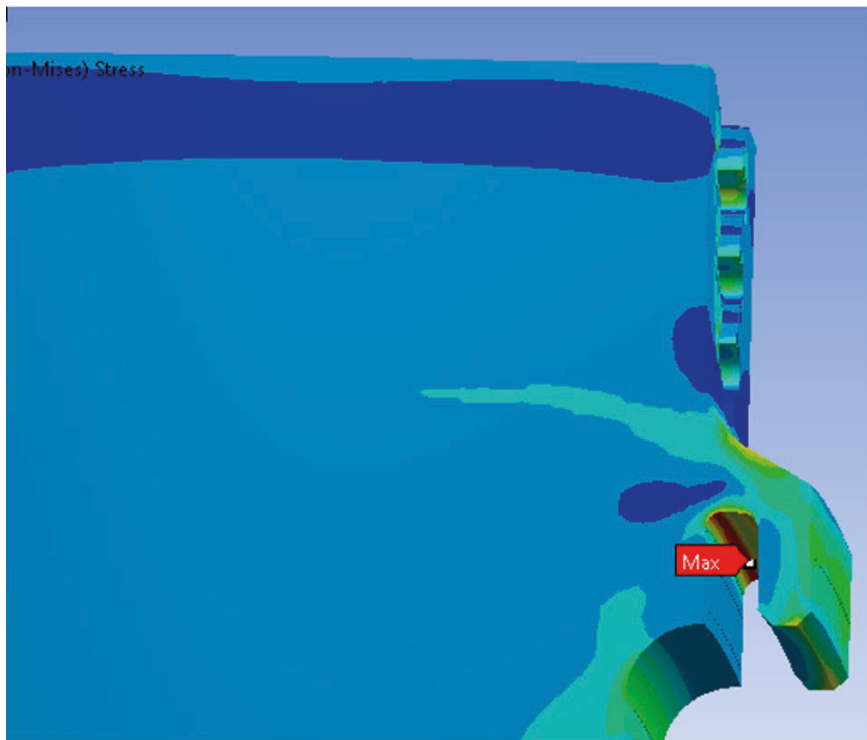


Рисунок 3

Для снижения массы ротора и обеспечения высоких ресурсных показателей необходимо проведение следующих мероприятий:

- 1) Оптимизация геометрии полотен дисков с целью снижения их массы.
- 2) Обеспечение надежной центровки покрывных дисков.
- 3) Изменение способа фиксации рабочих лопаток в осевом направлении с целью исключения кольца контровки. При этом необходимо не допустить значительных потерь воздуха в полость за диском, предназначенного для охлаждения рабочих лопаток.

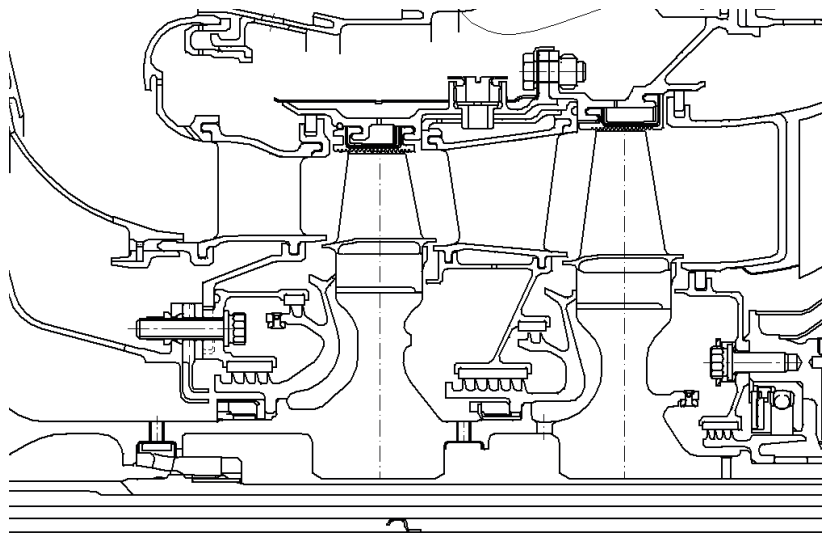


Рисунок 4

Рассмотрим вариант компоновки рабочих колес (см. рис. 4), измененной для реализации поставленных задач, со следующими мероприятиями:

- Изменена схема крепления покрывных дисков. В новой конструкции крепление покрывного диска осуществляется прижатием к фланцу основного диска с помощью гайки. Центровка осуществлена за счет цилиндрической посадки с натягом, подобранном таким образом, чтобы исключить образование зазора на всех режимах работы двигателя, с учетом температурных градиентов и разницы тепловой динамики на переходных режимах. Данное решение исключает расцентровку покрывного диска, а дополнительные напряжения от воздействия натяга являются допустимыми, так как в зоне посадки отсутствуют высокие температуры, снижающие прочностные свойства деталей. Профиль покрывного диска оптимизирован по критериям прочности, снижения массы и ее перераспределения в полоте для обеспечения прижатия периферийной части покрывного диска к основному за счет действия центробежных сил. Прижатие покрывного диска под действием ЦБС позволяет исключить дополнительные элементы диска, такие как «крюки» в рассмотренной традиционной схеме крепления, а, соответственно, и концентраторы напряжений в периферийной части основного диска, что существенно увеличивает ресурс диска.
- Для минимизации утечек охлаждающего воздуха через паз диска под рабочей лопаткой профиль хвостовика лопатки по задней части повторяет профиль паза диска (см. рис. 5). Между лопаткой и диском заложен минималь-

ный зазор, который определяется технологическими возможностями и требованиями по качке лопатки. Следует отметить что технологические возможности являются одним из основополагающих факторов, осложняющих применение данных решений, так как поля допусков, при одинаковой точности изготовления, для малоразмерных ГТД из-за относительно низких расходов воздуха вносят значительно больший вклад в утечки воздуха в сравнении с ГТД большей мощности.

- Для осевой фиксации лопатки в задней части диска выполнен упорный выступ (см. рис. 5), с передней стороны лопатка поджимается покрывным диском.

Результатом данной компоновки является исключение критических концентраторов напряжений и более высокая стабильность по сохранению остаточного дисбаланса ротора (за счет отсутствия люфтов между покрывными дисками и основными и за счет надежной центровки).

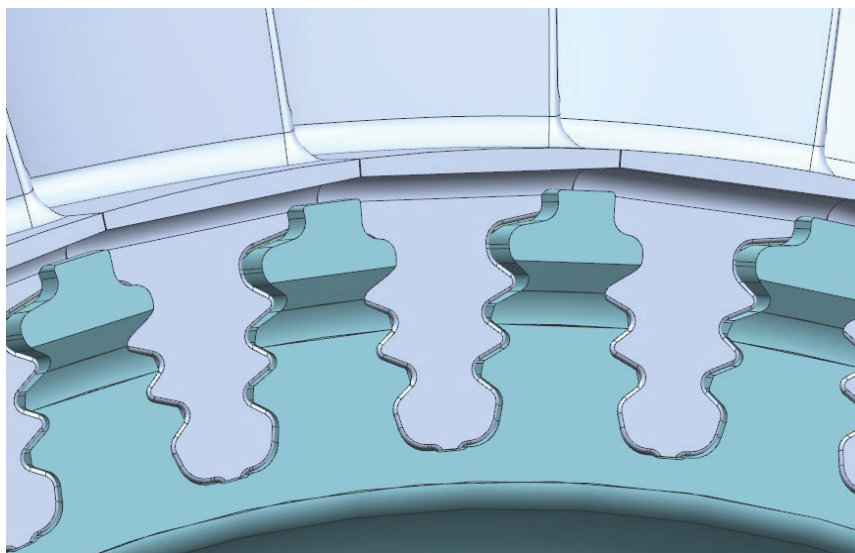


Рисунок 5

Оптимизация полотен основных и покрывных дисков велась на основе построенной трехмерной модели и выполнялась в 2D постановке. Основной задачей было рациональное распределение масс в поле действия центробежных сил и температур. На данном этапе расчет целесообразно проводить в 2D осесимметричной постановке. Распределение масс выполнялось рядом итераций, каждая из которых предусматривала изменение геометрии для снижения массы и обеспечения прижатия покрывных

дисков к основным дискам на всех режимах работы двигателя, с обеспечением прочностных показателей, и поверочный расчет в 2D постановке. Особое внимание уделялось силе прижатия, поскольку малые номинальные значения этой силы могут сводиться к нулю с учетом допусков на изготовление, что повлечет разгерметизацию соединения и потери охлаждающего воздуха. Стоит отметить, что в зоне прижатия периферийной части покрывного диска к основному из-за разных значений вытяжки и тепловой инерции происходит непрерывное относительное движение малой амплитуды, что требует анализа на предмет возможной фреттинг-коррозии. Для достижения высоких ресурсных показателей на этапе доводки могут потребоваться дополнительные мероприятия по борьбе с негативным влиянием возможной фреттинг-коррозии.

Для исключения проблем, связанных с частичной передачей усилия затяжки стыков ротора через покрывной диск 2, и для обеспечения балансировки покрывного диска 2 в составе рабочего колеса 2 (без необходимости его разборки при установке в изделие), покрывной диск 2 был «отвязан» от первого диска и перенесен в состав рабочего колеса 2 с креплением с помощью гайки.

По результатам оптимизации конструкции рабочих колес в части основных и покрывных дисков получена их окончательная геометрия (см. рис. 6).

Ротор ТК: 2D модель

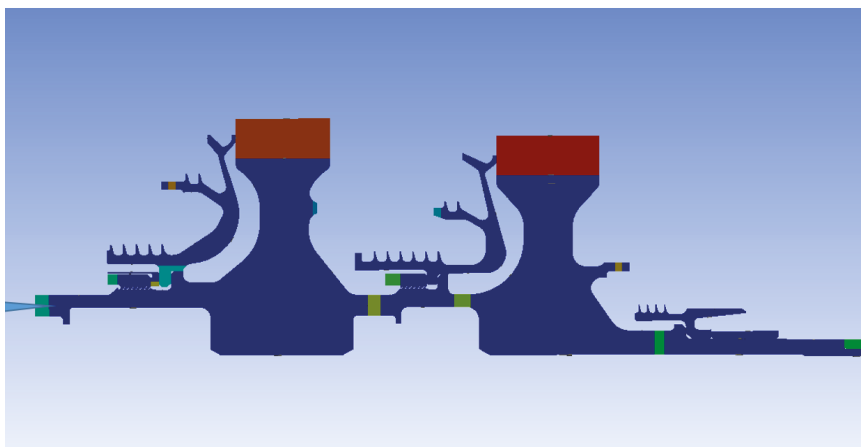


Рисунок 6

Результаты оптимизации по массовым и прочностным характеристикам представлены на рис. 7.

Результаты оптимизации

1 Снижение массы:

- ПД1 - 104г;
- Диск1 - 603г
- ПД2 - 136г;
- Диск1 - 483г
- Суммарное (ПД1+Диск1) – 1326г

2 Запасы по несущей способности (критерий п/я - [1.30]) :

- ПД1 - $K_{в\epsilon} > 1.39$
- Диск1 - $K_{в\epsilon} > 1.41$
- ПД2 - $K_{в\epsilon} > 1.50$
- Диск2 - $K_{в\epsilon} > 1.38$

3 Циклическая долговечность(требование ТЗ – 3000ц):

- ПД1 – $N > 20000$ ц ;
- Диск1 – $N > 10000$ ц;
- ПД2 – $N > 13000$ ц ;
- Диск2 – $N > 15000$ ц

Рисунок 7

Следующая проблема высокооборотистых роторов турбин — это высокий уровень напряжений в пазах дисков и хвостовиках лопаток. Для снижения уровня напряжений и повышения ресурсных показателей по лопаткам и диску проведены следующие мероприятия:

- 1) Подобраны оптимальные геометрические параметры замка, такие как угол развала «елки», угол контактных поверхностей зубьев, радиуса выступов и впадин, путем сравнительного анализа различных вариантов и итераций.
- 2) Увеличена нижняя впадина паза диска и ее радиуса. Данное решение не только снижает действующие напряжения в пазах диска, но и позволяет использовать полость, образованную увеличенной впадиной, для подвода воздуха к рабочей лопатке.
- 3) Увеличена толщина верхней пары зубьев елочного паза диска. Это позволило снизить деформации и перераспределить уровень напряжений во впадинах пазов.
- 4) Выполнена проектная «балансировка» лопаток с учетом разворота пера в поле действия ЦБС для максимального совмещения центра масс лопатки с осью Z замка. Отклонение ЦМ от оси приводит к неравномерному распределению напряжений в замке. Перо лопатки при построении всегда имеет ЦМ на оси Z, однако замково-полочная часть лопатки, адаптированная под перо, имеет ЦМ, смещенный от оси Z. Зачастую изменениями только этой части лопатки вывести общий ЦМ на ось Z не представляется возможным. В связи с чем был выполнен небольшой поворот пера вокруг оси вращения изделия для компенсации отклонения ЦМ. Данное решение благоприятно

влияет на напряженное состояние хвостовика, но может приводить к росту напряжений в корневой части пера, что является следствием дополнительного изгибающего момента под действием центробежной силы на смещенный ЦМ пера лопатки.

Геометрия исходного замка представлена на рис. 8, новой конструкции — на рис. 9.

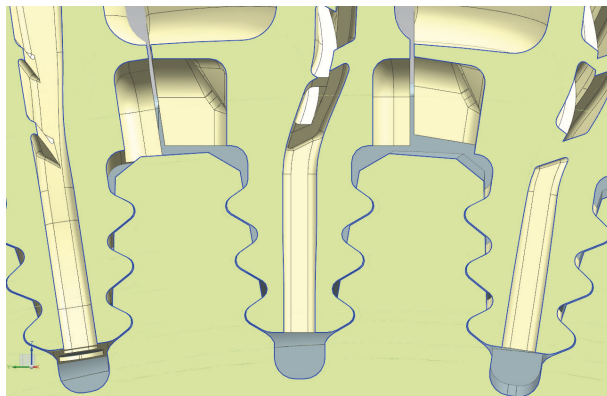


Рисунок 8

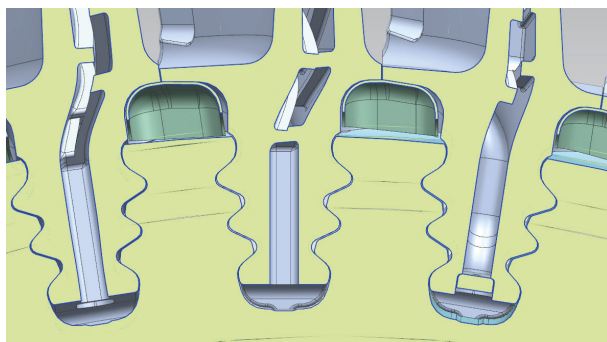


Рисунок 9

Анализ результатов оптимизации

По результатам выполненной оптимизации конструкции рабочих колес получены положительные результаты. Обеспечен приемлемый уровень напряжений, позволяющий прогнозировать обеспечение запасов прочности на длительный ресурс, сохранение центрирующих посадок покрывных дисков на всех режимах работы двигателя, расчетное тепловое состояние рабочих лопаток и удовлетворительное значе-

ние утечек воздуха. Исключено влияние покрывного диска 2 на силовую линию обжатия стыков рабочих колес, что обеспечивает их надежную центровку. Исходя из вышеизложенного, можно выделить ключевые моменты при проектировании высоконагруженных рабочих колес турбин современных малоразмерных ГТД:

- 1) Диски основные и покрывные необходимо оптимизировать в части геометрии полотен методом конечных элементов, обеспечивая необходимые прочностные характеристики и требования конструкции (например, прижатие покрывного диска к основному за счет центробежных сил на всех режимах работы).
- 2) Для минимизации утечек при организации подвода воздуха к лопаткам и фиксации покрывных дисков вместо зацеплений на основном диске в виде канавок и байонетов, с неизбежными концентраторами напряжений, предпочтительнее распределять массы в покрывном диске таким образом, чтобы использовать ЦБС для прижатия к основному диску. Для этого необходимо в средней части покрывного диска иметь относительно тонкий, податливый элемент, а в периферийной части размещать так называемый «противовес».
- 3) Для исключения негативного влияния расцентровки на уровень вибраций необходимо роторные детали, такие как кольца, покрывные диски, втулки уплотнений, устанавливать с натягом. Подбор натяга необходимо осуществлять таким образом, чтобы с учетом вытяжки деталей под действием центробежных сил и теплового состояния он сохранялся на всех режимах работы двигателя.
- 4) Елочные пазы диска рекомендуется выполнять с увеличенной впадиной и радиусами под нижней парой зубьев, для снижения концентрации напряжений, вызванных ЦБС. Верхнюю пару зубьев паза диска выполнять с увеличенной толщиной, для снижения деформаций и уровня напряжений в критических местах паза, а именно во впадинах.
- 5) Совмещение центра масс лопатки с осью Z паза диска является важным фактором для распределения напряжений в замковой части соединения. При смещении отдельных элементов лопатки друг относительно друга для выставления ЦМ необходимо подбирать компромиссное решение между напряжениями в замке и в корневой части пера.
- 6) Для фиксации лопаток в осевом направлении не рекомендуется применять такие элементы конструкции рабочего колеса, как контрольные кольца, вкладыши, штифты и т.п. на роторах с высокими частотами вращения (более 25 000 об/мин), так как данные решения вынуждают вносить в конструкцию канавки и отверстия с высокой концентрацией напряжений.
- 7) Для минимизации утечек воздуха в полость за диском и обеспечения необходимого количества воздуха на охлаждение рабочих лопаток необходимо создавать воздуху максимальное сопротивление на выходе из замка.

Обычно для этого используются задние покрывные диски, однако это решение вынуждает увеличивать массу, усложняет конструкцию, вносит дополнительные проблемы по креплению и центровке покрывного диска, а учитывая размерность малых ГТД, это может быть критической проблемой. Более выгодно выполнять контур хвостовика лопатки, повторяющий контур паза диска по всему периметру с минимальными зазорами, а утечку через зазоры с учетом допусков на изготовление заложить в расчет. Использование в конструкции задних покрывных дисков следует рассматривать только в случае недопустимо высоких утечек воздуха. Также рекомендуется между лопатками устанавливать уплотнительные пластины в подлопочное пространство, для снижения утечек воздуха в зазор между лопатками и создания дополнительного сопротивления для исключения затекания газа из проточной части.

Заключение

В связи с ростом требований к параметрам ГТД значительно возрастают и трудозатраты на проектирование. В условиях дефицита научно-технического задела по ГТД малой мощности с высокими требованиями к массе, экономичности и ресурсу, поиск и реализация необходимых технических решений и последующая оптимизация конструкции вынуждают выполнять ряд последовательных итераций по корректировке конструкции и расчетного анализа, что неизбежно сказывается на сроках реализации опытно-конструкторских работ.

Д. К. Уткин

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

ОТЧЕТ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВНЕДРЕНИЯ ЭЖД В ФОРМАТЕ PMI

Аннотация. В настоящей статье проведен анализ результатов внедрения электронной конструкторской документации, выполненной в формате электронных моделей для двигателя ВК-1600В. Смогут ли электронные модели вытеснить собой бумажные/электронные чертежи. Рассмотрены основные преимущества и недостатки выявленные на данной стадии внедрения данного вида КД. Предложены возможные варианты решения и совершенствования данной системы.

Термины и определения

CAD (англ. **Computer-aided design**) — система автоматизированного проектирования.

Drafting — модуль NX, предназначенный для оформления электронных чертежей.

NX — система автоматизированного проектирования конструкции изделия и процесса механической обработки (CAD/CAM система).

MD5 (англ. **Message Digest 5**) — наименование алгоритма, предназначенного для вычисления контрольной суммы сообщений произвольной длины и последующей проверки их подлинности.

PDM система (англ. **Product Data Management**) — Автоматизированная система управления электронными документами и данными. [ГОСТ 2.511, п. 3.1.3]

PLM система (англ. **Product Lifecycle Management**) — Жизненный Цикл Изделия (ЖЦИ), совокупность явлений и процессов, повторяющихся с периодичностью, определяемой временем существования типовой конструкции изделия от ее замысла до утилизации или конкретного экземпляра изделия от момента завершения его производства до утилизации. [ГОСТ Р 56136, п. 3.16]

PMI (англ. **Product and Manufacturing Information**) — технология, реализованная в системе NX, позволяющая наносить непосредственно на геометрию ЭГМ информацию, определяющую требования к изготовлению и контролю изделия (размеры, допуски и т.п.)

Оригинал — документ, выполненный на любом материале, подписанный (заверенный) разработчиком и предназначенный для изготовления подлинника [п.4.5 ГОСТ 2.102]

Электронная копия бумажного документа — электронный конструкторский (технологический) документ, содержательная часть которого соответствует подлиннику бумажного документа [ГОСТ 2.501, п. 3.1.5]

Электронная геометрическая модель - электронная модель изделия, описывающая преимущественно геометрическую форму, размеры и иные свойства изделия, зависящие от его формы и размеров. [ГОСТ 2.052, п 3.1.11]

Электронная модель изделия — документ, содержащий электронную геометрическую модель изделия и требования к её изготовлению (сборки) и контролю.

Сокращения

2D (англ. 2 Dimension) — в 2х измерениях

3D (англ. 3 Dimension) — в 3х измерениях

ТС — Teamcenter;

VDI — инфраструктура виртуальных рабочих столов;

ДСЕ — Деталь, Сборочная единица;

ДЭ — документ электронный;

ЕСКД — единая система конструкторской документации;

ИИ — извещение об изменении;

КД — конструкторская документация;

КИМ — контрольно-измерительная машина;

КСПД — корпоративная сеть передачи данных;

ПО — программное обеспечение;

СТП — стандарт предприятия;

СТО — стандарт организации;

СЧ — составная часть;

ТТ — технические требования;

УЛ — удостоверяющий лист;

ЧПУ — числовое программное управление;

ЭБП — электронный бизнес-процесс;

ЭГМ — электронная геометрическая модель;

ЭМИ — электронная модель изделия;

ЭМД — электронная модель детали;

ЭМСЕ — электронная модель сборочной единицы;

ЭЦП — электронно-цифровая подпись.

Вводная часть

На основании мировых исследований: для успеха промышленного предприятия на рынке необходимы максимально возможное сокращение сроков выхода изделия на рынок, снижение себестоимости и повышение качества.

В современной промышленности разработка изделия любой сложности связана с огромным количеством информации, сопровождающим процесс разработки, выпуска в производство, продажу, модернизацию, дальнейшее обслуживание, снятие с

производства и утилизацию. Соответственно, чем сложнее изделие, тем и большее количество информации сопутствует ему и большее количество людей связано с его разработкой.

На большинстве промышленных отечественных предприятий, в настоящее время, как и раньше, документация выпускается и хранится на бумажных носителях.

Важно отметить, что в настоящее время САД системы стали основными инструментами конструктора и вытеснили, привычный для 80-х годов, кульман. Проектирование геометрии изделия ведется не на бумаге, а в среде САД системы в виде ЭГМ. Такой подход к проектированию позволяет сократить сроки и повысить качество проектирования. Созданная на этапе проектирования ЭГМ используется для создания видов и разрезов чертежа в САД системе. Использование ЭГМ при подготовке чертежа позволяет значительно ускорить процесс получения видов и разрезов, кроме того такой подход сводит количество технических ошибок черчения к нулю. Разработанный в САД системе чертеж затем распечатывают и, после его подписания разработчиком он становится оригиналом.

На рис. 1 приведен процесс получения конструктором оригинала чертежа с использованием кульмана, на рис. 2 приведен тот же самый процесс, но с использованием САД системы.

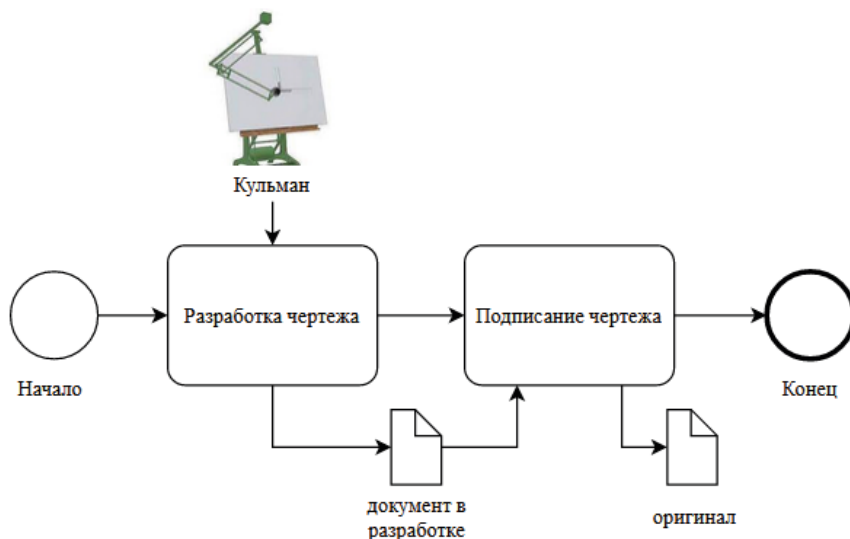


Рисунок 1

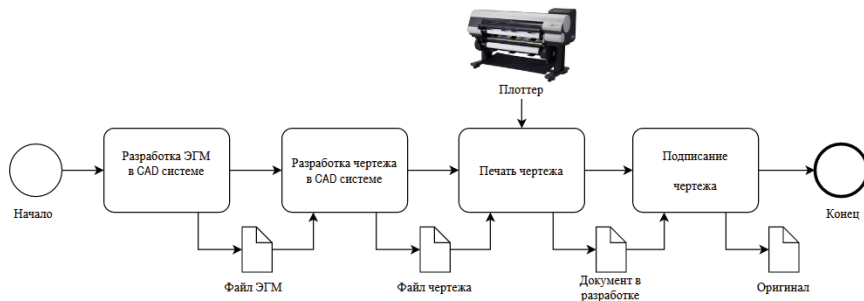


Рисунок 2

Для обмена информацией, как в процессе разработки, так и в процессе производства используются бумажные документы, дубликаты и копии которых пересылаются между исполнителем и заказчиком.

1. При этом все чаще, как в процессе разработки, так и в процессе производства кооперанты запрашивают файлы. Ведь для подготовки программ для станков с ЧПУ требуется ЭГМ. При наличии одного лишь бумажного документа, кооперанту требуется повторное создание ЭГМ по чертежу. Это не только дополнительная трудоёмкость, которая приводит к увеличению стоимости составных частей и сроков подготовки технологической документации для их производства, но и дополнительный риск ошибки, т.к. геометрия ЭГМ может быть искажена при воспроизведении по чертежу. С другой стороны, передача ЭГМ позволяет повысить качество изготовления составных частей за счет подробного описание криволинейных поверхностей (например, поверхностей лопаток), т.к. описание таких поверхностей в ЭГМ намного точнее, чем на чертеже. Кроме того, также как с чертежами, наличие ЭГМ позволяет снизить трудоёмкость, повысить качество документации при подготовке операционных эскизов.

2. Даже, если наличие ЭГМ не является критически важным для изготовителя составной части (как в ситуации с ЧПУ), часто дополнительно запрашиваются электронные копии бумажных документов, т.к. они занимают меньше места и их пересылка занимает меньше времени.

3. Очевидно, что переход на использование ЭГМ и файлов чертежей несет значительные преимущества в части снижения трудоёмкости и повышения качества выпускаемой документации, массовый отказ КБ предприятий от кульманов и переход на использование САД систем подтверждает это. Но также очевидно, что изменение подходов к проектированию и выпуску документации требует пересмотра системы и процессов работы с документацией с учетом изменившихся реалий.

4. Учитывая эти потребности за последние несколько лет был выпущен ряд стандартов ЕСКД регламентирующих требования к электронным документам, в том числе электронными моделями. На рынке присутствуют информационные системы

класса PDM/PLM, которые предоставляют инструменты, позволяющие перейти на работу с данными об изделии в электронном виде, включая файлы, и выстроить процессы взаимодействия на всех этапах жизненного цикла от разработки до утилизации. Системы PDM/PLM, как правило, включают интеграцию с популярными на рынке CAD и CAE системами.

Таким образом, успешное внедрение PDM/PLM, в ситуации, когда переход на использование электронных данных об изделии уже начался, является не просто конкурентным преимуществом, а насущной необходимостью. Предметом данной статьи является рассмотрение опыта внедрения безбумажного подхода при проектировании новых изделий в рамках одного проекта с использованием CAD и PLM систем. В статье рассматриваются результаты и трудности, с которыми столкнулись сотрудники АО «ОДК-Климов», связанные с внедрением такого подхода.

Основная часть

Проектирование изделия на АО «ОДК-Климов» выполняется в CAD системе Siemens NX. Результатом проектирования является детализированная твердотельная модель изделия (двигателя).

Хранение результатов проектирования реализовано в PLM системе Siemens Teamcenter, что позволяет реализовать версиюность, а также организовать эффективную совместную работу над изделием (двигателем) несколькими подразделениям, работая с актуальной геометрией изделия.

Моделирование «сверху-вниз»

Моделирование «сверху-вниз» предполагает моделирование геометрии составных частей в контексте сборочной единицы.

При моделировании «сверху-вниз» сначала создается сборочная единица и в ней размещаются составные части. Затем ведется разработка геометрии составных частей в их модельном пространстве, при этом для определения параметров геометрии составных частей могут использоваться геометрия других составных частей. Схема проектирования «сверху-вниз» приведена на рис. 3.

Метод проектирования «сверху-вниз» — более прогрессивный способ создания сборок, чем подход «снизу-вверх», при котором сначала моделируются составные части, а затем, из них собирается сборочная единица. Но подход «сверху-вниз» требует от конструктора лучшего знания и понимания инструментариев в NX, а также более глубокого знания собираемого механизма или собираемой машины.

Данный метод позволяет избежать ошибок в проектировании составных частей, входящих в сборку, так как в ходе проектирования конструктор видит весь собираемый механизм, положение и габариты вновь создаваемого компонента относительно всей сборки.

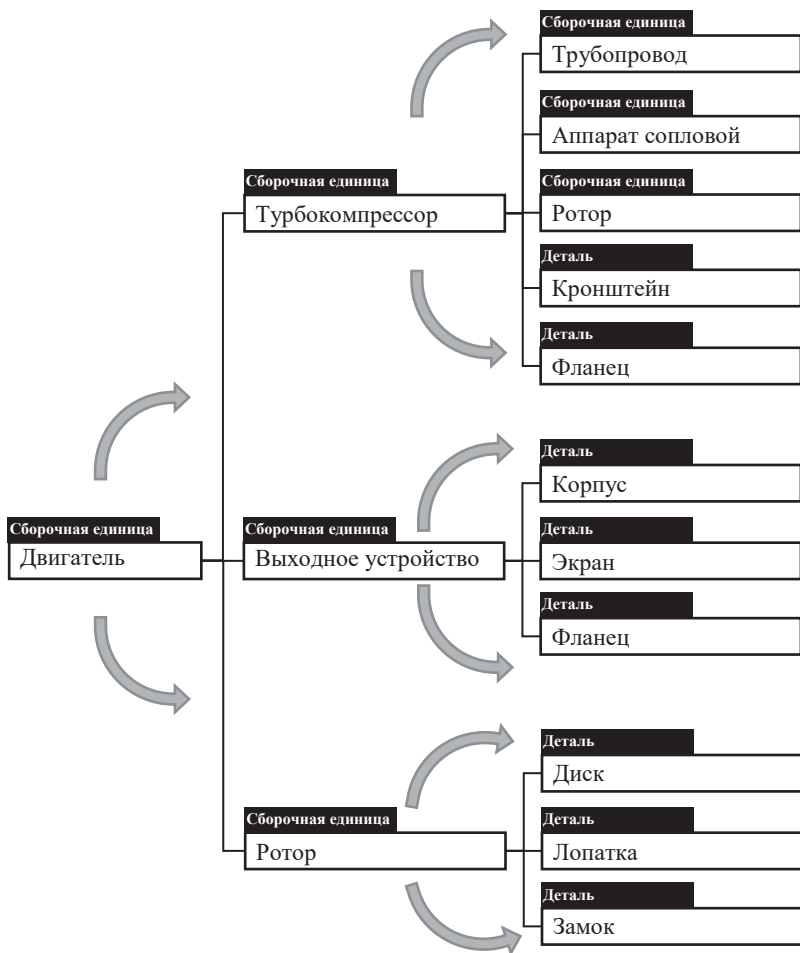


Рисунок 3

Использование данного метода дает возможность, на первом этапе разработки, сконцентрировать внимание на разработке общего представления разрабатываемого изделия, не уделяя особого внимания деталям. После создания общего представления изделия из части может быть выделена геометрия и, при необходимости доработана (уточнена) уже в файле составной части.

Так же при проектировании сборок методом «сверху–вниз» можно создавать зависимости между различными компонентами с помощью выражений или используя инструментарий Wave. Данные зависимости полезны тогда, когда конструктор

хочет определить возможности изменения геометрии изделия, в зависимости от значения параметров, для анализа и оценки различных вариантов геометрии конечного изделия. Зависимости позволяют значительно упростить внесение изменений в геометрию изделия и в целом ускоряют процесс проектирования.

Таким образом, идеология создания сборки этим методом в том, что все составные части сборки создаются и редактируются непосредственно в контексте сборки. Любые изменения, вносимые в компонент, тут же отражаются на сборке и на компонентах, зависящих от исходного объекта. Таким образом каждый участник проектирования всегда в курсе изменений и работает с актуальными данными.

Использование подходов системной инженерии

Процесс проектирование нового изделия вытекает из набора требований рынка или клиента. Эти требования будут определять некоторые ключевые параметры изделия, которые объединяются в начальный верхнеуровневый макет, являющийся базой для последующих работ по проектированию.



Рисунок 4

Требования можно рассматривать как цели, макет — как набор проектных ограничений для достижения целей, а законченное изделие — как результат.

При использовании подходов системной инженерии, используется модульное проектирование, при котором изделие разбивается на логические подсистемы. Каждая подсистема, затем, получает свои критерии проектирования и ограничения.

Такой подход позволяет вести проектирование каждой подсистемы в некотором роде изолированно, но при этом выполнять требования к всему изделию в целом.

Использование этого подхода к проектированию имеет следующие преимущества:

- дает контроль над конструкцией изделия тем, кто отвечает за общую планировку. Об изменениях, касающихся изделия в целом, можно сообщить проектировщикам подсистем путем обновления ограничений.
- необходимость документировать «анатомию изделия» способствует пониманию и моделированию отдельных подсистем, а также пониманию того как они работают вместе. Это позволяет формализовать знания об изделии, создав шаблоны для проработки конструкции.
- конструкторы подсистем (или внешние поставщики) получают ясные критерии проектирования, которые им не нужно создавать заново. Они могут фокусироваться на своих узлах, зная, что они будут совместимы с другими подсистемами.

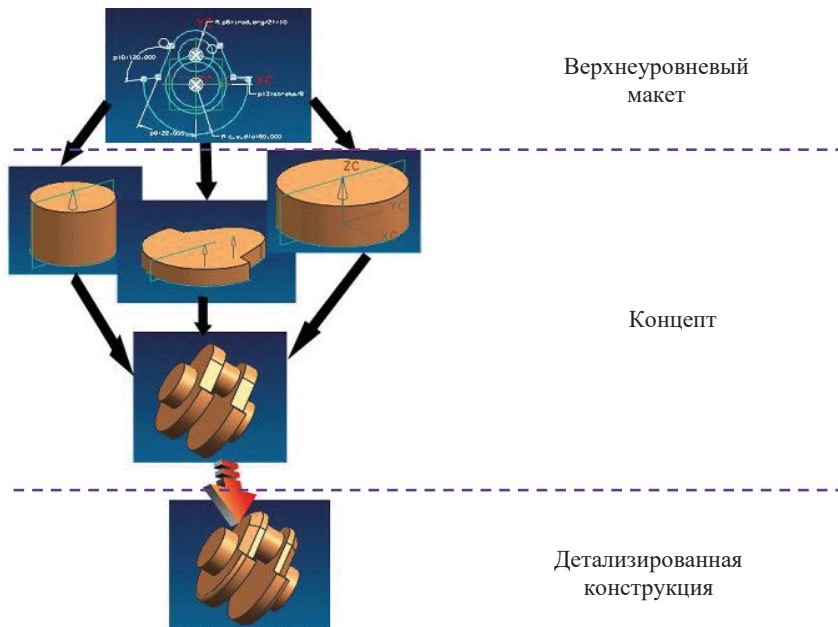


Рисунок 5

Связи WAVE

WAVE — это технология, которая позволяет ассоциативно связывать геометрию и выражения между составными частями. Таким образом изменение выражений и/или геометрии в одной составной части приводит к изменению выражений и/или геометрии в зависимых составных частях.

Использование инструментов WAVE позволяет в полной мере реализовать подходы системной инженерии к проектированию изделий в NX.

Контрольная структура

С помощью инструментов WAVE можно изолировать макет (компоновку) изделия и исходные данные для подсистем в структуре управления, которая представляет собой сборку, в которой определяется и управляется геометрия макета. Такая сборка называется контрольной структурой.

Верхний уровень контрольной структуры может содержать ключевые параметры, относящиеся ко всему изделию целиком, такие как размеры автомобиля, длина фюзеляжа самолета и т.д. Эти параметры затем можно использовать для управления геометрией (координатные плоскости, эскизы, листовые тела и т.д.) которая определяет ограничение для подсистем и включает правила проектирования.

Базовая Контрольная Структура (БКС) — контрольная структура, содержащая параметризованные исходные данные для моделирования, т.е. геометрические обводы и различные схемы (силовые, кинематические), а также зоны размещения оборудования.

БКС является управляющей структурой по отношению к электронным макетам.

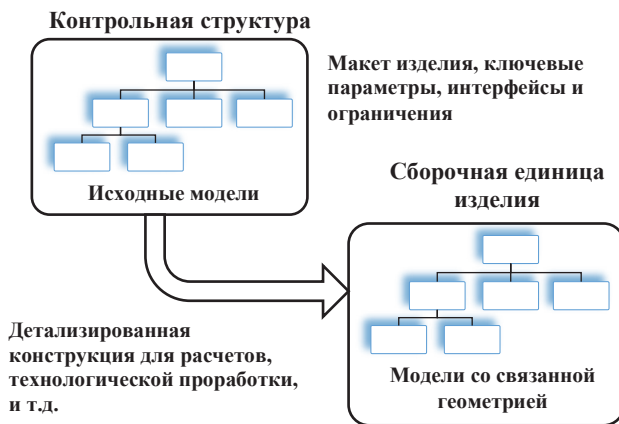


Рисунок 6

Состав входящих компонентов БКС:

- Ключевые функциональные параметры;
- Общие виды;
- 2D-3D схемы элементов конструкции;
- Зоны размещения оборудования;
- Геометрические обводы.

БКС публикует ограничения подсистем для последующих проектных работ. Модель со связанной геометрией может быть создана из соответствующей составной части контрольной структуры и использоваться в качестве отправной точки для проектирования составных частей детализированной конструкции.

Пример базовой контрольной структуры разрабатываемого двигателя представлена на рис. 7.

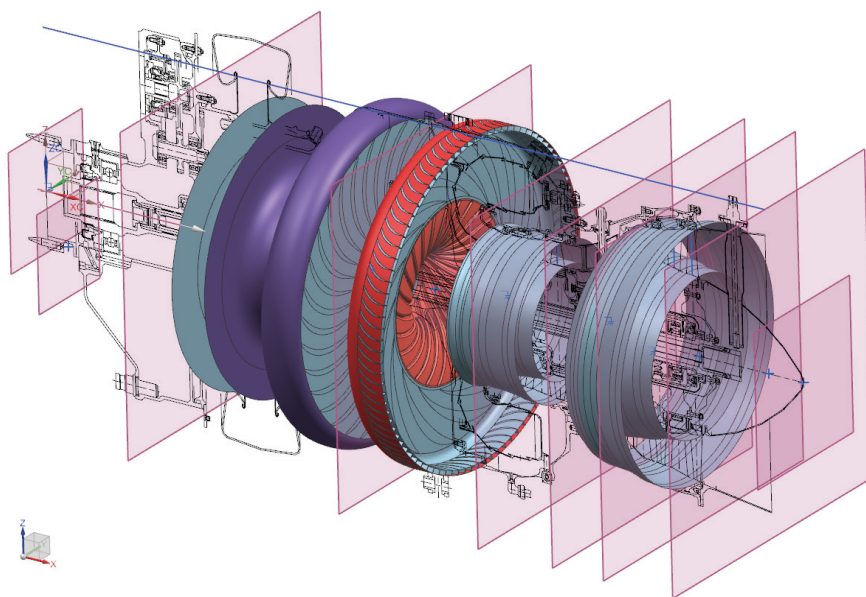


Рисунок 7

Формат КД

Модуль Черчение (Drafting NX) предлагает инструментарий для классического способа создания конструкторской документации, когда на основе готовой 3D модели создаются чертежные виды и разрезы, которые затем образмериваются и аннотируются. Альтернативой данному способу является нанесение размеров, допусков

и других аннотаций непосредственно на геометрию 3D модели, реализованное в модуле NX Технические условия (PMI) (рис. 8). Этот способ является более наглядным и удобным при работе с ЭМИ, и последняя редакция ЕСКД допускает использование 3D модели как документа, описывающего изделие при наличии в ней требований для изготовления и контроля.

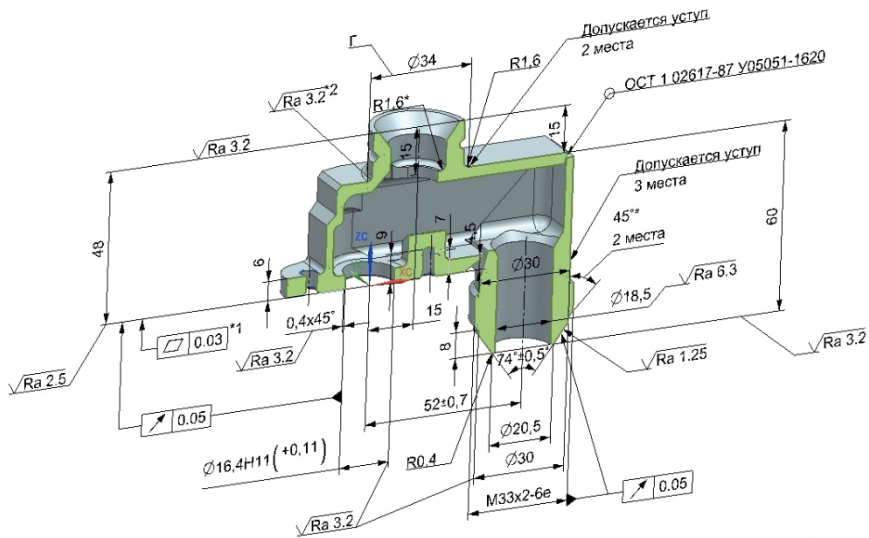


Рисунок 8

При этом надо отметить, что согласно последней редакции ГОСТ 2.102 электронная модель детали может быть совмещена с чертежом, а электронная модель сборочной единицы может быть совмещена с чертежом общего вида, теоретическим, габаритным и упаковочным чертежами, по усмотрению разработчика. Электронные модели и чертежи могут использоваться совместно.

При подготовке чертежа на основе электронной модели все размеры и аннотации наследуются чертежными видами и разрезами (рис. 9). Технически, электронная модель (3D модель с аннотациями) может заменить чертеж, т.к. содержит все те же данные, что и чертеж. При этом 3D геометрия электронной модели и инструменты измерения позволяет быстро получить представление о геометрии изделия, провести измерения, изучить геометрию в любых плоских сечениях.

Также, размеры и аннотации, созданные в модуле ТУ, могут быть использованы для анализа размерных цепочек, подготовки программ для станков с ЧПУ и КИМ. Использование конструкторских 3D моделей с PMI для подготовки программ для станков с ЧПУ и КИМ дает наибольший эффект, т.к. по сути устраняет необходимость создания модели для разработки программ.

ДЭ и электронные модели

Электронная модель является электронным документом (ДЭ). В то же время любой конструкторский или технологический документ может быть выполнен в виде ДЭ, для этого необходимо, чтобы документ был выполнен в виде файла (файлов) и быть подписан в установленном порядке. Файл без подписи не является документом.

Основное отличие электронной модели от других ДЭ это то, что электронная модель не может иметь бумажного представления. Распечатать отдельные виды модели конечно можно, но результат не будет равнозначен электронной модели.

Подпись ДЭ может быть выполнена с использованием электронно-цифровой подписи (ЭЦП) или с использованием УЛ.

Файл без ЭЦП или УЛ не является документом, даже если это скан подлинника бумажного документа. Согласно ГОСТ 2.501, ЭД, полученный преобразованием бумажного подлинника в электронную форму, является электронной копией бумажного документа, подлинность которой должна быть удостоверена ЭЦП лица, изготовившей копию.

Подписание ДЭ

При обращении ДЭ должна быть обеспечена возможность проверки подлинности и целостности. Под подлинностью подразумевается подтвержденное авторство (в т. ч. разработка, согласование и утверждение) ДЭ, что определяется принадлежностью электронно-цифровой подписью (ЭЦП) конкретному физическому лицу и его роли. Под целостностью подразумевается отсутствие несанкционированных изменений.

ЭЦП увязывает в одно целое содержание подписанной информации и идентификацию подписывающего лица и делает невозможным изменение информации без нарушения данной ЭЦП. На АО «ОДК-Климов», в соответствии с ГОСТ 2.051-2013, ЭЦП заменена выпуском удостоверяющего листа (УЛ) — сопроводительного бумажного документа с собственноручными подписями в нем минимально необходимым количеством ответственных лиц. Целостность документа подтверждается контрольной суммой, рассчитываемой по алгоритму MD5 и указанной в УЛ.

Сравнение КД в формате PMI и в виде чертежа

На большинстве предприятий, использующих в той или иной мере 3D моделирование, подлинником конструкторской документации продолжает оставаться чертеж. Электронные геометрические модели (ЭГМ) в этом случае служат, как правило, вспомогательным средством частичной топологической увязки. Насколько при этом модель соответствует чертежу зависит от того насколько на предприятии организованы процессы поддержки актуальности ЭГМ. Даже при самых жестких регламентах все равно случаются сбои. В процессе согласования оригинала могут быть получены

замечания, требующие внесения изменений в документ. Изменения могут быть внесены в:

- файл ЭГМ с последующим обновлением файла чертежа и перевыпуском оригинала;
- файл чертежа с последующим перевыпуском оригинала;
- оригинал бумажного документа подчисткой, закрашиванием белым цветом или введением новых данных (например, наклеиванием распечатанного фрагмента).

Если изменения вносятся в файл чертежа или оригинал бумажного документа, то ЭГМ становится неактуальной и важно не забыть ее актуализировать.

При этом качество ЭГМ, при таком подходе, обычно довольно низкое (топологические дефекты, высокие погрешности), так как ЭГМ в этом случае не имеют статуса подлинника КД и не проходят нормоконтроль. Даже модели деталей, изготавливаемых на ЧПУ, на серийных заводах часто приходится перестраиваются заново по чертежу с нужной точностью.

При этом, ввиду того, что аннотированная электронная модель изделия (3D модель с PMI) содержит ту же информацию, что и чертеж, но в пространстве моделирования, трудозатраты на выпуск чертежа и PMI примерно одинаковы.

В действующей нормативной документации на электронные модели требования к оформлению PMI не являются полными, в связи с этим при выпуске данного вида КД руководствуются требованиями ЕСКД, предъявляемых к чертежам. Но в связи с особенностями инструментов оформления PMI (например, отсутствие местных разрезов, расположение размеров и допусков, отображения резьбовых и зубчатых соединений и т.д.) возникают отличия оформления от требований ЕСКД к чертежам. Т.е. электронная модель и бумажный чертеж одного и того же изделия будут содержать одну и ту же информацию и в одном и том же объеме, но при этом будут отличия в оформлении.

Необходимость открытия больших электронных моделей сборочных единиц, таких как турбокомпрессор или двигатель предъявляет требования к мощности аппаратного комплекса. Такие модели требуют больших временных затрат на загрузку и возникают трудности работы, связанные с быстродействием системы.

Работа с электронными моделями также требует серьезного оснащения производственных служб предприятий. Электронные модели удобны при написании программ для станков с числовым программным управлением и измерений на КИМ. Тогда как для процесса изготовления на универсальном оборудовании и контроля человеком удобнее бумажный документ. Электронный чертеж и не требуется специального оснащения ПК, его легко можно перевести в электронную форму, не требуется специальное обучение для работы с ним.

Основной фактор - это уменьшение времени, необходимого для понимания геометрии, по сравнению с чертежом. Использование электронных моделей позволяет

снизить требования к тому, кто изучает документацию. Т.е. человек у которого плохо с пространственным мышлением гораздо быстрее поймет 3D модель с PMI, чем чертеж.

Работа с кооперантами, входящими в контур АО «ОДК»

Передача электронной конструкторской документации между предприятиями АО «ОДК» осуществляется при помощи технологии Teamcenter Multisite Collaboration (TMC). TMC — технология обмена данными в системе Teamcenter, обеспечивающая совместное ведение конструкторских работ в рамках единого информационного пространства, образованного системами ТС предприятий — участников кооперации. Использование данной технологии позволяет получить следующие преимущества:

- централизованное хранение проектных данных в единой системе управления инженерными данными;
- обеспечение коллективного взаимодействия между участниками Проекта;
- использование порталных технологий для оперативного взаимодействия и хранения плановой, отчетной и рабочей документации;
- обмен данными по защищенным каналам связи;
- использование унифицированных программных средств и форматов данных;
- приоритет электронных данных в системе управления инженерными данными, переход на безбумажную технологию;
- использование единой конструкторской электронной модели двигателя на этапах проектирования и технологической подготовки производства.

При использовании данной технологии существует одно критическое ограничение — работы по проектированию и подготовке производства должны вестись в единой модели данных Teamcenter (единая МД) на предприятиях-соисполнителях и синхронизированных версиях ПО. Ввиду применения на АО «ОДК-Климов» собственной МД и отсутствия в настоящее время установленного Teamcenter с единой МД на всех предприятиях АО «ОДК» работа по Проекту осуществляется на сайте Проекта. Сайт проект представляется собой сайт ТС, предназначенный для публикации и хранения ДЭ, разрабатываемых по проекту, а также для передачи данных. Сайт проекта оснащен программным обеспечением NX/ТС с установленной моделью данных, используемой на АО «ОДК-Климов» и размещен в корпоративной сети передачи данных АО «ОДК». На сайте проекта публикуются аннотированные электронные модели изделий (ЭМИ), которые определены для изготовления на предприятиях АО «ОДК». ЭМИ обеспечены всеми необходимыми техническими требованиями посредством PMI.

Доступ к сайту проекта осуществляется с использованием технологии VDI, до тех пор, пока не будет введена единая МД на предприятиях. Передача осуществля-

ется на основании заключенных сторонами договорами, с оформлением приёмосдаточных актов.

Поскольку доступ к VDI организован на сервере АО «ОДК-Климов» это приводит к необходимости использования лицензий TC/NX из числа имеющихся на предприятии. Также число мест на предприятиях-соисполнителях с удаленным доступом VDI существенно ограничено, в связи с чем, службы предприятия-соисполнители не могут иметь использовать конструкторскую документацию напрямую из TC и требует выгрузки на сервер предприятия, что сводит к нулю преимущества применения единого информационного пространства.

Работа с кооперантами, не входящими в контур АО «ОДК»

Передача конструкторской документации в электронном виде для предприятий-соисполнителей, не входящих в контур АО «ОДК», осуществляется на лазерных дисках, флэш носителях. Электронная КД передаётся в одном из форматов, приведенных в Таблица 1, конкретный формат определяется положением о взаимоотношениях между предприятиями или отдельным соглашением.

Т а б л и ц а 1

Тип данных	Формат
Электронная геометрическая модель	Siemens NX12 JT Parasolid STEP IGES
Электронная модель детали или сборочной единицы	Siemens NX12 JT
Электронные чертежи	Siemens NX12
Электронная копия бумажного документа	PDF
Текстовые электронные КД	MSWord MSExcel PDF

КД на электронных носителях передаются по ГОСТ Р 2.903 предварительно сжатые в архив с указанием в приёмосдаточном акте заводских номеров электронных носителей и контрольной суммы архива, рассчитанной по алгоритму MD5. Электронные носители направляются вместе с сопроводительным письмом, содержащим перечень передаваемых объектов, включенных в архив, с указанием формата и версии ПО.

Техническая реализация продуктов Siemens такова, что при выгрузке электронной модели сборочной единицы (ЭМСЕ) из TC на диск подменяются ссылки на компо-

ненты (ссылки на объекты в БД ТС заменяются на ссылки на файлы). В связи с этим меняется контрольная сумма ЭМСЕ относительно указанной в удостоверяющем листе.

Так же, большинство предприятий не имеют в своем наличии Siemens NX для просмотра моделей в формате Siemens NX12. Альтернативой является передача электронной модели в формате облегченного представления JT, открытие которого возможно во многих свободно распространяемых (бесплатных) программах. Электронная модель в формате JT является аутентичным документом, подлинность которой может быть подтверждена подписи ее ЭЦП или оформления УЛ. В рамках выполняемых работ подтверждалось только целостность передаваемого архива.

Проведение изменений

Изменения в КД вносят только на основании выпускаемых держателем подлинников извещения об изменении (ИИ) согласно ОСТ 1 00430-92 и действующей на предприятии нормативной документации. Для обеспечения согласования предлагаемых изменений КД АО «ОДК-Климов» выпускает ПИ, предприятие-изготовитель ДСЕ выпускает ПР или перечни замечаний и предложений. АО «ОДК-Климов» по согласованным ПР и перечням выпускает ИИ с указанием как основание в левом верхнем углу бланка ИИ и вносит изменения в КД.

Изменение утвержденного КД в виде ДЭ выполняется путем разработки его новой версии (ревизии), содержащей данные о КД с учётом изменений. Любое изменение утвержденного КД в виде ДЭ сопровождается выпуском ИИ в виде ДЭ, содержащего сведения об изменении КД.

Исходными данными для разработки изменений являются ранее созданные и утвержденные объекты Teamcenter соответствующих типов.

Основным отличием проведения ИИ на ДЭ от бумажной КД является отсутствие возможности проведения одновременного проведения нескольких изменений на один ДЭ, т.к. внесение изменений осуществляется путем разработки его новой версии (ревизии) ДЭ и при наличии нескольких неутвержденных версий с различными изменениями и невозможности согласования одного или нескольких из них, не согласованные изменения придется устранять вручную из каждой вновь созданной версии, что приведет к ошибкам.

Адаптация под производство

В связи с отсутствием достаточного оснащения служб предприятий-соисполнителей программным обеспечением и аппаратным комплексом для данного ПО, неготовности персонала по работе с электронной конструкторской документацией в формате PMI, предприятия-соисполнители оказались не готовы к работе с КД в формате электронных моделей. В связи с чем возникла необходимость адаптации КД под собственное производство. Данная работа реализована на сайте проекта путем выпуска дополнения к электронным моделям в виде чертежей в системе ТС. Чертежи разработа-

тываются сотрудниками КБ предприятия-соисполнителя наследованием видов из электронных моделей деталей и сборочных единиц на лист чертежа. При этом сохраняется актуальность чертежей и электронных моделей при обеспечении высокой скорости выпуска чертежей. Одновременно с этим появляется дополнительный документ, который необходимо поддерживать в актуальном состоянии. ЕСКД предусматривает одновременное использование электронной модели и чертежа, но при этом требует присвоение особых кодов электронным моделям «МД» и «МС», детали и сборочной единицы соответственно (см. п.5.7.2 ГОСТ 2.102). Очевидно, ЕСКД предусмотрел ситуацию, когда предприятие разрабатывает электронные модели в дополнение к существующим чертежам деталей и сборочных единиц, в этом случае присвоение кодов электронным моделям не вызывает проблем. Но при разработке чертежей на существующие электронные модели необходимость изменения кода приводит к изменению обозначению документа. Такое изменение требует аннулирования существующей электронной модели и выпуск ее под другим обозначением, что создает большое количество технических изменений. Кроме того, при одновременном выпуске чертежа и электронной модели разными предприятиями возникает вопрос авторства. В связи с этим разработанный чертеж не рассматривался как документ, входящий в основной комплект КД, а рассматривался как необязательные дубликаты подлинника и ответственность за их соответствие несет предприятие-соисполнитель.

Ввиду того, что на предприятиях-соисполнителях используют электронные чертежи, а извещения выпускаются на ЭМД и ЭМСЕ, то на ИИ так же необходима адаптация под чертежи. После получения письменного уведомления о выпуске ИИ и новых версий ДЭ, сотрудниками КБ завода-соисполнителя, на основании полученных ИИ и ЭМИ, вносятся изменения в электронные чертежи, путем выпуска новых ревизий электронных чертежей.

Сотрудниками КБ завода-изготовителя оформляется извещение об изменении по замене листов КД, выполненной на бумажном носителе, и проводится в порядке, установленном на заводе-изготовителе. В ИИ должен быть приведен номер извещения на изменение ЭМИ, как основание для замены листов чертежей, выполненных на бумажном носителе.

Таким образом, выпуск КД в формате чертежей по аннотированным моделям делает невозможным их равноценную поддержку и актуализацию и приводит в конечном счете к еще большему количеству ошибок на различных этапах жизненного цикла изделия.

Интеграция со смежными системами предприятия

На данный момент на АО «ОДК-Климов», кроме перечисленных выше, используются следующий набор систем:

- FoxPro — Нормирование и расцеховка, БД спецификаций;
- 1С — Закупка, управление ресурсами предприятия;

- ТМ — разработка технологических процессов (ТП);
- ИС Номенклатура — состав с номенклатурными номерами.

Из перечисленных систем интеграция с Teamcenter организована только с Fox-Pro. В качестве инструмента передачи данных используется импорт/экспорт PLMXML. Данный метод трудоемкий и не исключает человеческий фактор и ошибки переноса данных.

Целевым состоянием является:

- организация процессов по нормированию, расцеховке и разработке ТП в системе ТС;
- организация прямой интеграции ТС со смежными системами.

Проект «Выпуск РКД и ТД с использованием формата PMI»

В АО «ОДК» запущен проект, основной задачей которого является отработка и формализация сквозного процесса создания ДСЕ от осевой линии до изготовления на стенке и логистического учёта с использованием формата ЭМИ. Результатом которого должен стать отлаженный механизм взаимодействия предприятий в рамках единой модели данных ТС, сокращение сроков и стоимости разработки КД, сформированной пакет настроек и документации отработанного решения. В настоящее время проект находится на начальной стадии.

Выводы

Проектирование полностью в цифровом виде в PLM системе Teamcenter позволило получить следующие преимущества:

- 1) Выполнить разработку прогрессивным методом «сверху-вниз»;
- 2) Управлять структурой и составом изделия;
- 3) Управлять хранением данных;
- 4) Управлять процессами и потоками работ;
- 5) Выпустить КД в формате аннотированных моделей;
- 6) Получить механизм контроля доступа, авторизации;
- 7) Получить механизм сравнения изменения данных во времени.

Одновременно с этим, ввиду неготовности большинства отечественных предприятий к использованию данного формата КД и отсутствия единой МД ТС (для контура АО «ОДК») и ТС как такового (вне контура АО «ОДК»), в настоящее время имеются затруднения, которые полностью перекрывают преимущества:

- 1) По КД в формате PMI на предприятиях-соисполнителях выпускаются чертежи;
- 2) Отклонение от ЕСКД при оформлении PMI;
- 3) При передаче сборочных единиц предприятиям-соисполнителям на электронных носителях изменяется контрольная сумма, что не позволяет подтвердить подлинность электронного документа удостоверяющим листом;

- 4) Ввиду отсутствия единой МД Teamcenter на предприятиях-соисполнителях, доступ к КД разработчика осуществляется через удаленные рабочие места, имеющие крайне ограниченное число;
- 5) Ввиду сложности электронных моделей сборочных единиц возникают трудности при открытии и скорости работы с ними.

Электронная модель — это особый вид ДЭ, не имеющий бумажного представления. Для него характерны все плюсы ДЭ, но из-за того, что на производстве не все оборудование с ЧПУ, не все службы оснащены ПК, бумажный вид удобнее. Таким образом использование таких ДЭ ограничено и проект АО «ОДК-Климов» это показал, т.к. пришлось выпускать ДЭ, которые можно вывести на бумагу в дополнение к электронным моделям. Преимущества электронной модели предоставляет в основном при использовании оборудования с ЧПУ.

Учитывая, что переход на ДЭ позволяет получить все преимущества электронного документооборота, удостоверяющий лист закрывает вопрос подтверждения подлинности электронного документа можно сделать заключение, что идти в сторону ДЭ правильно и перспективно, но переход на ДЭ не имеющие бумажного представления, пока рано, их применение ограничено оборудованием ЧПУ. Когда парк оборудования будет сплошь с ЧПУ это станет необходимостью, а пока отказ от ДЭ имеющих бумажное представление несет большое количество рисков и проблем, значительно превышающие выгоды. И то, что мы можем сделать - это подготовиться к переходу на использование электронных моделей и, то что нужно уже сейчас - определиться с форматами и процедурой обмена.

Предложения

- 1) Отложить внедрение формата КД в виде электронных моделей с аннотациями до получения результатов внедрения проекта по «Выпуску РКД и ТД с использованием формата PMI»;
- 2) КД оформлять в системе Teamcenter в формате электронных чертежей, ассоциативно связанных с электронной геометрической моделью изделия;
- 3) В качестве ДЭ чертежа рассматривать файл в формате PDF;
- 4) В качестве ДЭ электронной модели рассматривать геометрическую модель в формате JT;
- 5) При проведении нормоконтроля чертежей включить проверку ЭГМ на основе которых они разработаны.

Литература

1. *Ельцов М.Ю., Козлов А.А., Седойкин А.В., Широкова Л.Ю.* Проектирование в NX под управлением Teamcenter. М: ДМК Пресс, 2013. 752 с.
2. *Тороп Д.Н., Терликов В.В.* Teamcenter. Начало работы. М.: ДМК Пресс, 2011. 280 с.
3. *Гончаров П.С. и др.* NX для конструктора-машиностроителя. М.: ДМК Пресс, 2010. 504 с.

А. С. Чернявский

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург
borth36@yandex.ru

ГИБРИДНАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА ЛЁГКОГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СКОРОСТНОГО ВЕРТОЛЁТА

Введение

Создание перспективных скоростных вертолётов является актуальной, но достаточно сложной и затратной задачей. Одним из ключевых вопросов является создание силовой установки. Рационально разбить эту работу на ряд следующих основных этапов:

- расчётно-аналитические исследования;
- опытно-конструкторские работы;
- создание компонентов вертолёта и его силовой установки и отработка их на моделирующих стендах;
- создание экспериментального скоростного вертолёта;
- создание скоростного вертолёта-демонстратора;
- создание опытного (предсерийного) образца скоростного вертолёта;
- создание промышленного образца и запуск его в серийное производство.

Этап экспериментального скоростного вертолёта является одним из важнейших этапов работы, на котором должны быть подтверждены основные положения предлагаемой концепции. Концепция гибридной силовой установки придаёт скоростному вертолёту новое качество, позволяет эффективно решить ряд вопросов, трудно разрешимых при механической трансмиссии.

Условные обозначения и сокращения

- D — диаметр;
- H — высота полёта;
- M — масса;
- n — частота вращения;
- N — мощность;
- R — тяга;
- V — скорость полёта, объём;
- γ — коэффициент отбора воздуха на охлаждение;
- $\eta_{\text{мех}}$ — механический коэффициент полезного действия, включая СГ;
- Б — коэффициент потерь полного давления;

АКБ	— аккумуляторная батарея;
БПЛА	— беспилотный летательный аппарат;
БЦВК	— бортовой цифровой вычислительный комплекс;
ВВ	— воздушный винт;
ГП	— газодинамический подшипник;
ГСУ	— гибридная силовая установка;
ГТД	— газотурбинный двигатель;
ДВС	— двигатель внутреннего сгорания;
КМ	— композиционный материал;
КПА	— коробка привода агрегатов;
КПД	— коэффициент полезного действия;
КС	— камера сгорания;
ЛА	— летательный аппарат;
МВЛ	— местные воздушные линии;
НВ	— несущий винт;
РУД	— рычаг управления двигателем;
СА	— сопловой аппарат;
САУ	— система автоматического управления, контроля и диагностики;
СГ	— стартёр-генератор;
СТ	— свободная турбина;
СУ	— силовая установка;
СЭП	— силовой электрический (электронный) преобразователь;
Т	— турбина;
ТВД	— турбовинтовой двигатель;
ТК	— турбокомпрессор;
ТМТ	— топливомасляный теплообменник;
ТЭГ	— турбоэлектрический генератор;
ЦБК	— центробежный компрессор;
ЭД	— электрический двигатель;
ЭСУ	— электрическая силовая установка;
ЭЦР	— электронный цифровой регулятор.

Основным недостатком вертолётов является малая скорость полёта. Это связано с тем, что вертолёты классических схем по сравнению с самолётами, имеют большое аэродинамическое сопротивление, а горизонтальная тяга создаётся НВ при его косом обтекании, следовательно, с относительно низким КПД. Попытки увеличения скорости вертолётов предпринимались с самого начала их появления. Сложность вопроса состоит в том, что увеличение скорости вертолёта не должно привести к ухудшению других характеристик, составляющих основное преимущество вертолёта по сравнению с другими транспортными средствами. К настоящему времени уже достигнут

определённый прогресс в этом направлении, но новые и перспективные достижения различных отраслях авиастроения позволяют рассчитывать на дальнейшее повышение скорости вертолётов.

Для создания скоростного вертолёта на первом этапе необходимо применить следующие основные конструктивно-технологические решения:

- применить убирающееся в полёте шасси;
- улучшить аэродинамические характеристики планера;
- улучшить аэродинамические характеристики НВ (специальные стреловидные законцовки лопастей, обтекатель втулки);
- применить системы подавления аэроупругих колебаний лопастей НВ;
- широко применить композиционные материалы для уменьшения массы конструкции;
- применить двигатели с низкой удельной массой;
- увеличить энерговооружённость примерно на 25–30%;
- снизить частоту вращения НВ в скоростном крейсерском полёте примерно на 5–10%.

Данные мероприятия уже реализованы на ряде вертолётов (AgustaWestland AW139/169, AW149/189, AW101, Airbus Helicopters H 160, Sikorsky S-76, S-92 и др.), что позволило увеличить максимальную скорость полёта до 310–320 км/ч и максимальную крейсерскую скорость полёта до 280–290 км/ч.

Это вертолёты среднего и тяжёлого классов, в основном гражданского назначения.

Для дальнейшего увеличения скорости полёта до 450–500 км/ч, помимо перечисленных выше, необходимо применить следующий ряд дополнительных конструктивно-технологических решений:

- спроектировать воздухозаборник с минимальными потерями полного давления для обеспечения реализации скоростного напора воздуха в скоростном полёте;
- оптимизировать распределение свободной энергии (между турбиной и выходным патрубком) для создания дополнительной реактивной тяги с целью устранения «донного сопротивления» при полёте с максимальной скоростью (по аналогии с ТВД);
- спроектировать выходной патрубок для реализации дополнительной тяги с минимальными потерями полного давления;
- применить дополнительные толкающие (или тянущие) ВВ для повышения пропульсивного КПД в режиме скоростного полёта;
- обеспечить снижение частоты вращения НВ в полёте с максимальной скоростью до 30% от номинального значения при обеспечении максимального режима работы ГТД без существенного уменьшения КПД узлов (в частности СТ);

- обеспечить перераспределение мощности в широком диапазоне между НВ и толкающими (тянущими) ВВ;
- значительно увеличить энерговооружённость вертолёта, так как зависимость скорости полёта от мощности СУ представляет собой кубическую параболу (потребная мощность ГТД в полёте со скоростью близкой к 500 км/ч превосходит взлётную мощность примерно в 2–2,5 раза).

Наиболее проблемным вопросом является снижение частоты вращения НВ в полёте с максимальной скоростью до 30% от номинального значения при скоростях полёта примерно до 250–300 км/ч. Данное снижение частоты вращения НВ необходимо для того, чтобы уйти от сверхзвукового обтекания набегающей лопасти НВ, сопровождаемого значительным снижением её аэродинамического качества (несущей способности). При классической схеме СУ с механической трансмиссией единственным способом снижения частоты вращения НВ без значительного снижения частоты вращения турбины является применение механической коробки перемены передач. Кроме того, необходимо также механическое устройство для перераспределения больших мощностей на различных режимах полёта между НВ и толкающими (тянущими) ВВ. Такие устройства в настоящее время разрабатываются, но есть сомнения в их приемлемых характеристиках, в частности по удельной массе и надёжности.

Радикальным решением этой проблемы является применение на скоростном вертолёте ГСУ последовательного типа. При данном решении могут быть обеспечены оптимальные частоты вращения ТЭГ, ЭД привода НВ и ЭД привода толкающих (тянущих) ВВ на всех режимах полёта вертолёта.

При классической схеме с одним НВ снижении до 30% частоты вращения НВ относительно режима висения создаёт ещё одну трудно разрешимую проблему. При увеличении скорости полёта воздушная скорость наступающей лопасти возрастает, а воздушная скорость отступающей лопасти уменьшается. При этом кренящий момент устраняется циклическим регулированием шага лопастей НВ. Чем больше скорость полёта, тем больше диапазон регулирования циклического шага лопастей. При достижении скорости полёта примерно 270 км/ч возникает необходимость в снижении частоты вращения НВ, при этом, для балансировки по крену и для поддержания подъёмной силы НВ приходится ещё больше увеличивать диапазон изменения циклического шага, при этом подъёмная сила и КПД НВ начинают резко уменьшаться. При превышении скорости полёта примерно 400 км/ч изменением циклического шага уже невозможно сбалансировать вертолёт по крену. Отступающая лопасть практически перестаёт создавать подъёмную силу.

Существуют два основных способа решения этой проблемы:

- применить на вертолёте крыло для балансировки, разгрузки НВ и создания дополнительной подъёмной силы;
- применить роторную систему типа АВС «наступающая лопасть» с соосными близко расположенными НВ с бесшарнирным креплением лопастей.

По первому пути пошла компания Airbus Helicopters (X3, “Racer”), по второму Sikorsky (S-69, X2, S-97 “Raider”, SB-1 “Defiant”). Дополнительное крыло эффективно в режиме скоростного крейсерского полёта, но на более низких скоростях полёта и в режимах взлёта-посадки и висения оно только создаёт дополнительное аэродинамическое сопротивление и дополнительную массу. Кроме того крыло полезно для размещения различных видов вооружения на внешней подвеске, что, однако противоречит самой концепции скоростного вертолётa. Кроме того скоростной вертолёт по своему основному назначению является не военным, а пассажирским или грузопассажирским. Основными критериями эффективности военного вертолётa являются высокая относительная боевая (целевая) нагрузка и высокая манёвренность. Концепция скоростного вертолётa противоречит этим критериям. Основная задача скоростного вертолётa составить конкуренцию самолётам МВЛ. При проигрывании самолётам по удельным расходам топлива: критериям кг/пасс. км, кг/т. км и эксплуатационным расходам: руб./пасс. км, руб./т. км, скоростной вертолёт может доставить груз «от двери до двери», тем самым его эффективность может приблизиться или даже превзойти эффективность самолётa. Основные преимущества вертолётa по сравнению с самолётom — мобильность и внеаэродромное базирование.

Концепция роторной системы ABC отрабатывалась компанией Sikorsky в течение более 50 лет. К настоящему времени уже достигнуты значительные реальные успехи. Концепция ABC «наступающая лопасть» состоит в том, что подъёмную силу создаёт только наступающая лопасть, а отступающая лопасть переводится в положение минимального аэродинамического сопротивления и практически не создаёт подъёмной силы. При увеличении скорости полёта и снижении частоты вращения ротора НВ отступающая лопасть становится практически неподвижной относительно воздуха и имеет минимальное (околонулевое) аэродинамическое сопротивление. При схеме с соосными ВВ это не создаёт кренящего момента.

В таблице 1 и на рис. 1 представлен вариант программы изменения частоты вращения ротора НВ для обеспечения максимальной скорости законцовки наступающей лопасти не более 295 м/с. Кроме того на рис. 1 представлено оптимальное расчётное распределение свободной энергии газа между турбиной и выходным патрубком.

Т а б л и ц а 1

Скорость полёта вертолётa, км/ч	0	90	180	270	360	450
Скорость полёта вертолётa, м/с	0	25	50	75	100	125
Скорость законцовки наступающей лопасти НВ при $n = 100\%$, м/с	220	245	270	295	320	345
Программа ограничения скорости законцовки наступающей лопасти НВ, м/с	220	245	270	295	295	295
Окружная скорость законцовки лопасти НВ, м/с	220	220	220	220	195	170
Частота вращения ротора НВ, %	100	100	100	100	88,6	77,3
Снижение частоты вращения ротора НВ, %	–	–	–	–	11,4	22,7

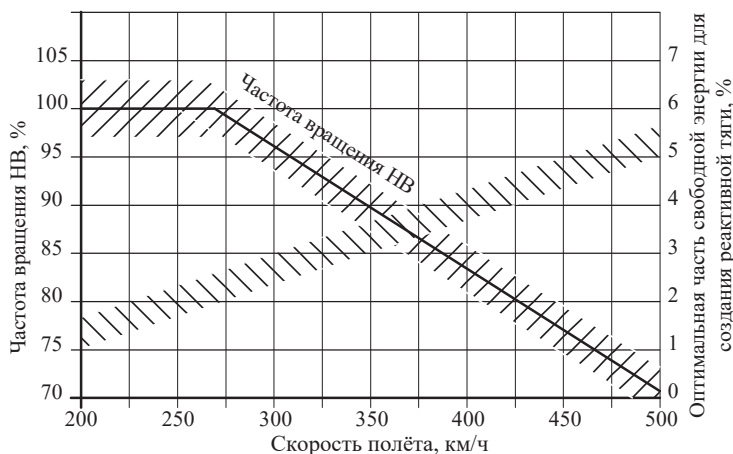


Рисунок 1

Для решения задач скоростного вертолёта наиболее подходит ГСУ последовательного типа, представленная на рис. 2. Применение в ГСУ электрической трансмиссии вместо механической позволяет изменять частоты вращения НВ и толкающих ВВ, а также перераспределять мощность между НВ и толкающими ВВ независимо от режима работы ТЭГ. Основным отличием СУ БПЛА является отсутствие кабины пилота с фонарём, органами управления, приборной панелью и т. д. Вместо этого устанавливается командный агрегат для обеспечения программной или радиокомандной системы управления и аппаратура регистрации параметров полёта и работы компонентов ЛА. В варианте БПЛА взлётная масса ЛА может быть снижена примерно на 15–20%, что позволит существенно увеличить максимальную скорость. Для дополнительного снижения массы ЛА из состава ГСУ может быть исключена бортовая АКБ, а запуск ТЭГ осуществляться от наземного источника электрической энергии. Целесообразность пилотируемого варианта заключается в возможности расширения области исследования пилотажных характеристик ЛА, а также в возможности установления рекордов скорости в классе винтокрылых ЛА взлётной массой до 1000 кг на дистанциях 3, 15-25 и 100 км.

Для экспериментального вертолёта выбор размерности (мощности СУ) имеет большое значение, так как минимизация стоимости экспериментальных работ является важным критерием. В данном конкретном случае была выбрана, близкая к оптимальной, номинальная мощность ТЭГ равная 300 кВт и максимальная (кратковременная) мощность 350-375 кВт. В данной размерности можно ещё обеспечить хорошие удельные расходы топлива и массогабаритные параметры. При уменьшении размерности характеристики ТЭГ и иных компонентов ГСУ будут значительно ухудшаться, что не позволит обеспечить планируемые характеристики ЛА.

1	ТЭГ одновольный с ротором на ГП
2	Электрический СГ 3-фазного переменного тока
3	ЭД привода НВ
4	ЭД привода толкающих ВВ
5	СЭП
6	ЭЦР
7	Топливный насос
8	Масляный насос
9	ЭД
10	Коллектор термомпар
11	Датчики системы контроля
12	БЦВК ПА
13	НВ
14	Толкающие ВВ
15	3-фазный переменный ток 300-500 В, 1500-2300 Гц
16	3-фазный переменный ток 12-30 В, 1000-2300 Гц
17	3-фазный переменный ток 120/208 В, 400 Гц
18	Постоянный ток 27 В
19	Постоянный ток 24/48 В
20	Постоянный ток 24/48 В от наземное источника
21	Информация от датчиков системы контроля
22	ТМТ
23	АКБ
24	РУД
25	Управление шагом НВ
26	Управление шагом толкающих ВВ
27	Индикация на приборной панели в кабине ПА
28	Сигналы от органов управления в кабине ПА

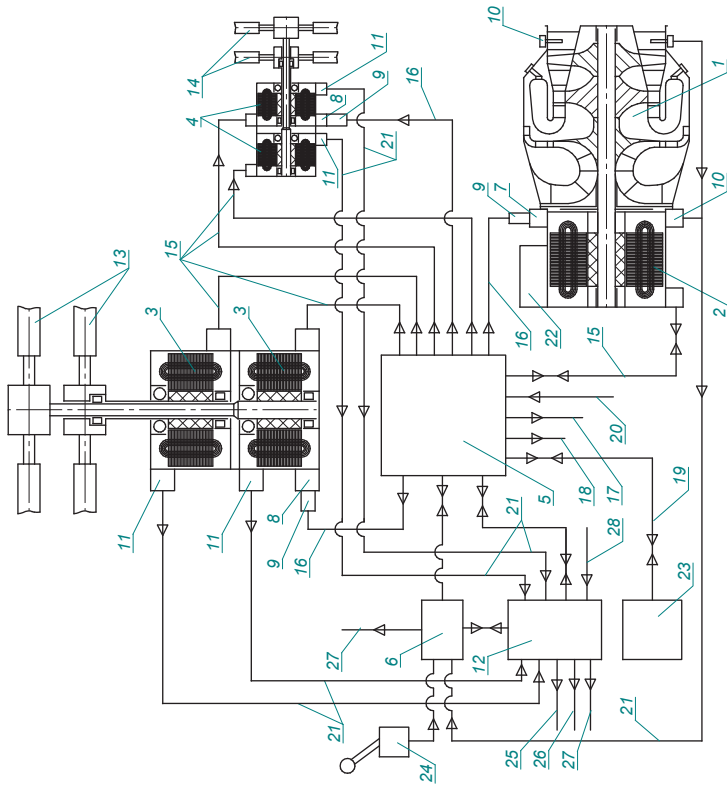


Рисунок 2

ТЭГ номинальной мощностью 300 кВт имеет простую одновальную конструкцию с одноступенчатым ЦБК, кольцевой противоточной КС, неохлаждаемой осевой двухступенчатой турбиной. На одном валу с турбокомпрессором установлен электрический СГ, с помощью которого осуществляется преобразование механической мощности в электрическую, а также запуск ТЭГ. Ротор ТЭГ имеет опоры с ГП (отсутствие масляной системы). ТЭГ не имеет КПА, привод топливного насоса осуществляется посредством ЭД. ТЭГ (и ГСУ в целом) имеет электронную цифровую САУ типа FADEC.

Привод НВ и толкающих ВВ осуществляется ЭД, имеющими масляную систему с приводом насосов посредством ЭД. СГ и все ЭД являются 3-фазными синхронными бесколлекторными бесщёточными электрическими машинами переменного тока. ЭД привода НВ и толкающих ВВ имеют опоры с подшипниками качения и циркуляционной масляной смазкой. Охлаждение масла осуществляется контактом с относительно холодными элементами конструкции, обтекаемыми воздухом в подкапотном пространстве и в ТМТ. Параметры электрического тока обеспечиваются СЭП, включающим в себя преобразователи (инверторы), трансформаторы, коммутирующие устройства.

По ГСУ необходимо также отметить, что выбор соосных толкающих ВВ обусловлен следующими причинами:

- применение двух ЭД позволяет снизить вдвое напряжение подводимого электрического тока;
- применение соосных ВВ уменьшает скручивающий момент на хвостовой части вертолёта и благодаря этому снижает нагрузки и массу конструкции;
- применение соосных ВВ позволяет перераспределением на них крутящего момента осуществлять управление по крену.

В таблице 2 представлены результаты предварительного термодинамического расчёта ТЭГ номинальной мощностью 300 кВт.

В таблице 3 представлен один из возможных эксплуатационных циклов ГСУ лёгкого экспериментального скоростного вертолёта для достижения максимальной скорости полёта.

На рис. 3 представлена предварительная компоновка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ последовательного типа.

Предварительные основные данные экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ

Взлётная масса, кг	700–900
Продолжительность полёта, часов:	
• по циклу максимальной скорости до 530 км/ч	0,5
• по циклу максимальной дальности	2,0
• по циклу максимальной продолжительности	до 4,0

Таблица 2

Наименование	Значение																	
	0						500											
Высота полёта, м	364	293	253	226	365	341	293	253	223	364	293	253	226	365	341	293	253	223
Скорость полёта, км/ч	381	307	265	237	365	341	293	253	223	381	307	265	237	365	341	293	253	223
Мощность на клеммах СГ, кВт	0,364	0,384	0,405	0,426	0,343	0,351	0,369	0,391	0,414	0,364	0,384	0,405	0,426	0,343	0,351	0,369	0,391	0,414
Удельный расход топлива (по винтовой мощности), кг/кВт. ч	0,347	0,366	0,387	0,406	0,343	0,351	0,369	0,391	0,414	0,347	0,366	0,387	0,406	0,343	0,351	0,369	0,391	0,414
Удельный расход топлива (по эквивалентной мощности), кг/э. кВт. ч	1,050	0,977	0,930	0,896	1,016	0,994	0,945	0,900	0,863	1,050	0,977	0,930	0,896	1,016	0,994	0,945	0,900	0,863
Относительная физическая частота вращения ротора	1,050	0,977	0,930	0,896	0,999	0,977	0,929	0,885	0,848	1,050	0,977	0,930	0,896	0,999	0,977	0,929	0,885	0,848
Относительная приведенная частота вращения ротора	1,59	1,47	1,36	1,27	1,68	1,62	1,50	1,38	1,26	1,59	1,47	1,36	1,27	1,68	1,62	1,50	1,38	1,26
Расход воздуха физический на входе в компрессор, кг/с	1,64	1,52	1,40	1,31	1,57	1,51	1,40	1,29	1,18	1,64	1,52	1,40	1,31	1,57	1,51	1,40	1,29	1,18
Расход воздуха приведенный на входе в компрессор, кг/с	7,00	6,24	5,73	5,35	6,36	6,13	5,59	5,09	4,67	7,00	6,24	5,73	5,35	6,36	6,13	5,59	5,09	4,67
Степень повышения давления в компрессоре	563	534	519	508	556	548	531	516	504	563	534	519	508	556	548	531	516	504
Температура воздуха на выходе из компрессора, К	1400	1313	1290	1281	1316	1299	1269	1255	1257	1400	1313	1290	1281	1316	1299	1269	1255	1257
Температура газа в горле СА 1 ст. турбины, К	948	908	909	918	883	879	876	885	905	948	908	909	918	883	879	876	885	905
Температура газа на выходе из турбины, К	6,18	5,56	5,14	4,83	6,28	6,07	5,59	5,13	4,74	6,18	5,56	5,14	4,83	6,28	6,07	5,59	5,13	4,74
Степень расширения газа в турбине	0,995	0,993	0,991	0,990	0,995	0,994	0,993	0,991	0,989	0,995	0,993	0,991	0,990	0,995	0,994	0,993	0,991	0,989
Относительная полнота сгорания в КС	76,7	79,5	79,8	79,8	79,2	79,5	79,8	79,7	79,3	76,7	79,5	79,8	79,8	79,2	79,5	79,8	79,7	79,3
КПД компрессора адиабатический, %	90,0	89,2	88,3	87,4	90,1	89,8	88,9	87,9	86,8	90,0	89,2	88,3	87,4	90,1	89,8	88,9	87,9	86,8
КПД турбины адиабатический, %	1,050	1,041	1,035	1,031	1,052	1,048	1,041	1,035	1,030	1,050	1,041	1,035	1,031	1,052	1,048	1,041	1,035	1,030
Отношение давлений на срезах выходного устройства																		

 $\sigma_{\text{вх}} = 0,97$, $\sigma_{\text{ср}} = 0,965$, $\sigma_{\text{вых}} = 0,99$, $\eta_{\text{ср}} = 0,97$, $\eta_{\text{ср 1}} = 0,03$, $\eta_{\text{т}} = 0,03$ (диски)

Относительной физической частоте вращения ротора ТК равной 1,00 соответствует 60000 об/мин.

Таблица 3

Этап полёта	Параметры полёта	Генератор		ЭД соосных НВ			ЭД соосных толкающих ВВ			Время работы мин
		N кВт	n об/мин	N _Σ кВт	R _Σ кгс	n (±) об/мин	N _Σ кВт	R _Σ кгс	n (±) об/мин	
Запуск, прогрев Взлёт, висение	N = 0, V = 0 V (км/ч)	0-20	0-40000	0-15	~0	0-400	~0	~0	~0	2
	N = 0, V = 0	135-165	50000-54000	125-155	700-800	700	~4	-7	-1200	2
Набор высоты, эволюции, разгон	N = 0-500 V = 0-180	250-300	56000-61000	120-170	750-850	700	100-170	160-260	900-3000	5
	N = 0-500 V = 180-500	300-375	58000-64000	30-135	700-800	540-700	150-330	220-500	1500-3000	8
Горизонтальный полёт	N = 0-500 V = 400-500	190-365	53000-64000	30-50	700-800	540-660	150-300	125-200	2400-3000	5
	N = 0-500 V = 500-180	50-150	44000-53000	30-135	650-750	540-700	±50	±70	-2000 +1800	4
Снижение, эволюции, торможение	N = 0-500 V = 180-0	115-145	48000-53000	110-130	650-750	700	±10	±15	-2500 +500	2
	N = 0, V = 0	125-150	50000-54000	115-145	650-750	700	~4	-7	-1200	1
Посадка, останов	N = 0, V = 0	0-20	0-40000	0-15	~0	0-400	~0	~0	~0	1
Итого										30

1	ТЭГ $N_{ном} = 300$ кВт
2	ЭД привода НВ
3	ЭД привода толкающих ВВ
4	СЭП
5	ЭЦР
6	БЦВК
7	Соосные НВ $D = 6,0$ м
8	Соосные толкающие ВВ $D = 1,4$ м
9	Основной (расходный) топливный бак $V = 120$ л.
10	Топливные баки
11	Командный агрегат управления
12	Воздухозаборники подвода воздуха в подкапотное пространство

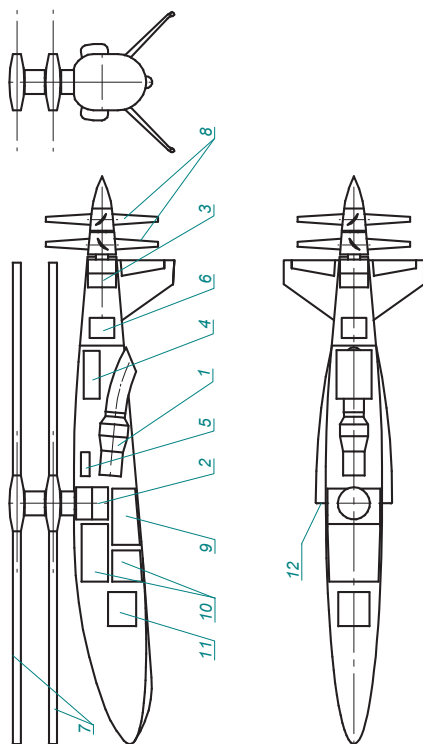


Рисунок 3. Компоновка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ $M_{вэл} = 700$ кг,
 $V_{max} = 530$ км/ч, $V_{max,сп} = 420-440$ км/ч

Скорости полёта, км/ч:

- максимальная (продолжительность не более 3 мин.) 530
- максимальная крейсерская 420–440
- экономическая (максимальной дальности) 360–390

Предварительная массовая сводка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ, кг

ТЭГ (включая электрический СГ)	90
ЭД привода НВ	2 × 30
ЭД привода толкающих ВВ	2 × 30
СЭП	30
ЭЦР	4
Командный агрегат управления вертолётom	26
НВ	2 × 60
Толкающие ВВ	2 × 20
Планер 150	
Итого:	580
Топливо в основном (расходном) баке	90
Топливо в дополнительных баках	до 230
Итого:	320
Итого взлётная масса:	700–900

На рис. 4 представлена предварительная компоновка лёгкого экспериментального пилотируемого скоростного вертолёта с ГСУ.

Предварительные основные данные лёгкого экспериментального пилотируемого скоростного вертолёта с ГСУ

Взлётная масса, кг	850–950
Продолжительность полёта, часов:	
• по циклу с максимальной скоростью до 500 км/ч	0,5
• по циклу максимальной дальности	2,0
• по циклу максимальной продолжительности	до 4,0
Скорости полёта, км/ч:	
• максимальная (продолжительность не более 3 мин.)	500
• максимальная крейсерская	400–420
• экономическая (максимальной дальности)	340–370

1	ТЭГ Nном = 300 кВт
2	ЭД привода НВ
3	ЭД привода толкающих ВВ
4	СЭП
5	ЭЦР
6	БЦВР
7	АКБ
8	Соосные НВ D = 6,0 м
9	Соосные толкающие ВВ D = 1,4 м
10	Основной (расходный) топливный бак V = 120 л.
11	Топливные баки
12	Воздухозаборники подвода воздуха в подкапотное пространство

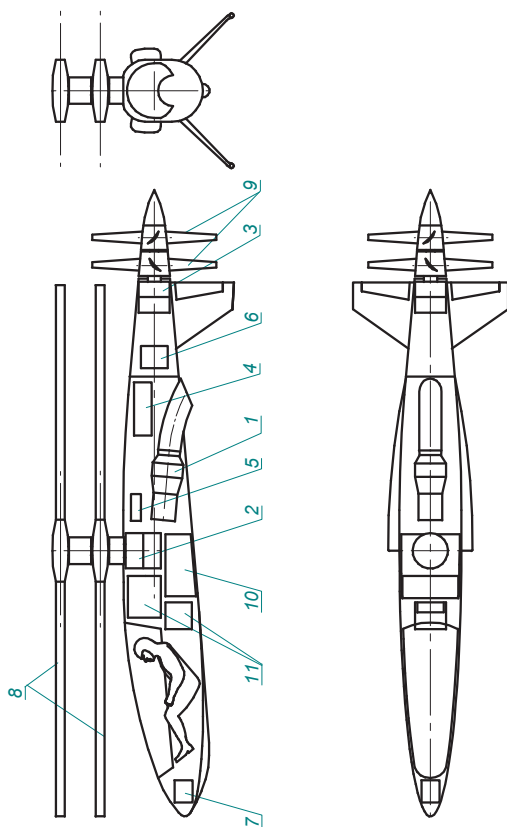


Рисунок 4. Компоновка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ $M_{взл} = 850$ кг, $V_{max} = 500$ км/ч, $V_{max,sp} = 420-440$ км/ч

Предварительная массовая сводка лёгкого экспериментального пилотируемого скоростного вертолѐта с ГСУ, кг

ТЭГ (включая электрический СГ)	90
ЭД привода НВ	2 × 30
ЭД привода толкающих ВВ	2 × 30
СЭП	30
ЭЦР	4
НВ	2 × 60
Толкающие ВВ	2 × 20
Планер	156
Итого:	560
Пилот с креслом и оборудованием кабины	200
Топливо в основном (расходном) баке	90
Топливо в дополнительных баках	до 100
Итого:	390
Итого взлѐтная масса:	850–950

На рис. 5 представлена зависимость максимальной скорости полѐта от взлѐтной массы и мощности ТЭГ возможного семейства лёгких экспериментальных вертолѐтов.

Также может представлять интерес экспериментальный скоростной беспилотный вертолѐт с ЭСУ. Компоновка ЭСУ на вертолѐте идентична компоновке ГСУ. Основными отличиями являются:

- вместо ТЭГ установлена высоковольтная АКБ;
- исключѐн ЭЦР, его функции возложены на БЦВК ЛА.

На рис. 6 представлена ЭСУ лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолѐта. На рис. 7 представлена предварительная компоновка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолѐта с ЭСУ.

Предварительные основные данные лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолѐта с ЭСУ

Взлѐтная масса, кг	700
Продолжительность полѐта, часов:	
• по циклу с максимальной скоростью до 530 км/ч	0,3
• по циклу максимальной дальности	1,0
• по циклу максимальной продолжительности	до 2,0
Скорости полѐта, км/ч:	
• максимальная (продолжительность не более 3 мин.)	530
• максимальная крейсерская	420–440
• экономическая (максимальной дальности)	360–390

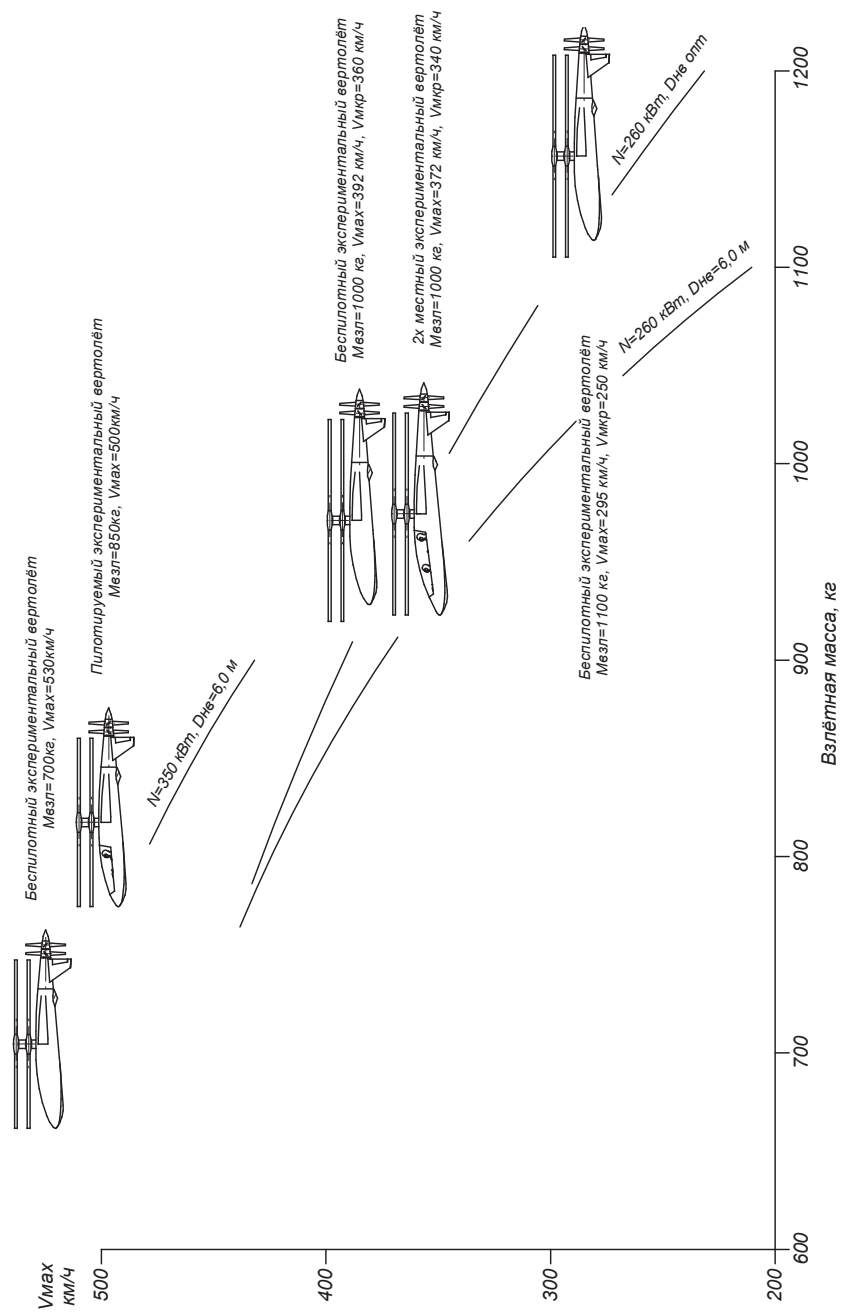
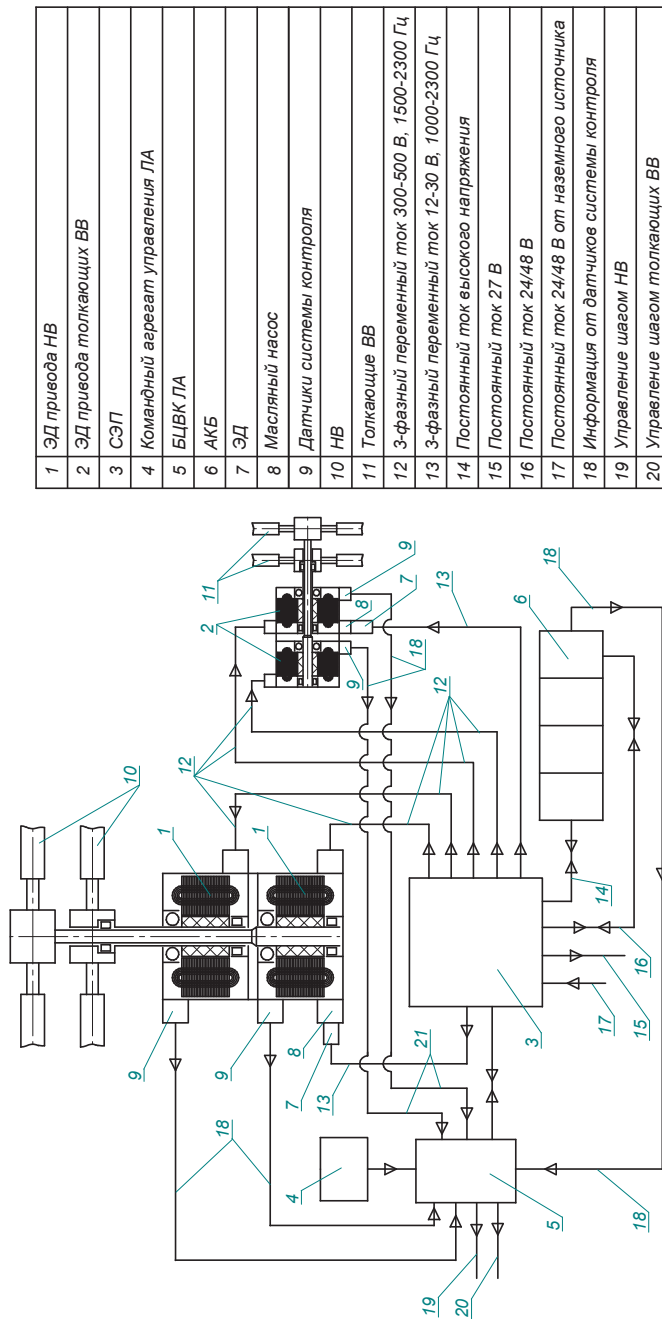


Рисунок 5. Зависимость максимальной скорости полёта вертолётa с ГСУ от взлётной массы



1	ЭД привода НВ
2	ЭД привода толкающих ВВ
3	СЭП
4	Командный агрегат управления ЛА
5	БЦВК ЛА
6	АКБ
7	ЭД
8	Масляный насос
9	Датчики системы контроля
10	НВ
11	Толкающие ВВ
12	3-фазный переменный ток 300-500 В, 1500-2300 Гц
13	3-фазный переменный ток 12-30 В, 1000-2300 Гц
14	Постоянный ток высокого напряжения
15	Постоянный ток 27 В
16	Постоянный ток 24/48 В
17	Постоянный ток 24/48 В от наземного источника
18	Информация от датчиков системы контроля
19	Управление шагами НВ
20	Управление шагами толкающих ВВ

Рисунок 6. ЭСУ лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолётта

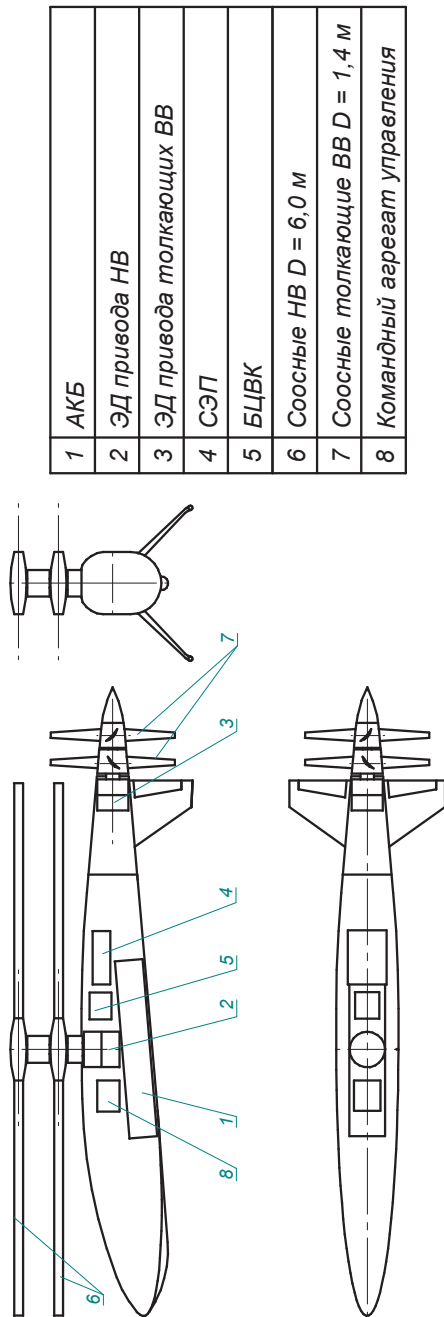


Рисунок 7. Компоновка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолёта с ГСУ $M_{\text{взл}} = 700$ кг, $V_{\text{max}} = 530$ км/ч, $V_{\text{maxвр}} = 420-440$ км/ч

Предварительная массовая сводка лёгкого экспериментального беспилотного скоростного вертолётa с ЭСУ, кг

АКБ	250
ЭД привода НВ	2 × 30
ЭД привода толкающих ВВ	2 × 30
СЭП	30
ЭЦР	4
Командный агрегат управления вертолётom	26
НВ	2 × 60
Толкающие ВВ	2 × 20
Планер	110
Итого взлётная масса:	700

Взлётная масса скоростного беспилотного вертолётa с ЭСУ примерно равна массе беспилотного вертолётa с ГСУ. Наиболее тяжёлым компонентом ЭСУ является высоковольтная АКБ, более тяжёлая, чем ТЭГ. Основными факторами компенсации массы являются:

- отсутствие на борту топливных баков и топлива;
- облёгчённая конструкция планера, за счёт уменьшения размеров и отсутствия воздухозаборников и силовых элементов крепления ТЭГ.

Кроме того, уменьшенные габаритные размеры планера и отсутствие воздухозаборника и выходного патрубка ТЭГ снижают аэродинамическое сопротивление ЛА. Учитывая эти факторы можно даже ожидать некоторого увеличения максимальной скорости полётa БПЛА с ЭСУ по сравнению с БПЛА с ГСУ последовательного типа.

Основным, даже практически единственным, но существенным недостатком БПЛА с ЭСУ по сравнению с БПЛА с ГСУ является значительная меньшая продолжительность полётa.

Следует также отметить, что при испытаниях БПЛА с ЭСУ будут значительно снижены эксплуатационные расходы по сравнению с испытаниями БПЛА с ГСУ. Это позволит существенно удешевить испытания и доводку ряда компонентов СУ (НВ и толкающие ВВ, ЭД привода НВ и толкающих ВВ, САУ, СЭП, АКБ и др.).

Выводы

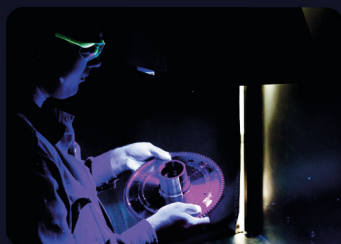
1. Программа создания скоростного вертолётa должна пройти ряд этапов. Этап создания и испытаний экспериментального скоростного вертолётa является одним из важнейших. Он должен предшествовать этапам создания скоростного вертолётa-демонстратора и скоростного вертолётa практического применения (серийного).

2. Создание лёгкого экспериментального скоростного вертолѐта позволит отработать все основные положения концепции и компоненты силовой установки при существенном снижении затрат. Оптимальная мощность силовой установки определена а 300 кВт на максимальном режиме и 350 кВт кратковременно, до 5 минут.
3. Применение для скоростного вертолѐта концепции АВС (наступающая лопасть) с соосными несущими винтами и толкающими воздушными винтами является наиболее оптимальной по сравнению с другими концепциями винтокрылых летательных аппаратов, так как позволяет обеспечить максимальный пропульсивный КПД в режиме скоростного полѐта.
4. Применение на скоростном вертолѐте ГСУ последовательного типа позволяет наиболее эффективно решить вопросы изменения частоты вращения несущих винтов независимо от режима работы турбогенератора и перераспределения мощности между несущими и толкающими винтами в различных условиях полѐта.
5. Современный мировой технический уровень различных компонентов ГСУ уже сегодня делает её конкурентоспособной по массогабаритным параметрам традиционным силовым установкам вертолѐтов. В ближнесрочной и среднесрочной перспективе ожидается дальнейшее улучшение параметров компонентов ГСУ, что позволит их эффективно применять на скоростных вертолѐтах лёгкого и среднего класса.

Литература

1. *Захарова Н.Е., Румянцев М.Ю., Сигачѐв С.И.* Опыт разработки высокоскоростных электротурбомашин (ЭТМ) с лепестковыми газодинамическими подшипниками (ЛГП), ЭКАО МЭИ, Москва, 2014 г.
2. Микротурбинные установки Capstone. БПЦ ИНЖИНИРИНГ.
3. T100 microturbine CHP system, technical description, Turbec.
4. Parallon 75, Pure Energy, Honeywell.
5. BELL разработала электрическую систему рулевых винтов для вертолѐта. Авиаинформ, выпуск №3 2020, стр. 38-39.
6. Эволюция инверторов Tesla: как они уменьшаются в размерах. <https://zen.yandex.ru/media/electrotransport/evoliuciia-invertorov-tesla-kak-oni-umenshaiutsia-v-razmerah-5f2cfa4e4d80b12339904fe4>. 7.08.2020.
7. Будущее за гибридными двигателями. <https://zen.yandex.ru/media/pilot1944awn/budusceezagibridnymi-dvigateliami-5fb13c551064d30b6c24c4e4>. 18.11.2020.
8. Электродвигатель мощностью 100 кВт весит всего лишь 12 кг. https://zen.yandex.ru/media/electrotransport/elektrodvigatel-moscnosti-100-kvt-vesit-vsego-lish-12-kg-5fca8986c26ad131b62f2b62?&utm_campaign=dbr. 5.12.2020.

ТЕРМОДИНАМИКА, ГАЗОДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И РАСЧЕТЫ





*П. П. Власов, А. Д. Едигарев, И. В. Митюрин,
Б. А. Сайпушев, И. А. Солянов, М. В. Шемет*

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

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК В СОСТАВЕ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Аннотация. Разработана автоматизированная модель для расчета эффективности применения гибридных силовых установок последовательной и параллельной схемы в составе летательных аппаратов. Расчетная модель имеет модульную структуру и реализована на базе объектно-ориентированного языка программирования Java. Модуль расчета газотурбинного привода реализован с применением программного комплекса ГРАД 15.85М. В качестве критериев оценки эффективности приняты массовый критерий и критерий дальности полета/топливной эффективности в зависимости от назначения и типа летательного аппарата.

Введение

Гибридная силовая установка (ГСУ) для летательного аппарата (ЛА) представляет собой комбинацию из одной или нескольких электрических и тепловых машин, при этом электрические машины принимают непосредственное участие в создании механической мощности на валах движителей. На борту ЛА с ГСУ имеется два источника энергии — топливо для питания тепловой машины и аккумуляторная батарея (АКБ) для питания электродвигателей. Неоспоримым преимуществом топлива перед АКБ является высокая удельная энергоемкость, однако данный вид энергии в отличие от электроэнергии, запасенной в АКБ, является невозобновляемым. Возобновляемая электрическая энергия в сочетании с топливом дает возможность «управлять» потоками мощности и выбирать наиболее эффективный вариант работы ГСУ.

Наличие дополнительного источника энергии на борту ЛА способствует повышению топливной экономичности силовой установки в целом. Кроме того, применение ГСУ позволяет частично решить становящуюся все более острой проблему вредных выбросов продуктов сгорания в атмосферу. Например, с применением ГСУ эмиссию в зоне аэропорта можно значительно сократить за счет руления на «электрической» тяге. Повышение топливной экономичности и снижение эмиссии являются приоритетными задачами для современных инженеров и требуют применения радикальных решений, таких, например, как внедрение ГСУ.

Существует две принципиальные схемы ГСУ: последовательная и параллельная.

В последовательной схеме (рис. 1) привод движителей осуществляется исключительно за счет электродвигателя (ЭД). Газотурбинный привод (ГТП) в данном случае приводит во вращение электрогенератор (ЭГ), который генерирует электроэнергию. Проходя через преобразователи, электроэнергия направляется в ЭД, где преобразуется в механическую энергию вращения выводного вала. Кроме того, питание ЭД возможно за счет АКБ. Таким образом, происходит последовательное преобразование энергии: химическая (топливо) — механическая (ГТП) — электрическая (ЭГ) — механическая (ЭД); либо химическая (заряд) — электрическая (АКБ) — механическая (ЭД).

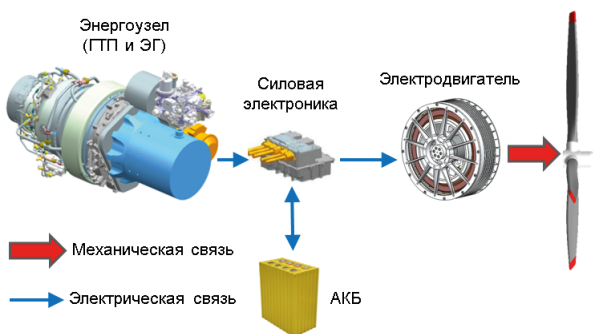


Рисунок 1. Структурная схема последовательной ГСУ

В параллельной схеме (рис. 2) привод движителей может осуществляться как отдельно — от ЭД, питаемого АКБ, или ГТП, так и за счет их совместной работы. В таком случае мощность на валу движителя генерируется как ЭД, так и ГТП.



Рисунок 2. Структурная схема параллельной ГСУ

До недавнего времени удельные параметры ЭД, ЭГ и АКБ не позволяли рассматривать их в качестве элементов силовой установки ЛА. Однако в последнее десятилетие наблюдается планомерный рост данных показателей. Согласно прогнозу ФАУ «ЦИАМ им. П. И. Баранова», в ближней перспективе будет достигнут уровень удельных параметров, позволяющий ГСУ конкурировать с традиционными силовыми установками (СУ) в классе легких и средних ЛА.

Создание конкурентоспособной ГСУ возможно лишь после проведения математического моделирования, целью которого является поиск наиболее эффективной конфигурации элементов. Исследования по данной тематике проводятся ведущими организациями во всем мире, что подтверждает актуальность разработки.

Описание алгоритма автоматизированной модели

Основным параметром, характеризующим ГСУ, является степень гибридизации по мощности (H), представляющая собой отношение номинальной мощности ЭД к сумме номинальных мощностей ЭД и ГТП. Данный параметр при проектировании ГСУ представляет собой варьируемую от 0 до 1 величину, где 0 — традиционная СУ, 1 — электрическая СУ. Еще одним важным параметром ГСУ является степень гибридизации по энергии (ψ), которая представляет собой отношение эффективной емкости АКБ к общей располагаемой энергии на борту ЛА, то есть к сумме располагаемых энергий топлива и АКБ.

Расчетная модель для последовательной и параллельной схем имеет модульную структуру, реализована на базе объектно-ориентированного языка программирования Java и в зависимости от схемы может включать в себя:

- модуль ГТП (в качестве ГТП принят газотурбинный двигатель (ГТД) со свободной турбиной);
- модуль обратной электрической машины (ОЭМ) (в качестве ОЭМ принят синхронный двигатель с постоянными магнитами);
- модуль ЭГ (в качестве ЭГ принят синхронный ЭГ с постоянными магнитами);
- модуль ЭД (в качестве ЭД принят вентильный ЭД с постоянными магнитами);
- модуль АКБ (в качестве АКБ принята литий-ионная АКБ);
- модуль силовой электроники;
- модуль редуктора;
- модуль соединительных кабелей.

Выбор типов электрических машин и АКБ обусловлен тем, что на сегодняшний день данные типы имеют наиболее высокие значения удельных показателей и в перспективе могут быть применены в ГСУ для ЛА.

Исходные данные (интерфейс ввода исходных данных для расчета ГСУ представлен на рис. 3).

Электродвигатель			
Величина немагнитного зазора	δ	<input type="text" value="2.5"/>	мм
Действующее фазное напряжение	U	<input type="text" value="232"/>	В
Коэффициент конструктивной массы	$k_{m-констр}$	<input type="text" value="2"/>	
Коэффициент мощности	$\cos\varphi$	<input type="text" value="0.9"/>	
Коэффициент отношения массы меди к массе магнитопровода статора	$k_{m-сu}$	<input type="text" value="0.54"/>	
Коэффициент отношения площади паза статора к площади листа статора	$k_{паз}$	<input type="text" value="0.567"/>	
Коэффициент полезного действия	η	<input type="text" value="0.942"/>	
Коэффициент полюсного перекрытия	$\alpha\delta$	<input type="text" value="0.5"/>	
Коэффициент, учитывающий форму кривой поля	k_B	<input type="text" value="1.05"/>	
Линейная нагрузка	A	<input type="text" value="85300"/>	А/м
Магнитная индукция в воздушном зазоре	$B\delta$	<input type="text" value="0.75"/>	Тл
Момент на валу двигателя	N	<input type="text" value="4000"/>	Н*м
Обмоточный коэффициент	k_O	<input type="text" value="0.955"/>	
Отношение активной длины к конструктивной длине	$k_{L-конст}$	<input type="text" value="3"/>	
Отношение внешнего диаметра к конструктивному диаметру	$k_{D-конст}$	<input type="text" value="1.02"/>	
Отношение диаметра расточки статора к внешнему диаметру	k_{D1}	<input type="text" value="1.03"/>	
Отношение диаметра расточки статора к внутреннему диаметру	k_{D2}	<input type="text" value="1.048"/>	
Отношение длины активной части к диаметру	λ	<input type="text" value="0.05"/>	
Плотность материала стали магнитопровода	ρ_2	<input type="text" value="0.0074"/>	г/мм ³
Плотность электротехнической стали магнитопровода	ρ_1	<input type="text" value="0.0078"/>	г/мм ³
Частота вращения ротора	n	<input type="text" value="6"/>	об/мин
Число фаз	m	<input type="text" value="6"/>	

Рисунок 3. Интерфейс ввода исходных данных для ЭД

Основными исходными данными для модулей расчета электрических машин (ОЭМ, ЭГ, ЭД) являются:

- потребляемая мощность (для ЭГ);
- полезная мощность (для ЭД);
- частота вращения;
- фазное напряжение;
- число фаз.

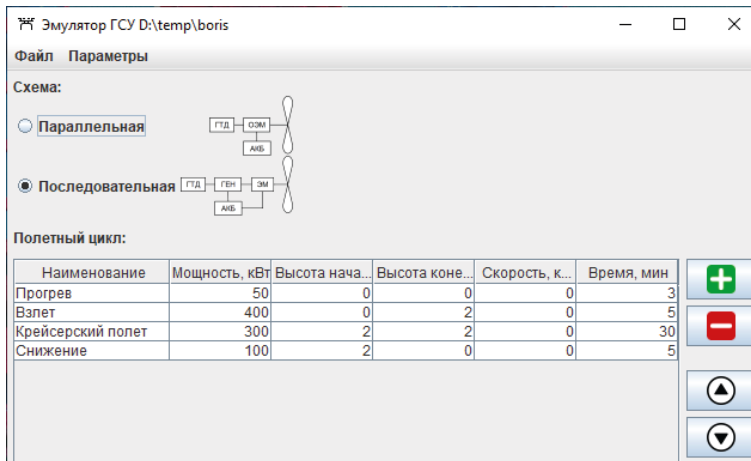


Рисунок 4. Интерфейс ввода типового полетного цикла ЛА

Расчет электрических машин основан на постоянной Арнольда (машинной постоянной) [1], традиционно используемой для определения главных размеров электрических машин, а также на уравнениях, определяющих массогабаритные и энергетические характеристики машины. Значения эмпирических коэффициентов, электромагнитных нагрузок и энергетических параметров берутся в соответствии со статистическими данными по разработанным машинам. В случае, если применяемая машина не имеет аналогов, проводится аппроксимация по статистическим данным.

В качестве исходных данных для модуля АКБ используются удельные параметры АКБ (энергоёмкость и мощность), а также предельное значение удельной мощности заряда. Значения данных параметров также принимаются согласно статистическим значениям.

Исходными данными для модулей расчета силовой электроники и соединительных кабелей являются соответственно удельная мощность и предельная токовая нагрузка на единицу площади. Необходимо отметить, что данные элементы рассчитываются с учетом полуторакратной перегрузки для обеспечения отказных режимов. Также в модуле расчета соединительных кабелей задаваемым значением является длина кабеля, обусловленная компоновкой ГСУ в ЛА.

Для расчета массы редуктора используется статистическая зависимость массы от передаточного отношения с учетом применяемой схемы.

Кроме того, для каждого из вышеописанных модулей задается КПД.

Модуль расчета параметров ГТП реализован с помощью программного комплекса ГРАД 15.85М и представляет собой вычислительный блок для проведения термодинамических расчетов параметров ГТД со свободной турбиной в любых требуемых условиях эксплуатации на статических режимах работы по универсальным

математическим моделям ГТД соответствующего класса мощности. Данные математические модели разработаны и настроены для расчетов в бригаде «Общих термодинамических расчетов и анализа испытаний» на основе опытных и статистических данных, накопленных в АО «ОДК-Климов». Модель верхнего уровня при расчете параметров ГСУ автоматически обращается к соответствующей версии математической модели ГТП, задает текущие входные параметры полета и получает от модуля ГТП параметры с результатами расчета в требуемом для дальнейшего использования формате.

Также расчет ГСУ ведется под конкретный ЛА, и в качестве исходных данных по объекту задается максимальная взлетная масса ЛА, масса силовой установки, масса топлива на борту, а также типовой полетный цикл (зависимость потребной мощности, высоты и скорости полета ЛА от времени полета), который является основной расчетной модели. Интерфейс ввода типового полетного цикла ЛА представлен на рис. 4.

Принятые допущения

В любой математической модели существуют допущения, так или иначе влияющие на конечный результат расчета. В представленной модели имеются следующие допущения:

- рассматривается однорежимность работы ГТП на всех участках полетного цикла;
- дальность полета ЛА определяется полетным циклом и не зависит от типа применяемой СУ. Фактически, за счет того, что расход топлива в традиционной СУ и в ГСУ по профилю полета имеет разный характер, изменение массы ЛА также происходит по-разному, а значит, и дальность полета, согласно формуле Бреге, будет различаться. Влияние данного допущения нивелировано введением критерия дальности полета ЛА с ГСУ. Кроме того, задачи некоторых типов ЛА не требуют перемещения на заданное расстояние. Для таких ЛА введен критерий топливной эффективности. По результатам расчета ГСУ проводится проверка критериальных ограничений;
- в рамках одного участка полетного цикла рассматривается набор высоты/снижение с постоянной вертикальной скоростью (применена линейная функция изменения высоты).

Рассмотрим алгоритм расчета параллельной схемы ГСУ. Блок-схема расчета представлена на рис. 5.

Для начала расчета параллельной схемы ГСУ необходимо задаться степенью гибридизации по мощности в пределах $H = 0 \dots 1$. Далее рассчитывается потребная для реализации взлетного режима мощность ГТП. Исходя из полетного цикла в модуле ГТП проводится последовательный термодинамический расчет ГТП по профилю полета. В результате имеем параметры ГТП (главным образом, зависимость

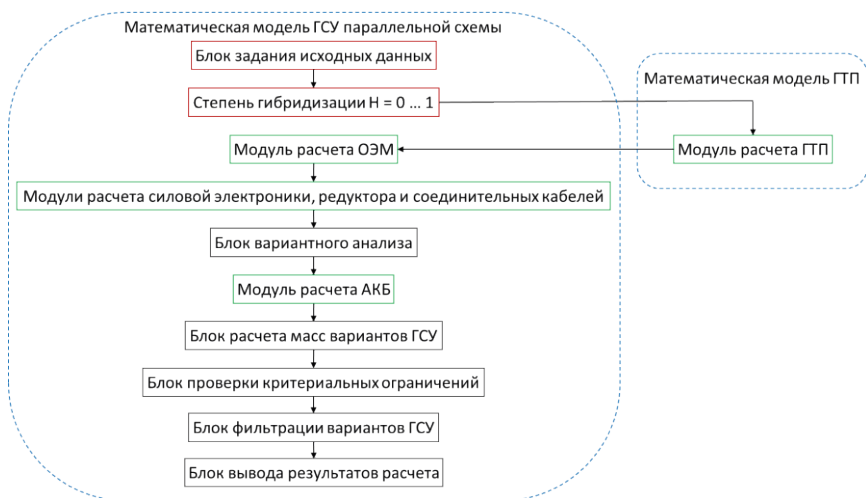


Рисунок 5. Блок-схема расчета параллельной схемы ГСУ

мощности и удельного расхода от времени и условий полета). Проводится оценка массы ГТП согласно статистическим данным.

Далее проводится расчет потребной мощности ОЭМ, строится зависимость мощности ОЭМ от времени полета. Определяется номинальный режим работы и проводится уточняющий расчет машины, целью которого является определение габаритных размеров и массы машины.

По исходным данным определяются значения массы силовой электроники и соединительных кабелей. В качестве номинальной мощности для расчета данных элементов используется максимальное значение мощности ОЭМ в течение полетного цикла, увеличенное в 1,5 раза. Это сделано с целью учета перегрузочных режимов.

Также по статистическим данным проводится расчет массы редуктора (при его наличии) с учетом передаточного отношения и применяемой схемы.

Целью дальнейшего расчета является определение потребной емкости АКБ и запаса топлива на борту ЛА. Расчет ведется последовательно по участкам полетного цикла: потребная мощность на каждом режиме сравнивается с располагаемой мощностью ГТП и ЭД (происходит проверка, может ли данный режим быть обеспечен только работой ГТП или ЭД). В случае, когда режим может быть обеспечен ЭД, возможно отключение ГТП для экономии топлива. Однако для обеспечения возможности запуска ГТП при переходе на следующий режим работы ГСУ проводится проверка соответствия условий полета к моменту начала следующего режима допустимым условиям запуска ГТП. Если возможность запуска подтверждается, то реализация данного режима возможна в двух вариантах — с остановом ГТП и без останова.

Таким образом, составляется матрица возможных путей реализации заданного полетного цикла. При этом количество таких путей равно $2k$, где k — количество участков полетного цикла, на которых возможно два варианта реализации. По каждому из возможных путей проводится расчет затраченного топлива и строится цикл заряда-разряда АКБ. При этом текущий уровень заряда и разряда АКБ рассчитывается дискретно с учетом КПД составных частей ГСУ, то есть с учетом преобразований энергии.

Проводится анализ уровня заряда АКБ на всех участках полетного цикла и рассчитывается потребное значение емкости АКБ. Руководствуясь удельными параметрами АКБ, проводится расчет ее массы. Аналогичным образом рассчитывается масса топлива, потребная для реализации заданного полетного цикла.

Таким образом, к данному моменту расчета оказываются определены параметры всех элементов ГСУ. Проводится расчет суммарной массы ГСУ с учетом затраченного топлива и для каждого из возможных путей реализации полетного цикла ЛА. Полученные значения сравниваются с массой силовой установки и запасом топлива при традиционной СУ (проводится проверка по критерию массы). Варианты ГСУ, масса которых в сумме с топливом превысила массу традиционной СУ с топливом, в дальнейшем расчете не участвуют, так как в данном случае оказывается превышена максимальная взлетная масса для исследуемого ЛА.

Оставшиеся варианты ГСУ в зависимости от типа и назначения ЛА проходят дополнительную проверку либо по критерию топливной эффективности, либо по разработанному критерию дальности полета ЛА с ГСУ:

$$(M_{\text{топл}} + M_{\text{АКБ}})_{\text{ГСУ}} \geq M_{\text{махВЗЛ}} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{M_{\text{топл_тр}}}{M_{\text{махВЗЛ}}} \right) \right]^{\left[\frac{C_{\text{уд ГСУ}}}{C_{\text{уд_тр}}} (1-H) + \frac{H}{155,32 \cdot 10^3 \cdot C_{\text{уд_тр}} \cdot \eta_{\text{эл}}} \right]} \left[1 - \psi \cdot \left(\frac{11,986}{e_{\text{АКБ}}} - 1 \right) \right] \quad (1)$$

где $(M_{\text{топл}} + M_{\text{АКБ}})_{\text{ГСУ}}$ — суммарная масса топлива и АКБ в исследуемой ГСУ; $M_{\text{махВЗЛ}}$ — максимальная взлетная масса ЛА; $M_{\text{топл_тр}}$ — располагаемый запас топлива на борту ЛА с традиционной СУ; $C_{\text{уд ГСУ}}$ — удельный расход топлива ГТП ГСУ; $C_{\text{уд_тр}}$ — удельный расход топлива на наиболее продолжительном режиме в случае применения традиционной СУ; $\eta_{\text{эл}}$ — полный КПД преобразования электрической энергии в механическую; $e_{\text{АКБ}}$ — удельная энергоемкость АКБ.

Данный критерий создан на основе формулы Бреге для ЛА с традиционной СУ и формулы Бреге, модифицированной для ЛА с ГСУ [2], и применяется для ЛА самолетного типа, а также для ЛА вертолетного типа, используемого для транспортировки чего-либо на заданное расстояние.

Критерий топливной эффективности заключается в сравнении затраченного для реализации заданного полетного цикла топлива в случае применения традиционной СУ с аналогичной величиной в случае применения ГСУ. Данный критерий применим

для многоцелевого ЛА вертолетного типа, функциями которого может быть выполнение специализированных задач по полетному циклу, не требующему перемещения на заданное расстояние.

При удовлетворении ГСУ соответствующему критерию (дальности полета или топливной эффективности) данный вариант ГСУ признается перспективным.

Описанная последовательность расчета повторяется для различных степеней гибридизации по мощности (с заданным шагом дискретизации). Из полученных перспективных вариантов ГСУ выбирается наиболее эффективный (имеющий меньшую массу с учетом топлива). В дальнейшем в рамках уточненных моделей элементов ГСУ (не входят в рассматриваемую автоматизированную модель) проводятся более подробные поэлементные и поузловые расчеты.

В случае, если ни один из вариантов ГСУ с различными степенями гибридизации по мощности не удовлетворяет вышеописанных критериев, проводится корректировка исходных данных в части удельных параметров электрических элементов ГСУ в соответствии с прогнозами развития технологий (на основе данных NASA и ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова», ФГАОУ ВО «МФТИ (НИУ)», ФГБОУ ВО «УГАТУ»), применяемых в электрических машинах и АКБ. Расчет повторяется, и делается вывод о перспективе применения ГСУ на данном ЛА.

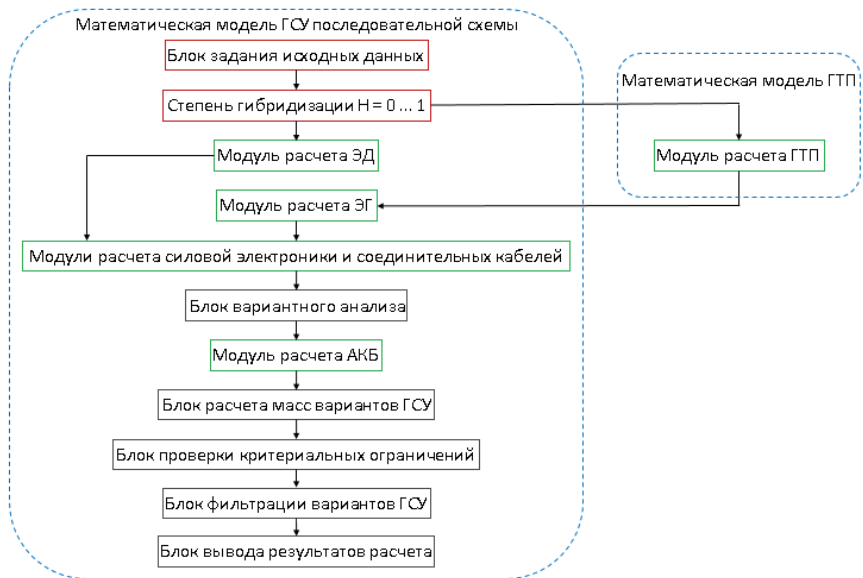


Рисунок 6. Блок-схема расчета последовательной схемы ГСУ

Расчет последовательной схемы ГСУ (рис. 6) проводится по похожему алгоритму. Отличительной особенностью является наличие дополнительного модуля ЭГ, параметры которого, вследствие механической связи с ГТП, рассчитываются после проведения термодинамического расчета ГТП. ЭД в последовательной схеме является единственным приводом двигателей и рассчитывается согласно типовому полетному циклу ЛА. Также в данной схеме всегда возможна реализация двух вариантов работы на каждом участке полетного цикла (с остановом ГТП и без останова ГТП), поэтому количество путей реализации заданного полетного цикла здесь равно 2^n , где n — количество участков полетного цикла (при условии обеспечения запуска ГТП во всех эксплуатационных условиях в рамках полетного цикла). В остальном схема расчета последовательной схемы ГСУ схожа с расчетом параллельной ГСУ.

Заключение

В результате проведенной работы разработана автоматизированная модель расчета эффективности применения ГСУ параллельной и последовательной схем на борту ЛА, оценка эффективности применения проводится на основе критерия массы СУ с учетом топлива, критерия дальности полета ЛА с ГСУ и критерия топливной эффективности.

Отличительной особенностью данной модели от опубликованных в открытых источниках является возможность определения оптимальной степени гибридации по мощности на основе вариантного анализа параметров ГСУ с заданным шагом дискретизации по степени гибридации, а также реализация возможности отключения ГТП в полете с проверкой возможности его дальнейшего запуска в полете. Среди дальнейших путей модернизации модели стоит выделить необходимость детализации расчета АКБ и силовой электроники, а также расширения возможных к применению типов электрических элементов и ГТП ГСУ.

Данная модель будет использована в рамках этапа «Оценка технического уровня и перспектив применения ГСУ для летательных аппаратов» НИР «Создание демонстратора ГСУ для ЛА» с целью анализа возможности применения ГСУ на существующих и разрабатываемых ЛА.

Литература

1. *Власов А.И.* Предварительная оценка главных размеров электрических машин по постоянной Арнольда / А.И. Власов, Е.В. Волокитина, Ю.Г. Опалев // *Электроника и электрооборудование транспорта*. 2007. № 3. С. 28–30.
2. *Voskuijl M., van Bogaert J., Rao A.G.* Analysis and design of hybrid electric regional turboprop aircraft // *CEAS Aeronaut J*. 2018. No. 9. P. 15–25.
3. *Захарченко В.С., Варюхин А.Н., Рахманкулов Д.Я., Сунцов П.С.* Сравнительная оценка эффективности применения различных концепций гибридных силовых установок для самолетов местных воздушных линий // *Сборник тезисов Международной научно-технической конференции по авиационным двигателям ICAM 2020*. 2020. С. 286–289.

4. *Pornet C., Gologan C., Vratny P.C., Seitz A., Schmitz O., Isikveren A.T., Hornung M.* Methodology for Sizing and Performance Assessment of Hybrid Energy Aircraft // *Journal of Aircraft*. 2015. P. 1–12.
5. *Carlo E.D. Riboldi* Energy-optimal off-design power management for hybrid-electric aircraft // *Aerospace Science and Technology*. 2019. No. 95. P. 1–16.

С. П. Дегтярева, А. И. Рыбников

ОАО «НПО Центральный котлотурбинный институт им. И.И. Ползунова»
general@ckti.ru

Е. А. Тихомирова

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

КОНТРОЛЬ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПОСРЕДСТВОМ ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ НА ОБРАЗЦАХ КОРСЕТНОЙ ФОРМЫ

Аннотация. Анализ опубликованных результатов исследований термической усталости на плоских образцах корсетной формы и металлографических наблюдений за структурными изменениями в ходе процесса показал, что с их помощью можно существенно расширить диапазон изменения пластической деформации ($\epsilon_{пл}$) в цикле испытаний и моделировать развитие разрушения в изделиях, подвергающихся в эксплуатации циклическим нагревам, варьируя $\epsilon_{пл}$ в цикле посредством изменения параметров формы корсетных образцов.

Ключевые слова: термическая усталость, варьирование пластической деформации, корсетный образец.

Введение

Промышленные изделия многих отраслей техники, в том числе авиационного двигателестроения, подвергаются в условиях своей работы циклическим нагревам в широком диапазоне и до очень высоких температур, что создает серьезные проблемы в эксплуатации. В связи с этим в прошлые годы этому явлению, именуемому термической усталостью (ТУ), уделяли много внимания [1–4], тогда как в настоящее время количество исследований ТУ существенно сократилось, число публикаций в последние годы составляет единицы. Полагаем, что это обусловлено тем, что при исследовании ТУ материалов в основном используют метод Коффина [3], а применительно к трактовке развития ТУ в изделиях его возможности весьма ограничены. Метод позволяет получать и сравнивать информацию о сопротивлении термической усталости различных материалов. Однако в опасных зонах реальных изделий развитие разрушения происходит иначе, т.к. в них ТУ зависит от распределения температур и неоднородности сечения детали [5, 6]. В связи с этим интерес к данным, полученным методом Коффина, при расчетах ресурса изделий в значительной степени утрачен. Закономерности повреждения материала элементов конструкций, в частности, термонапряженных деталей двигателей, существенно отличаются от закономерностей

повреждения материала испытуемых образцов. Это обусловлено ограниченными возможностями создания в материале образцов состояния, близкого к состоянию материала эксплуатируемой конструкции [7]. Воспроизводят же в испытаниях в основном термические режимы работы материала в изделиях.

В ЦКТИ им. И.И. Ползунова уже длительное время проводят испытания, которые выполняют на плоских образцах корсетной формы [8–11] и, как правило, по режимам работы исследуемых материалов в эксплуатации, т.е. как и в методе Коффина. Существенное отличие и большое достоинство этих испытаний состоит в том, что в них проводят металлографические наблюдения за структурными изменениями материала образца в ходе процесса. Эта возможность метода позволила выявить очень важную особенность развития термической усталости в образцах корсетной формы. Анализ результатов испытаний большого количества разнообразных материалов [8–11] показал, что в корсетных образцах первые трещины появляются на очень ранней стадии — уже в первых циклах испытаний. По нашему мнению, наиболее вероятное объяснение данному явлению соответствует закону Коффина — чрезмерно высокая пластическая деформация $\epsilon_{пл}$ в цикле испытаний. Оценочный расчет $\epsilon_{пл}$, выполненный по плану, ранее предложенному для испытаний методом Коффина в работе С.В. Серенсена и П.И. Котова [4], показал, что для типовых термических режимов ($T_{max} - T_{min}$), применяемых в испытаниях (соответствие условиям работы материала в эксплуатации), $\epsilon_{пл}$ достигает 5,0–7,0%. Это очень большая величина в сравнении с испытаниями Коффина, где ее предельные значения $\epsilon_{пл} = \alpha(T_{max} - T_{min}) - \epsilon_{упр}(\sigma_T)$ составляют не более $\epsilon_{пл} \sim 1,5-2,0\%$. Таким образом, в испытаниях корсетных образцов материал сразу же оказывается в состоянии, благоприятном для образования трещин, по существующей терминологии, а стадия накопления повреждений сводится всего к нескольким циклам. Это указывает на то, что развитие ТУ в корсетных образцах идет иным образом, чем в образцах Коффина. Очень вероятно, что оно соответствует объяснению, предложенному в работе С.С. Мэнсона для развития ТУ в изделиях [5], как проявление влияния формы на развитие разрушения. Представляется в этой связи, что корсетным образцом целесообразно воспользоваться для исследования и моделирования процесса в изделиях, подвергающихся в эксплуатации циклическим нагревам.

Развитие разрушения в ходе термической усталости, как показано Коффиным [3], обусловлено и регулируется пластической деформацией [5], протекающей в материале в полциклах нагрева — сжатия и охлаждения — растяжения. Увеличение плотности дислокаций и формирование разнообразных дислокационных структур в ходе пластической деформации приводит материал в состояние, благоприятное для образования трещин, и к появлению, в конечном итоге, магистральной трещины. В условиях термоциклических испытаний, применяемых при исследовании термической усталости, скорость изменения температуры при нагреве и охлаждении обычно такова, что скорость протекающей упругопластической деформации примерно соответствует применяемой в механических испытаниях. Специфическая особенность этих испытаний в том, что происходит непрерывное чередование сжатия и растяже-

ния, причем при разных, существенно отличающихся температурах: ближе к T_{\max} при нагреве и к T_{\min} в ходе охлаждения, и с участием различных групп дислокаций и различных механизмов формирования субструктуры. Изучение такого процесса представляет интерес для понимания разрушения при циклических нагревах.

Особенности развития термической усталости в корсетных образцах

В испытаниях методом Коффина поперечное сечение по всей длине (l_0) применяемого образца постоянно, а распределение температуры при нагревании равномерно. В итоге на каждом участке образца постоянна его свободная термическая деформация $\varepsilon_0 = \alpha_{\text{ср}} \Delta T$, где $\alpha_{\text{ср}}$ — средний коэффициент термического расширения материала в интервале изменения температуры $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$, и свободное удлинение образца составляет $\Delta L_{\text{св}} = \alpha_{\text{ср}} \Delta T l_0$. Постоянны также упругая и пластическая деформации ($\varepsilon_{\text{упр}}$, $\varepsilon_{\text{пл}}$), которые компенсируют стесненную деформацию $\varepsilon_0 = \Delta \varepsilon = \varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{пл}}$ в каждом участке на длине l_0 . В таких условиях наибольшие значения $\varepsilon_{\text{пл}}$ при $\Delta \varepsilon = \varepsilon_0$ могут достигать $\sim 1,5\text{--}2,0\%$ при $\Delta T \sim 1000\text{--}1100$ °С.

Иным образом развивается деформация в испытаниях, выполняемых в ЦКТИ им. И.И. Ползунова на плоских образцах корсетной формы (рис. 1а) [8], где на длине рабочей части образца (L) площадь поперечного сечения и температура плавно изменяются от центра к головкам. В них разрушение при термоциклических испытаниях происходит в центральном участке l_0 , где, как и в образце Коффина, величина поперечного сечения и температуры почти постоянны. Испытания корсетных образцов осуществляют, жестко зафиксировав в захватах нагружающего устройства (рис. 1б) их головки и создавая требуемый термический режим испытаний $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$ на расчетном участке образца l_0 посредством циклического нагрева электрическим током [8]. Варьирование пластической деформации ($\varepsilon_{\text{пл}}$) в цикле этих испытаний выполняют, изменяя термический режим $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$, меняя T_{\max} или T_{\min} .

В качестве примера в табл. 1 и 2 приведены результаты испытаний, выполненных на монокристалльных образцах сплавов ЖС32 и ВИН-3.

Т а б л и ц а 1

Результаты термоциклических испытаний сплава ЖС32

№	Режим, °С	№р	№пск	№птр	№мтр	$\varepsilon_{\text{пл}}$, % нагрев	$\varepsilon_{\text{пл}}$, % охлажд.
1	200–1050	27	1	1	2	4,8	4,0
2	500–1050	629	4	6	130	3,8	1,8
3	700–1050	1540	2	14	350	2,5	0,25
4	200–1100	26	3	2	11	5,6	4,2
5	500–1100	104	2	3	20	4,6	1,9
6	700–1100	737	2	15	500	3,5	0,42
7	150–900	245	29	33	135	2,4	3,4

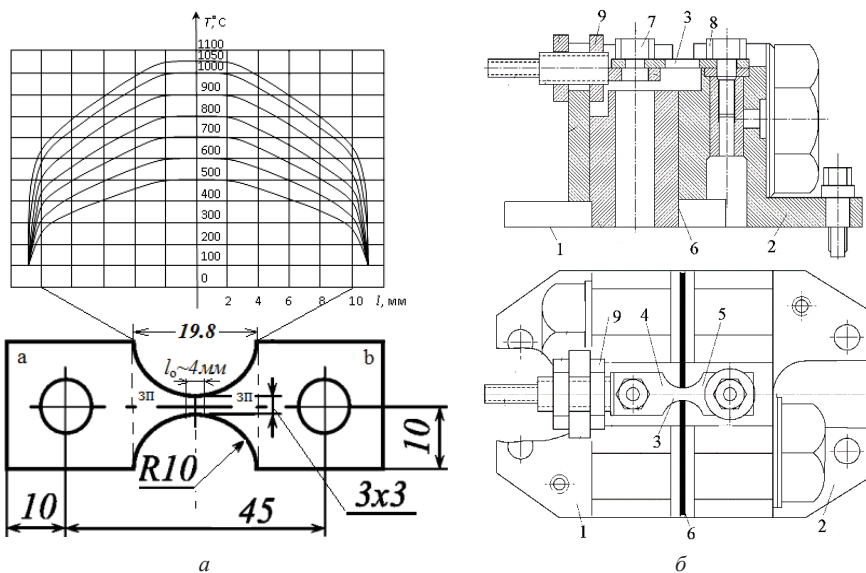


Рисунок 1. Плоский корсетный образец и распределение T в его рабочей зоне при $T = T_{\max}$ в центре:

a , b — головки образца; $зп$ — заплечики; l_0 — расчетная длина; и блок нагружения b : 1, 2 — опоры закрепления образца; 3, 4, 5 — головки; 9 — механизм регулирования

Таблица 2

Результаты термоциклических испытаний сплава ВИН-3

№	Режим, °С	N_p	$N_{пск}$	$N_{птр}$	$N_{мтр}$	$\epsilon_{плз}$, % нагрев
1	200–1050	30	1	1	10	2,6
2	500–1050	964	1	1	200	0,5
3	700–1050	1796	1	1	900	0,2
4	200–1100	25	1	1	6	3,6
5	500–1100	44	1	5	26	1,3
6	700–1100	300	1	1	170	0,6
7	150–900	644	3	83	180	0,5

Примечание: N_p — число циклов до разрушения (долговечность);

$N_{пск}$, $N_{птр}$, $N_{мтр}$ — число циклов: до появления полос скольжения, первых трещин и магистральной трещины соответственно.

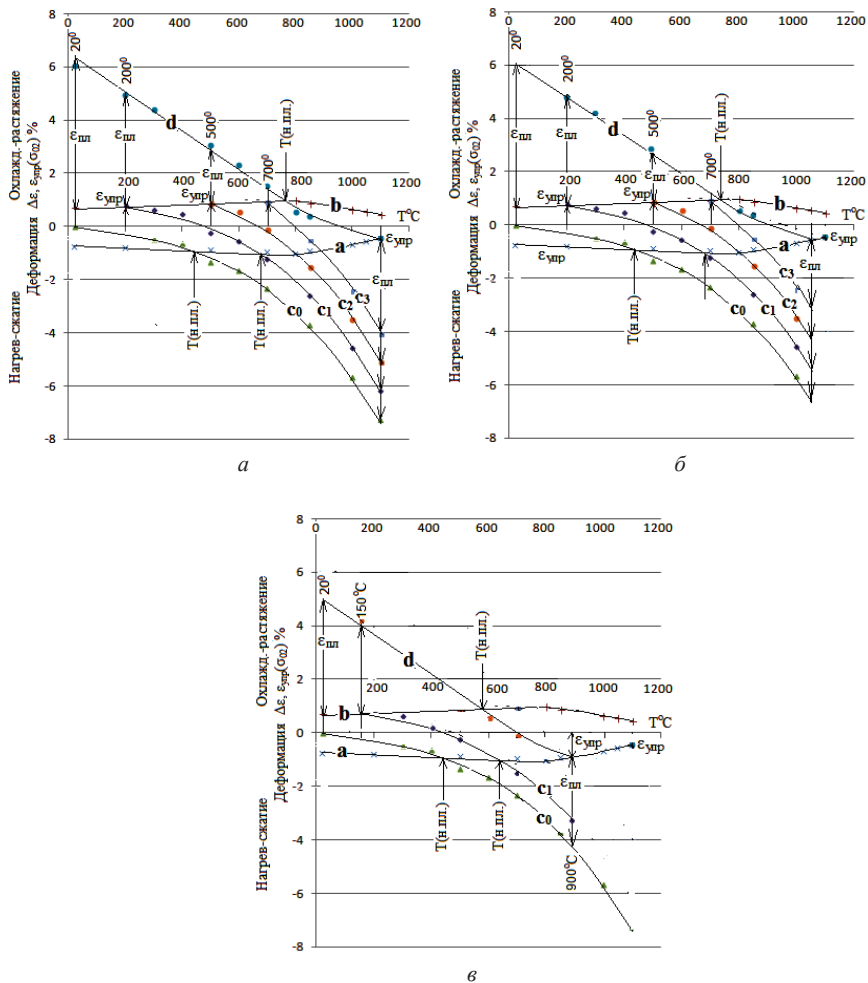


Рисунок 2. Диаграммы развития деформации в центре корсетных образцов при термоциклических испытаниях сплава ЖС32 (ТЦ-диаграммы) по режимам: *а* — 200, 500, 700 ↔ 1100 °С; *б* — 200, 500, 700 ↔ 1050 °С; *в* — 150 ↔ 900 °С.

Для выполнения оценочного расчета величины $\epsilon_{пл}$ в полуцикле весь промежуток (L) между головками (4, 5), которые обеспечивают его жесткое стеснение в полуциклах испытаний, разделяется на участки равной длины (l). Поскольку распределение температуры (рис. 1а) между головками не равномерно, свободная термическая деформация на каждом из участков образца (l_i) различна, а общее свободное удлинение рабочей части ($L = 19,8$ мм) складывается как сумма удлинений всех

участков: $\Delta L_{cв} = 2l \cdot \sum (\alpha_{ср}(T_i) \cdot \Delta T_i)$, где $\alpha_{ср}$ — средний коэффициент термического расширения i -го участка, T_i — его средняя температура на длине l . Аналогичным образом, как сумма, рассчитывается упругое удлинение-сжатие стесненного образца (его рабочей части — 19,8 мм) $\Delta L_{упр} = \sum \Delta L_{упр,i} = 2l \cdot \sum \sigma_i / E(T_i)$, т.к. оно не одинаково на различных участках по длине, поскольку не одинаковы напряжения σ_i (из-за разницы поперечных сечений w_i участков) и $E(T_i)$ — модули упругости (из-за различия T_i у каждого из них). Стесненную свободную термическую деформацию $\Delta L_{св}$ рабочей части образца (19,8 мм) его материал компенсирует посредством упругой $\Delta L_{упр}$ и пластической деформации $\Delta L_{пл}$. На начальном этапе изменения T в полциклах величины $\Delta L_{упр}$ достаточно для компенсации стесненного $\Delta L_{св}$. Заметим, что на этом этапе одновременно с упругой деформацией непрерывно увеличиваются напряжения σ_i (сжатия или растяжения). При этом в центре, где $w_1 = 3$ мм минимально, они имеют наибольшую величину σ_1 . Величину σ_1 при каждой T_1 в центре образца ($i = 1$) можно вычислить из соотношения $\Delta L_{св} = 6l \sigma_1 \sum 1 / w_i E(T_i)$, соответствующего условию $\Delta L_{св} = \Delta L_{упр}$. По мере изменения температуры в каждом из полциклов (нагрев или охлаждение) напряжения σ_1 достигают уровня предела текучести материала σ_T . С этого момента ($T = T_{н,пл}$) в компенсацию стесненной величины ϵ_0 включается пластическая деформация. Однако напряжения на всей рабочей длине L (кроме центрального участка $l_0 = 2l_1$) останутся ниже σ_1 при всех T_1 . Поэтому разность $(\Delta L_{св} - \Delta L_{упр})$ компенсируется пластической деформацией, которая целиком сосредоточена на участке $l_0 = 2l_1$, где в ходе изменения T и роста $\epsilon_{упр}$ напряжения σ достигли предела текучести $\sigma_{0,2}(T_{н,пл})$, а в заплечиках (зп) при всех T остается меньшее $\sigma_{0,2}(T)$. Пластическая деформация ($\epsilon_{пл}$) на участке l_1 при каждой температуре $T \geq T_{н,пл}$ (нагрев) или $T \leq T_{н,пл}$ (охлаждение) составляет $\epsilon_{пл}(T) = (\Delta L_{св} - \Delta L_{упр}) / l_0$. Результаты расчета пластической деформации в полциклах испытаний иллюстрируются на примере испытаний жаропрочных сплавов ЖС32 и ВИН-3 в табл. 1 и 2. Изменение упругопластической деформации $\Delta \epsilon$, а также $\epsilon_{пл}$ в зависимости от температуры в полциклах нагрева и охлаждения демонстрируют диаграммы деформирования (ТЦ-диаграммы) сплава ЖС32 (рис. 2).

Способ варьирования пластической деформации в цикле испытаний

Проведенный оценочный расчет для большого количества материалов, испытанных на плоских корсетных образцах в ЦКТИ им. И.И. Ползунова (рис. 1), показал, что пластическая деформация в них достигает очень больших величин. При этом заметим, что причиной тому является форма применявшихся образцов — наличие заплечиков. Представляется, что изменением формы можно воспользоваться в целях варьирования пластической деформации $\epsilon_{пл}$ в расчетной части образца в очень широких пределах, не изменяя при этом термического режима испытаний $T_{min} \leftrightarrow T_{max}$. Надо полагать, что это может позволить производить моделирование термической усталости в опасных зонах изделий, подвергающихся в эксплуатации циклическим нагревам.

В качестве одного из способов варьирования $\epsilon_{пл}$ в зоне l_0 , где развивается разрушение, предлагается изменить форму корсетного образца, придав его заплечикам прямоугольный профиль (рис. 3) с различным соотношением его длины и ширины или обоих. В этом случае испытания следует производить на партии образцов с различной расчетной формой заплечиков, сохраняя заданный термический режим $T_{min} \leftrightarrow T_{max}$.

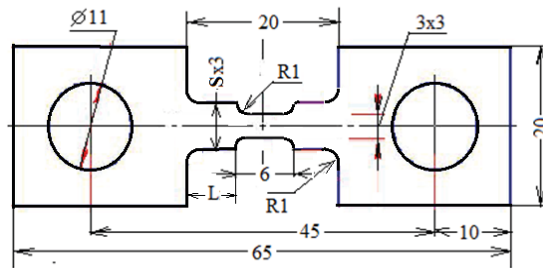


Рисунок 3. Плоский корсетный образец с изменяемой формой заплечиков (L и S)

На рис. 3 приведен пример выполнения плоских корсетных образцов толщиной 3 мм с прямоугольными заплечиками шириной $S = 6$ мм и длиной $L = 5$ мм (№ 1) или 7 мм (№ 2), изготовленных из сплава ВЖМ4. В табл. 3 приведены измеренные значения температуры (T) в центре зоны l_0 и в середине заплечиков (зп), а также значения $\epsilon_{пл}$ в центре l_0 , рассчитанные согласно изложенному выше принципу по формуле:

$$\epsilon_{пл} = (\Delta L_{терм} - \Delta L_{упр}) / 6 = [\alpha_{ср} \cdot T_{max} - \sigma_{0,2,ц} / E_{ц}] + (L/3) \cdot [\alpha_{ср} \cdot T_{зп} - (3/S) \cdot \sigma_{0,2,ц} / E_{зп}].$$

Т а б л и ц а 3

Результаты расчета $\epsilon_{пл}$ в зоне l_0

№ обр.	Полож. термопар	Измерения T , °С, в центре l_0 и на заплечиках и результаты расчета $\epsilon_{пл}$ в зоне l_0					
1 $L = 5$ мм	центр	520	616	723	862	927	1021
	зп	422	498	588	702	767	868
	$\epsilon_{пл}$, %	–	0,21	0,6	1,01	1,2	1,81
2 $L = 7$ мм	центр	533	623	737	869	935	1028
	зп	413	488	591	718	777	866
	$\epsilon_{пл}$, %	–	0,64	1,1	1,71	2,0	2,66

Результаты измерений и расчетов, подобные данным в табл. 3, показали, что $\varepsilon_{пл}$ в цикле испытаний на корсетных образцах (рис. 3) изменяется в зависимости от размеров ширины S либо длины L заплечиков в достаточно широких пределах, чем целесообразно воспользоваться при исследовании развития термической усталости в опасных зонах реальных изделий. Для того, чтобы осуществить моделирование, необходимо получить информацию о форме сечения опасной зоны исследуемого изделия и распределении температуры в нем, которые необходимы для расчета образов для термоциклических испытаний.

Заключение

Исследование термической усталости в изделиях, подвергающихся циклическим нагревам в эксплуатации, целесообразно моделировать и производить на образцах корсетной формы с варьированием пластической деформации в цикле посредством проведения серии испытаний с сохранением заданного термического режима на группе образцов, отличающихся размером и формой заплечиков. Полученные результаты могут быть использованы для расчета ресурса основных деталей и узлов силовых установок.

Литература

1. *Дульнев Р.А., Котов П.И.* Термическая усталость металлов. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
2. *Дульнев Р.А., Светлов И.Л., Бычков Н.Г., Рыбина Т.В., Суханов Н.Н., Гордеева Т.А., Доброхвалова Е.Н., Епишин А.И., Кривко А.И., Назарова М.П.* Ориентационная зависимость термической усталости монокристаллов никелевого сплава // Проблемы прочности. 1988. № 11. С. 3–9.
3. *Coffin L.F., Schenectady N.Y.* A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on Ductile Metal // Trans. ASME. 1954. Vol. 76. No. 6. P. 931–950.
4. *Серенсен С.В., Котов П.И.* Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения // Заводская лаборатория. 1962. Т. 28. № 10. С. 1233–1238.
5. *Мэнсон С.С.* Температурные напряжения и малоцикловая усталость. М.: Машиностроение, 1974. 344 с.
6. *Дегтярева С.П., Сидохин Е.Ф.* Особенности развития деформации в образцах корсетной формы при циклических нагревах // Технология металлов. 2019. № 11. С. 23–28.
7. *Барило В.Г.* Использование кольцевых образцов клиновидного сечения для исследования термической усталости материалов // Проблемы прочности. 1989. № 2. С. 60–64.
8. *Гугелев Б.М., Гецов Л.Б., Журавлев Ю.А., Новиков Е.Г.* Метод микроструктурного исследования повреждений в металлах при термической усталости // Заводская лаборатория. 1976. № 1. С. 94–97.
9. *Гецов Л.Б., Рыбников А.И., Семенов А.С.* Сопротивление термической усталости жаропрочных сплавов // Теплоэнергетика. 2009. № 5. С. 51–58.

10. *Гецов Л.Б., Рыбников А.И., Семенов А.С., Григорьев А.В., Тихомирова Е.А.* Сопротивление деформированию и разрушению монокристаллических сплавов при статическом и термоциклическом нагружении // Надежность и безопасность энергетики. 2012. № 18. С. 53–62.
11. *Гецов Л.Б., Рыбников А.И., Семенов А.С.* Сопротивление термической усталости жаропрочных сплавов и защитных покрытий // Надежность и долговечность машин и сооружений. 2015. Вып. 40. С. 83–92.
12. *Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф.* Устройство для термоциклических испытаний корсетных образцов // Заводская лаборатория. 2017. Т. 82. № 9. С. 74–76.

В. Л. Зильберберг, А. А. Мусеев, О. Ю. Коваленко

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

О ПОДХОДЕ К ОЦЕНКЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДИСКОВ ТУРБИН ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ КРИТЕРИЯ ПРОЧНОСТИ ПРИ СЛОЖНОМ НАГРУЖЕНИИ

Аннотация. В данной работе приведен расчет несущей способности диска с отверстием, изготовленного из жаропрочного никелевого сплава ЭИ698 (ХН73МБТЮ). С использованием проведенных экспериментальных исследований выполнено численное моделирование разгонных испытаний диска, выполнен анализ его несущей способности по критерию прочности при сложном нагружении (по критерию Новожилова В.В.), выполнено сравнение представленного подхода с методом, основанным на теории предельного равновесия. На основе полученных результатов сформулированы некоторые выводы и рекомендации по применению рассматриваемого подхода с целью сокращения объема экспериментальных проверок дисков турбин ГТД при подтверждении их несущей способности. Выполнен расчет разрушающей частоты вращения диска турбины компрессора ГТД типа ТВ7-117, исследованы различные зоны концентрации напряжений, определена наиболее опасная зона по критерию статической прочности.

Введение

Диски компрессоров и турбин газотурбинных двигателей (ГТД) являются одними из наиболее ответственных деталей, поскольку их разрушение может приводить не только к отказам двигателя с опасными последствиями (нелокализованное разрушение), но и к катастрофическим последствиям непосредственно для летательного аппарата. В связи с этим проблема проектирования и производства дисков ГТД, обладающих достаточной статической и динамической прочностью, а также циклической долговечностью, является крайне актуальной.

Обеспечение запасов по несущей способности, регламентированных нормативными документами [6], является необходимым, но не достаточным условием для подтверждения прочностных свойств дисков. Основным требованием при сертификации для гражданской (или при ГСтИ для военной) техники является проведение разгонных испытаний дисков с обеспечением регламентируемых условий.

Как показывает практика, диски турбин сложной конфигурации при проведении разгонных испытаний разрушаются зачастую по критическим зонам, обусловленным наличием сложных концентраторов, которые невозможно оценить при проектировании, используя подходы, основанные на теории предельного равновесия. При этом на этапе проектирования зачастую отсутствуют все необходимые исходные

данные в части характеристик конструкционной прочности применяемых материалов (как правило, имеются только паспортные данные на заготовку) и верифицированного теплового состояния. Таким образом, при выборе методики оценки несущей способности дисков необходимо комплексно оценивать все имеющиеся входные данные, чтобы без излишних трудозатрат и с существующими на этапе проектирования исходными данными иметь возможность исследовать статическую прочность дисков в зонах концентрации напряжений, анализировать влияние различных факторов на несущую способность.

Современные подходы к моделированию разгонных испытаний дисков основаны на математическом моделировании с использованием метода конечных элементов [3]. При этом ключевое значение имеет выбор модели текучести материала, определение корректных параметров этой модели в зависимости от применяемого материала. По исследованиям ЦИАМ при разгонных испытаниях дисков, изготовленных из жаропрочных деформируемых сплавов, модель текучести Мизеса адекватна для описания реального пластического деформирования, однако ее использование не гарантирует достаточной точности при определении предельной частоты вращения ротора, при которой диск теряет свою несущую способность [4]. Верификация модели текучести в таком случае должна выполняться на основе экспериментальных работ, включающих в себя испытания образцов для определения кривых деформирования и непосредственно разгонные испытания. Такой подход имеет место на этапе доводки конструкции или при подтверждении ее прочности на более поздних этапах.

Предметом настоящей статьи является выбор и обоснование относительно простой методики расчета, позволяющей исследовать несущую способность дисков турбин сложной конфигурации на этапе проектирования, обеспечивающей сокращение итераций и времени расчетов при оптимизации конструкции.

Методика расчета

Основными нагрузками, действующими на диск в процессе вращения ротора, являются центробежные силы, вызывающие растяжение диска в его плоскости. Кроме того, диск подвергается изгибу и неравномерному нагреву.

В данной методике для оценки разрушающей частоты вращения дисков из никелевых сплавов и определения зоны начала разрушения применен деформационный критерий прочности. Момент разрушения определяется из условия достижения интенсивностью пластических деформаций предельного значения в наиболее нагруженной части диска [5].

$$\varepsilon_i^{pl} = \varepsilon_{limit}; \quad (1)$$

где, ε_i^{pl} — пластическая деформация в наиболее нагруженной зоне диска;

$$\varepsilon_{limit} = \varepsilon_f^n (1 - \sigma/\sigma_s)^2; \quad (2)$$

где ε_f^H и S — истинные значения предела прочности и деформации в момент разрушения образца.

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}; \quad (3)$$

где σ — гидростатическое давление [МПа], $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения [МПа].

$$S = \frac{\sigma_B}{(1 - \psi)}; \quad (4)$$

где σ_B — предел прочности [МПа], ψ — относительное сужение.

Моделирование разгонных испытаний диска

Моделирование разгонных испытаний проводилось в 3D постановке методом конечных элементов в *Ansys Mechanical*. Расчеты выполнены в упругопластической постановке. Нагружение моделировалось путем поэтапного увеличения частоты вращения от 100% до 133% (за 100% принята частота вращения 27000 об/мин). На рисунке 1 представлена конструкция исследуемого диска. Рассматривался сектор диска $360/6^\circ$, включающий в себя концентратор в виде отверстия. На боковых поверхностях рассматриваемого сектора задавались условия циклической симметрии.

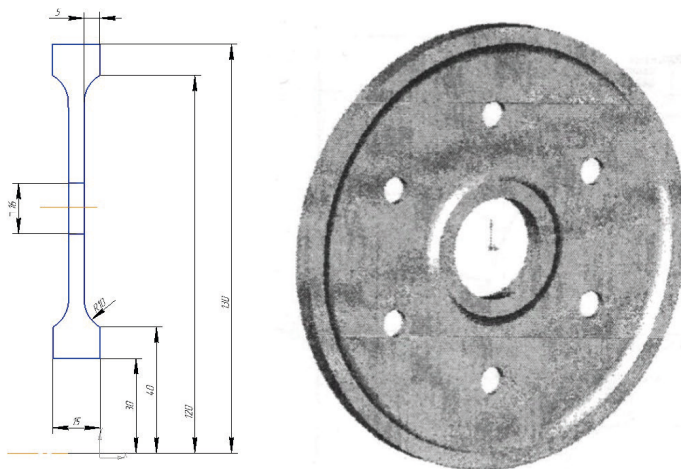


Рисунок 1. Конструкция исследуемого диска

На рисунке 2 представлена конечно-элементная модель.

Количество узлов в конечно-элементной модели составляет 65835, а элементов — 14390.

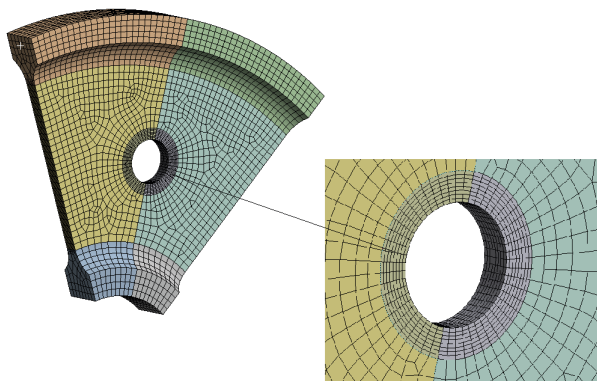


Рисунок 2. Конечно элементная модель диска

На основании анализа напряженно-деформируемого состояния выявляются наиболее нагруженные зоны диска (зоны с максимальными $\sigma_{\text{экв}}$ и ε_i^{pl}). Предполагается, что начало разрушения будет соответствовать одной из этих зон.

Диск изготовлен из никелевого сплава ЭИ698 [2]. Экспериментальные свойства материала, полученные на образцах заготовок модельных дисков, представлены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

Свойства материала диска

№ диска	ρ , кг/м ³	E, МПа	σ_B , МПа	σ_{02} , МПа	δ ,%	ψ ,%
1	8320	200000	1238,0	765,45	30,2	28,0
2			1277,1	819,8	23,4	21,4
3			1303,7	833,8	30,4	26,6

Для расчета в качестве модели материала (в силу отсутствия экспериментальных кривых деформирования) использовалась билинейная кривая деформирования, координаты последней точки на которой принимались равными (на примере диска № 1):

- истинному пределу прочности

$$\sigma_B^H = \frac{\sigma_B}{1 - \psi} = 1719 \text{ МПа}; \quad (5)$$

- истинной деформации в шейке образца в момент разрушения:

$$\varepsilon_f^H = \ln(1/(1 - \psi)) = 32,8 \%. \quad (6)$$

Принятая расчетная схема представлена на рисунке 3.

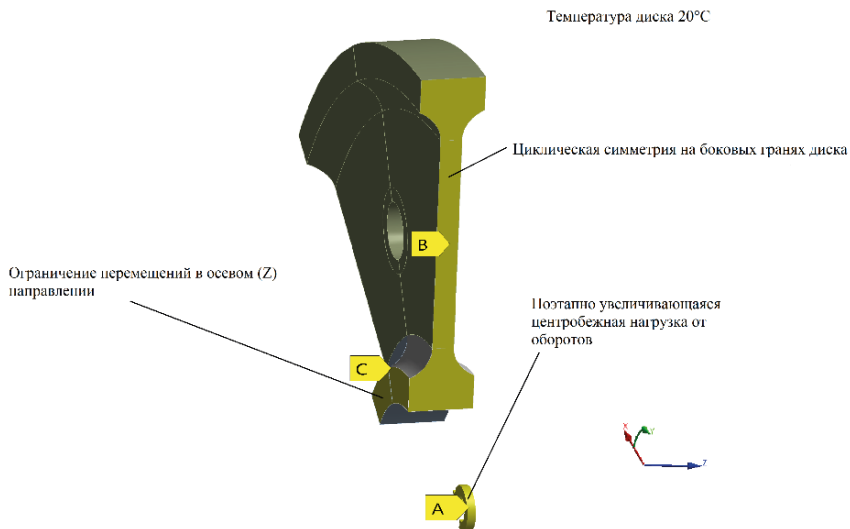


Рисунок 3. Расчетная схема

На рисунке 4 представлено распределение эквивалентных напряжений по Мизесу на частоте вращения 27000 об/мин. На рисунке 5 представлено распределение эквивалентных пластических деформаций на частоте вращения 27000 об/мин.

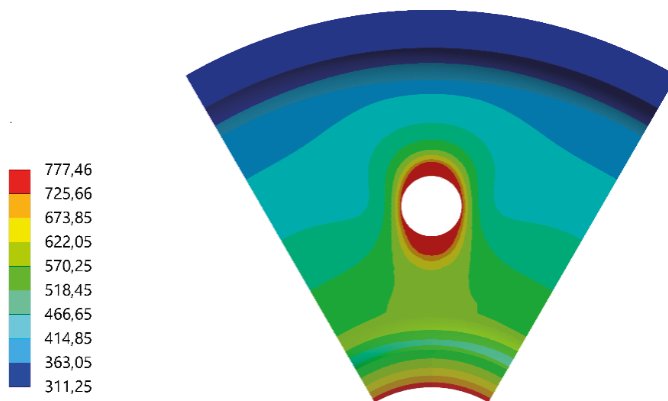


Рисунок 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа

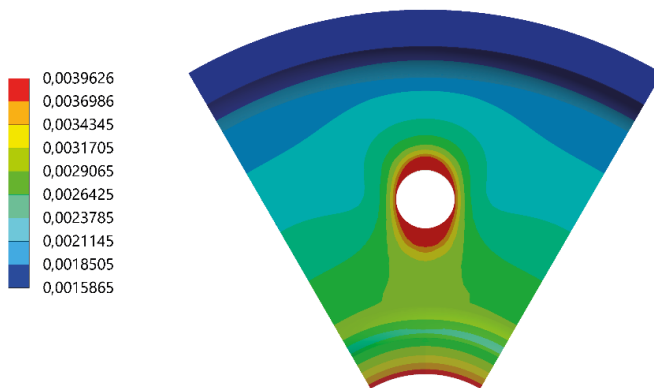


Рисунок 5. Распределение эквивалентных пластических деформаций, мм/мм

Из рисунков видно, что наиболее нагруженной зоной является нижняя часть отверстия. При повышении частоты вращения, начало разрушения прогнозируется в этой зоне (что подтверждено экспериментально).

В таблице 2 представлено сравнение расчетных и экспериментальных частот вращения, при которых диск доведен до разрушения. Расчеты проводились с использованием фактических свойств материала дисков, полученных в результате испытаний стандартных образцов, и на свойства материала по паспортным данным (средним свойствам по ТУ). Максимальная погрешность при расчете на свойства материалов дисков относительно результатов испытаний составила 1,9%. Максимальная погрешность при расчете с использованием паспортных свойств составила 4,31% (Расчетное значение разрушающей частоты вращения получено «в запас» прочностью). При расчетном определении разрушающей частоты вращения по методике, основанной на теории предельного равновесия [1], погрешность составила более 20%.

Т а б л и ц а 2

Сравнение расчетов разрушающих частот дисков и экспериментальных данных

№ диска	1	2	3
Экспериментальные разрушающие обороты n_p , об/мин	34250	34730	35470
Расчетные разрушающие обороты на фактические свойства материала диска n_p , об/мин	34568	35400	35864
Расчетные разрушающие обороты на средние свойства материала по ТУ $n_{p, ср}$, об/мин	34004		
Погрешность при n_p , %	0,93	1,9	1,1
Погрешность при $n_{p, ср}$, %	0,72	2,13	4,31

На рисунке 6 представлен график зависимости пластических деформаций и предельной деформации от частоты вращения для первого диска.

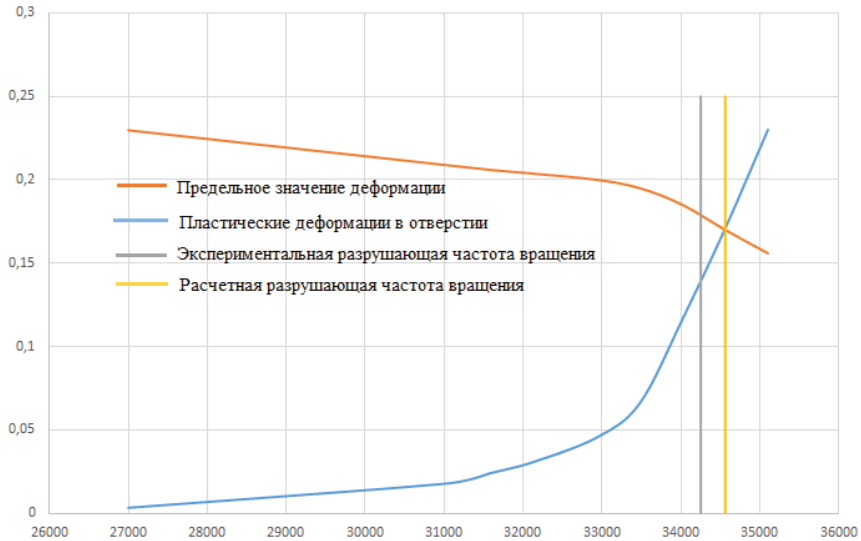


Рисунок 6. График изменения пластических деформаций от частоты вращения

Удовлетворительное совпадение критерия прочности при сложном нагружении позволяет рекомендовать рассмотренный метод расчета для оценки несущей способности дисков турбин ГТД, изготовленных из никелевых сплавов.

Расчет несущей способности диска турбовального ГТД

1. На основании изложенного подхода выполнен расчет несущей способности диска турбины компрессора ГТД типа ТВ7-117. На рисунке 7 представлена трехмерная модель ротора турбокомпрессора (ТК). Поскольку модели дисков в сборке с цапфой, покрывными дисками, шпильками и рабочими лопатками при адекватном сеточном разрешении критических зон являются излишне громоздкими, для процедуры моделирования разгонных испытаний было принято решение использовать различные модели (подмодели) для расчета разных критических зон, рисунки 7,8.
2. Конечно-элементная модель 1 (КЭМ-1) — «фланцевая» модель, представляет собой сектор $360/12^\circ$, что представляет собой соответствие 12 отверстиям под шпильки. Состоит из задней цапфы, шпильки, диска I, диска II, покрывного диска I, покрывного диска II, гаек, шайб и рабочих лопаток. Используется для определения несущей способности в зоне ступицы, скруглений отверстия диска I.

3. Конечно-элементная модель 1 (КЭМ-2) — «замковая» модель представляет собой сектор 360/26°, включающий 2 рабочие лопатки. Состоит из диска I, покрывного диска I, груза балансировочного I, вкладыша I, двух рабочих лопаток. Используется для определения несущей способности замковой части и зон в районе втулки диска I.

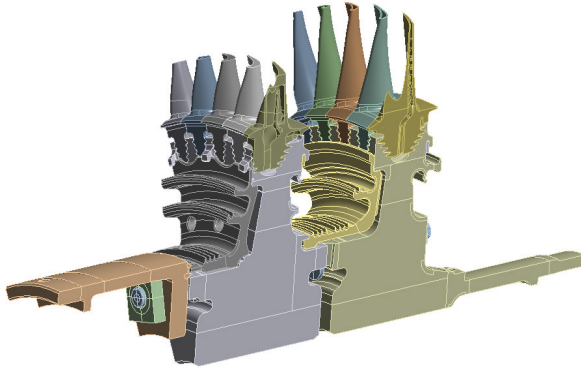


Рисунок 7. Твердотельная «фланцевая» модель

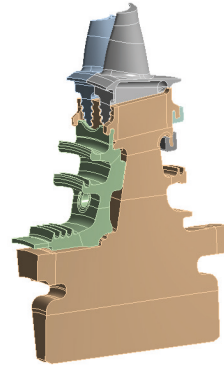


Рисунок 8.
Твердотельная
«замковая» модель

На рисунках 9, 10 представлены конечно-элементные модели.

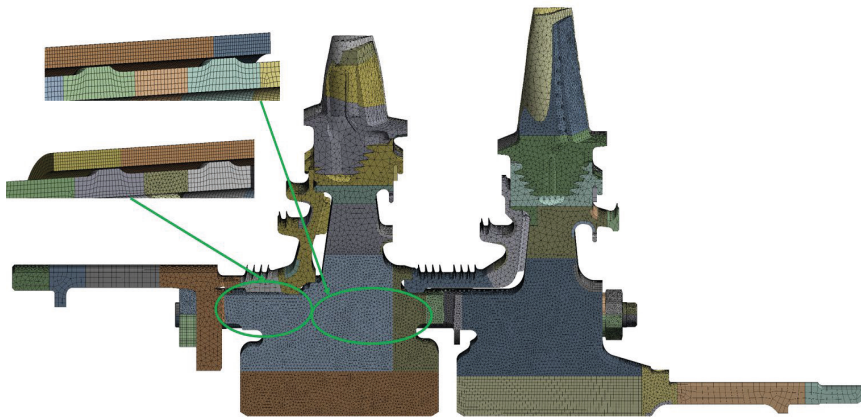


Рисунок 9. Конечно-элементная модель 1

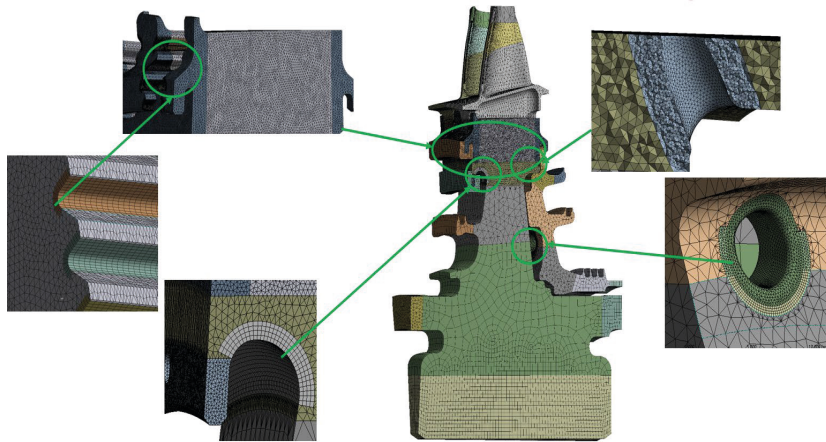


Рисунок 10. Конечно-элементная модель 2

Количество узлов в КЭМ 1 составляет 4009978, а элементов 2299622. Количество узлов в КЭМ 2 составляет 5893645, а элементов 3819183.

На рисунке 11 представлена расчетная схема для КЭМ 1.

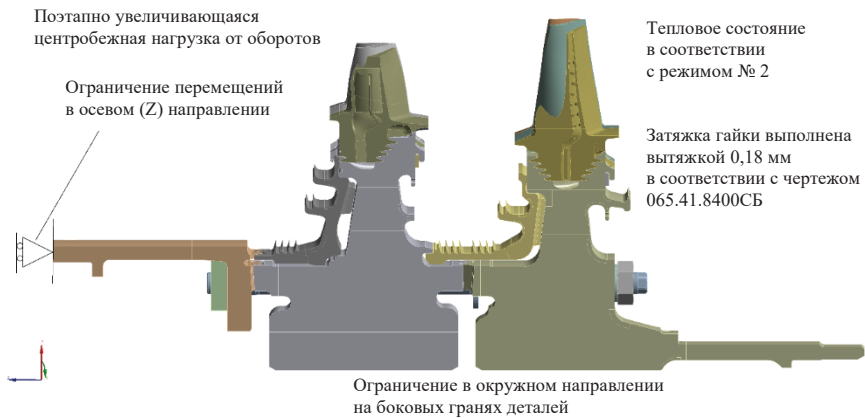


Рисунок 11. Расчетная схема 1

На рисунке 12 представлена расчетная схема для КЭМ 2.

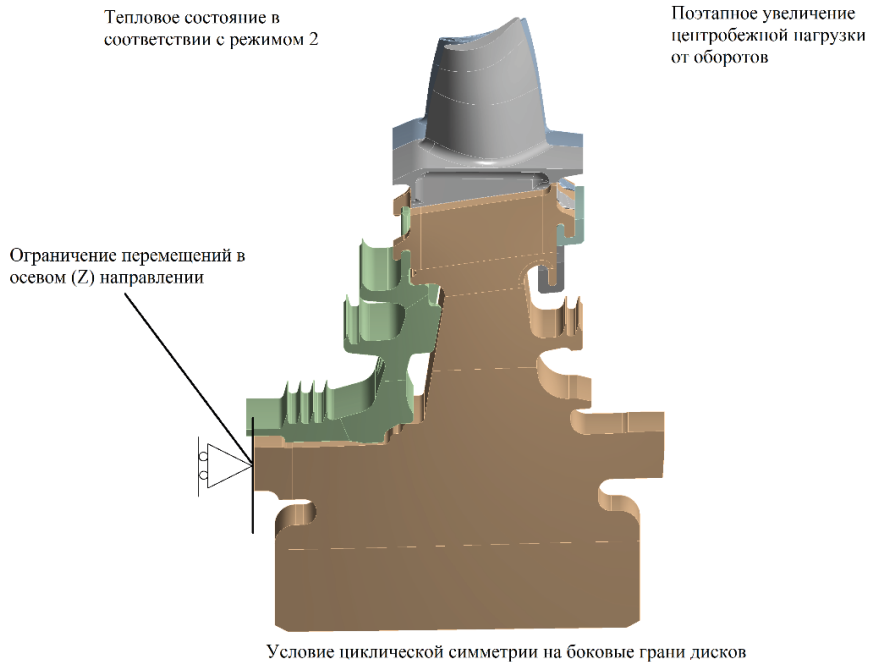


Рисунок 12. Расчетная схема 2

Принятое тепловое состояние представлено на рисунке 13.

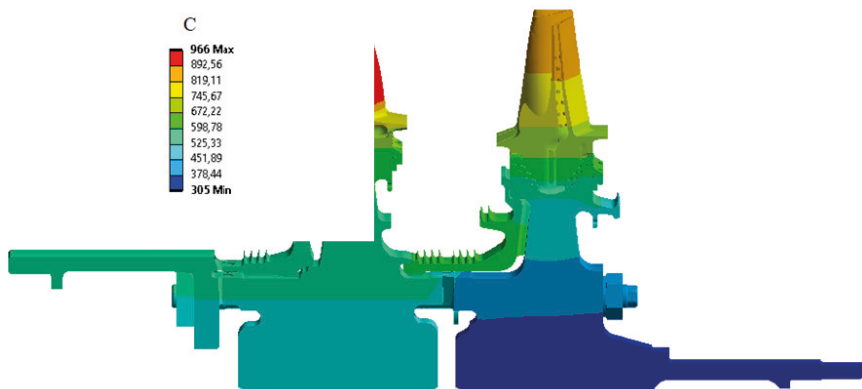


Рисунок 13. Тепловое состояние дисков ТК

Моделирование разгонных испытаний проводилось в 3D постановке методом конечных элементов в *Ansys Mechanical*. Расчеты выполнены в упругопластической постановке. Нагружение происходило путем поэтапного увеличения частоты вращения от 100% до 150%. Диск изготовлен из жаропрочного никелевого сплава ЭП741НП. Свойства материала принимались по паспортным данным (средним свойствам по ТУ).

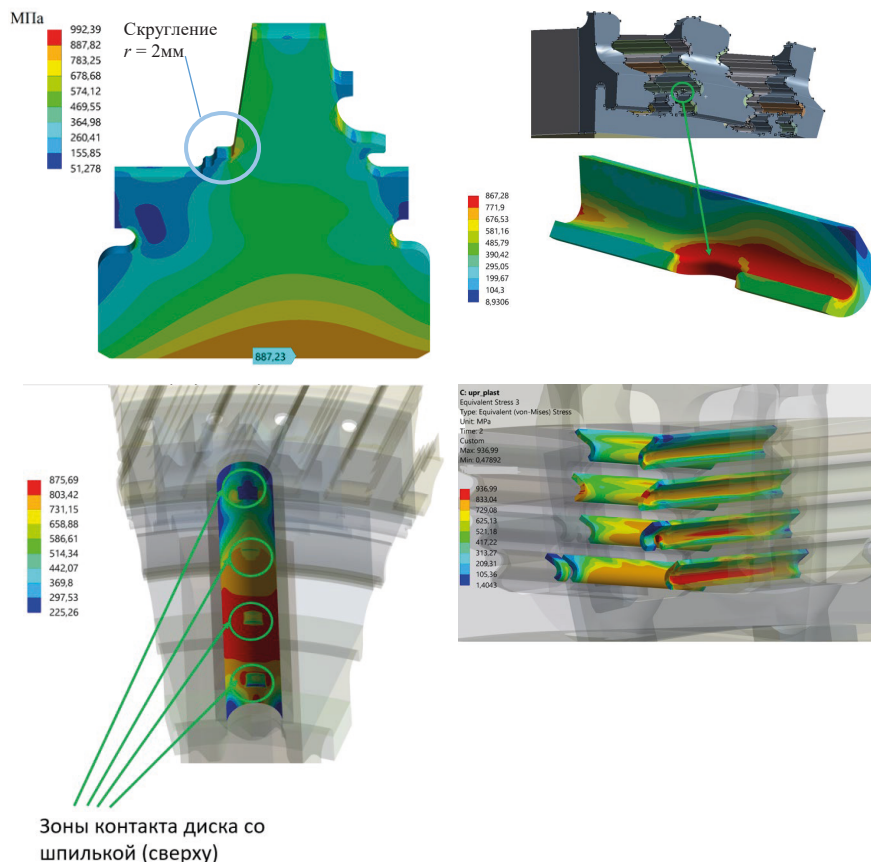


Рисунок 14. Распределение эквивалентных напряжений в наиболее опасных зонах диска, МПа

На основании проведенных расчетов определена наиболее опасная зона диска ТК — скругление $r = 2\text{мм}$ с левой стороны на полотне диска. Разрушающая частота для данной зоны диска составила 132,6% от максимальной эксплуатационной

частоты вращения). На рисунке 15 приведен график изменения пластических деформаций от частот вращения для указанной зоны диска.

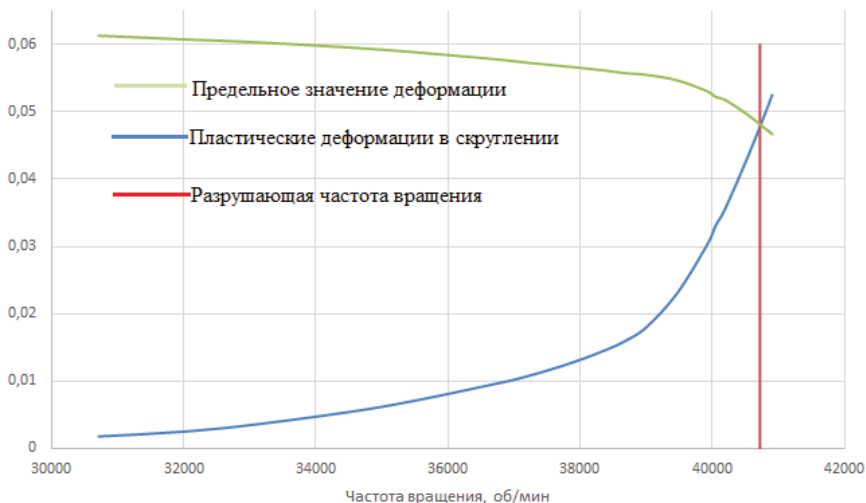


Рисунок 15. График изменения пластических деформаций от частот вращения

Заключение

Для оценки возможности применения методики расчета разрушающей частоты вращения, основанной на деформационном критерии (по Новожилову В.В.), выполнено моделирование разгонных испытаний диска с отверстием при нормальной температуре окружающей среды. С использованием экспериментальных свойств материала ЭИ698, полученных на стандартных образцах, и с использованием свойств материала, приведенных в ТУ, выполнена верификация расчетных моделей. Показано удовлетворительное соответствие результатов расчета экспериментальным данным, полученным при испытаниях модельных дисков. Применение математической модели с использованием модели материала, построенной по данным ТУ, обеспечило расчетное значение разрушающей частоты вращения «в запас» прочности, при этом погрешность относительно результатов испытаний составила 4,31%.

По полученным результатам можно предположить, что описанный подход может быть использован при проектировании и расчетах дисков турбин ГТД (при применении жаропрочных никелевых сплавов).

Выполнен расчет разрушающей частоты вращения по деформационному критерию для диска ТК ГТД типа ТВ7-117 с исследованием различных зон концентрации напряжений, таких как замковая часть диска турбины, отверстие под охлаждающий

воздух, отверстия под стяжные болты, определена разрушающая частота вращения для наиболее опасной зоны.

Для развития данной работы предполагается выполнение верификации разработанных расчетных моделей диска турбины на базе разгонных испытаний натуральных дисков.

Литература

1. *Биргер И.А.* Расчет на прочность деталей машин Текст / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.
2. *Горохов М.Ю., Гецов Л.Б., Кутырев В.В., Голубовский Е.Р., Семенов А.С.* Расчетно-экспериментальное исследование несущей способности модельных вращающихся дисков. Труды СПбГПУ № 489 — 2004 г.
3. *Грушко М.Ю., Галкин О.В., Михайлов А.Л.* Развитие критериев несущей способности дисков ротора турбины ГТД при расчете НДС на трехмерных моделях // Новые техпроцессы и надежность ГТД. 2003. № 5. С. 103–112.
4. *Кузьмин Е.П., Серветник А.Н.* Исследование поверхности нагружения материалов дисков газотурбинных двигателей при разгонных испытаниях модельных дисков // Наука и образование (МГТУ им. Н.Э. Баумана). 2014. № 5. С. 330–339.
5. *Новожилов В.В., Рыбакина О.Г.* Перспективы построения критерия прочности при сложном нагружении // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1966. № 5. С. 103–105.
6. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. Издание 6. М.: ЦИАМ, 2004. 260 с.

Б. И. Мамаев, С. А. Полубояринова, А. В. Стародумов

ОКБ им. А. Льюльки — филиал ПАО «ОДК-УМПО», Москва
andrey.starodumov@okb.umpo.ru

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ОТ УГЛА АТАКИ

Аннотация. Выделены геометрические и режимные параметры решетки, оказывающие наибольшее влияние на потери: конструктивный угол входа, толщина входной кромки профиля, толщина профиля, относительный шаг, угол атаки и скорость выхода потока. Чтобы учесть влияние этих параметров, выбран путь, заключающийся в создании машинной программы, использующей экспериментальные результаты и находящей уравнение для расчета потерь в группе решеток, близких по геометрии к заданной решетке. Для этого был сформирован банк экспериментальных данных по величинам потерь в большом числе решеток, продутых при разных углах атаки и скоростях выхода потока. Расчеты по разработанной программе дают меньшие отклонения от экспериментов, чем известные формулы.

Результаты газодинамических расчетов турбины на различных режимах работы с углами атаки на входе в решетки $\Delta\beta_1 = \beta_{1к} - \beta_1$, где $\beta_{1к}$ — конструктивный угол входа, β_1 — угол входа потока, необходимы не только для анализа самой турбины, но и лучшего согласования узлов ГТУ в работе. Надежность этих результатов во многом определяется точностью определения потерь в решетках при разных значениях угла атаки $\Delta\beta_1$.

На практике для оценки потерь от угла атаки $\Delta\zeta = \zeta - \zeta_0$, где ζ — коэффициент потерь при $\Delta\beta_1 \neq 0$, ζ_0 — коэффициент потерь при расчетном натекании, когда $\beta_1 = \beta_{1к}$, используются различные полуэмпирические и эмпирические формулы, обобщающие экспериментальные данные по потерям в профильных решетках (например, [4–6]). Если из таких формул выделить определяющие по влиянию геометрические и режимные параметры решетки, то можно записать:

$$\Delta\zeta \approx f(\bar{t}, \bar{d}_1, \bar{c}, \lambda_2, \Delta\beta_1, \beta_{1к}, \beta_{2эф}),$$

где t — шаг решетки, $\bar{t} = t/b$, b — хорда; d_1 — толщина входной кромки профиля, $\bar{d}_1 = d_1/b$; c — толщина профиля, $\bar{c} = c/b$; λ_2 — приведенная изоэнтропическая скорость выхода потока, $\beta_{2эф}$ — эффективный угол выхода, $\beta_{2эф} = \arcsin a_2/t$, a_2 — горло канала решетки.

Получить надежное выражение для потерь от угла атаки, обобщающее зависимости значений $\Delta\zeta$ многих решеток и учитывающее все определяющие параметры, нереально. Именно поэтому авторы, аппроксимируя результаты экспериментов, вводят разного рода упрощения. При этом чаще всего ограничиваются учетом влияния

только углов $\Delta\beta_1$, $\beta_{1к}$ и $\beta_{2эф}$. В работе [6] добавляются к ним величины \bar{d}_1 и \bar{t} , и только в формулу из [4] входит еще скорость λ_2 . Полученные формулы дают результаты, различающиеся между собой и сильно отличающиеся от экспериментальных.

Понятно, что уточнение величины $\Delta\zeta$ по-прежнему является актуальной задачей улучшения методики газодинамического расчета турбины.

Для решения этой задачи, прежде всего было решено сформировать банк экспериментальных данных по величинам $\Delta\zeta$, используя достаточно обширный материал, имеющийся в атласах МЭИ и ЦИАМ [2, 3], а также в результатах продувок, проведенных в ЦАГИ, МВТУ и ряде авиационных ОКБ. Рассматривались в основном аэродинамически совершенные решетки. Всего в банке собрано 139 решеток, каждая из которых была продута при нескольких значениях $\Delta\beta_1$ и λ_2 . В итоге нашлось 2186 экспериментальных значений $\Delta\zeta$. Диапазоны изменения параметров решеток: $\beta_{1к} = 18.9-160^\circ$, $\beta_{2эф} = 12.5-44.1^\circ$, $\bar{t} = 0.39-1.05$, $\bar{c} = 0.038-0.46$, $\bar{d}_1 = 0.01-0.19$, $\Delta\beta_1 = (-59)-54^\circ$, $\lambda_2 = 0.2-1.5$.

Анализ данных банка показал, что скорость выхода λ_2 влияет на потери $\Delta\zeta$ во всех исследованных решетках (например, рис. 1). Влияние этой скорости на значение ζ_0 принято учитывать, но обычно не принимается во внимание при оценке $\Delta\zeta$ [3, 5, 6]. Влияние скорости выхода на потери от угла атаки объясняется тем, что в решетке с ростом λ_2 снижаются относительные скорости обтекания λ/λ_2 во входной части канала и ее влияние на профильные потери уменьшается. По этой причине и ослабляется влияние угла атаки, проявляющееся в изменении течения в этой входной части решетки.

Оценивая малочисленные попытки получить аналитическую зависимость для оценки $\Delta\zeta$, учитывающую влияние большинства определяющих параметров (например, [4, 6]), решено применить метод обобщения, включающий помимо математического аппарата средства современных ЭВМ. Как показала практика [1], именно такой путь целесообразно выбрать при обобщении результатов, полученных в экспериментах разными авторами при многочисленных определяющих факторах и в широких диапазонах их изменения. Принципиально важное обстоятельство: следовало найти не одно обобщающее уравнение для оценки потерь, а создать программу расчета потерь в заданной решетке, опирающуюся на банк собранных данных и находящую уравнения для расчета значений $\Delta\zeta$ по потерям в определенной группе решеток.

Очевидно, применение такого подхода облегчается, если возможно выполнить априорную оценку характера аппроксимирующего уравнения для $\Delta\zeta$ как функции ряда параметров решетки. Влияние остальных определяющих параметров должно быть учтено при выборе нескольких решеток, имеющих небольшие отличия этих параметров от параметров заданной решетки.

Таким образом, все решетки, имеющиеся в банке, предстояло разделить на несколько групп по характеру зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ и установить отличительные особенности решеток по определяющим параметрам в каждой группе.

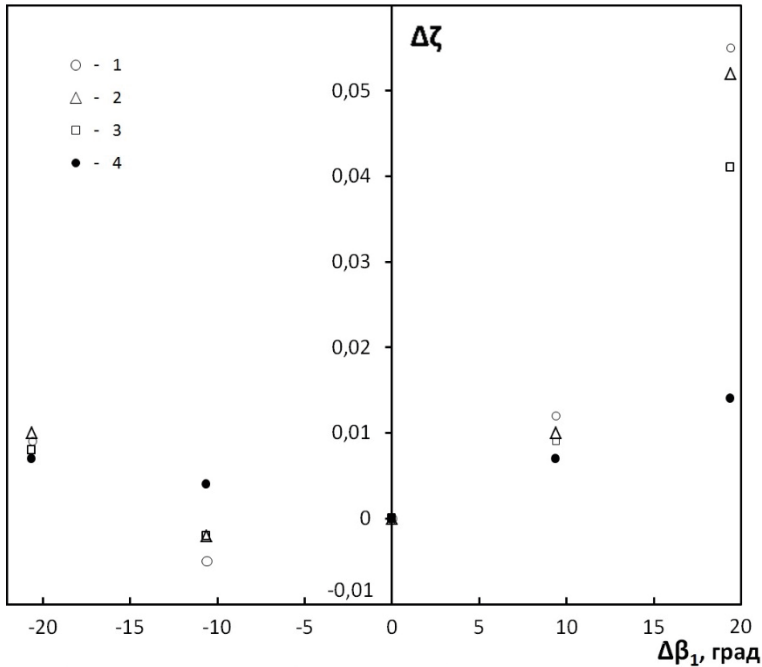


Рисунок 1. Результаты эксперимента для решетки № 67 ($\beta_{1к} = 66^\circ$, $\beta_{2эф} = 42.7^\circ$, $\bar{c} = 0.11$, $\bar{d}_1 = 0.06$, $\bar{t} = 0.71$) [5]: 1 — $\lambda_2 = 0.6$; 2 — 0.7 ; 3 — 0.8 ; 4 — 0.9

Анализ банка показал, что все решетки делятся на три группы по однородному типу зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$: 1) при положительных и отрицательных углах атаки $\Delta\zeta > 0$ и потери непрерывно увеличиваются с ростом угла атаки; 2) при $\Delta\beta_1 > 0$ величина $\Delta\zeta > 0$ и увеличивается с ростом $\Delta\beta_1$, а при $\Delta\beta_1 < 0$ с ростом угла атаки потери сначала уменьшаются, достигая минимума при $\Delta\zeta < 0$, и далее растут, попадая в область $\Delta\zeta > 0$ при больших углах атаки [2, 3, 5]; 3) при положительных и отрицательных значениях $\Delta\beta_1$ существуют некоторые диапазоны угла от нуля до значения $\Delta\beta_{10}$, в которых потери $\Delta\zeta = 0$, а за границами этих диапазонов с ростом угла атаки потери увеличиваются (рис. 2).

Из экспериментов следует, что с ростом λ_2 в решетках группы 2 уменьшается величина минимальных потерь и диапазон углов $\Delta\beta_1$, в котором $\Delta\zeta < 0$, а в решетках группы 3 сужаются диапазоны углов атаки, в которых $\Delta\zeta = 0$. Эти диапазоны сужаются и с ростом конфузурности решетки $k = \sin \beta_{1к} / \sin \beta_{2эф}$.

Ясно, что распространенные на практике формулы для оценки значения $\Delta\zeta$ ([4–6] и др.) не отражают многообразия реальных зависимостей потерь $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$. Поэтому их использование может приводить к ошибочным результатам.

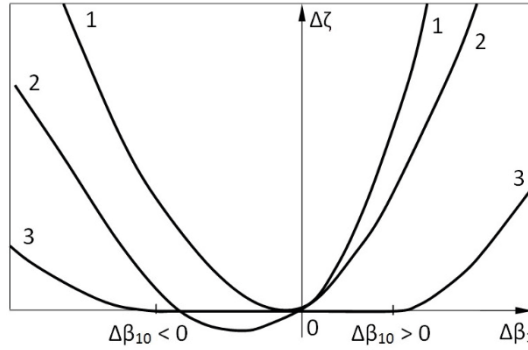


Рисунок 2. Типы зависимостей $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ в группах решеток 1, 2, 3

Работа по разделению всех решеток в банке на три группы по характеру зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ и определению особенностей геометрических параметров решеток, общих для каждой группы дала следующие результаты. Решетки группы 1 — решетки любой конфузурности из относительно тонких профилей с $\bar{c} \leq 0.11$, $\bar{d}_1 \leq 0.071$ и $\beta_{1к} \leq 110^\circ$. Чаще всего это периферийные сечения неохлаждаемых рабочих лопаток. Решетки группы 2 — самая многочисленная часть банка из различных сопловых и рабочих решеток с конфузурностью $k < 2.7$, $\bar{c} > 0.11$. Группа 3 — высококонфузные решетки с $k \geq 2.7$ и $\bar{c} > 0.11$. Как правило, это сопловые решетки первых ступеней турбин с $\beta_{1к} \approx 90^\circ$.

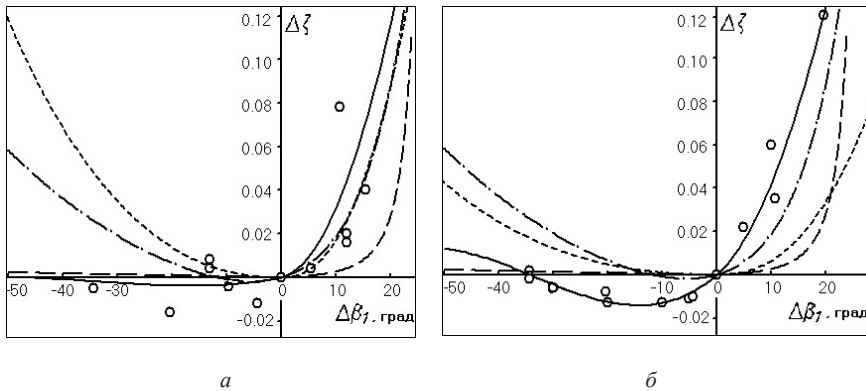


Рисунок 3. Зависимость $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ для решетки с $\beta_{1к} = 50^\circ$, $\beta_{2\Phi} = 30^\circ$, $\bar{c} = 0.17$, $\bar{d}_1 = 0.1$, $\bar{t} = 0.75$ при $\lambda_2 = 0.6$ (а) и 0.9 (б); 1 — эксперимент; расчет: 2 — по [1], 3 — [2], 4 — [3], 5 — по программе

При разработке программы расчета на ЭВМ рассмотрение всех графиков экспериментальных зависимостей $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ сделало возможным назначить типы аппроксимирующих функций, единые для всех трех описанных групп решеток — полином 2-й степени в случае $\Delta\beta_1 \geq 0$ и 3-й степени для $\Delta\beta_1 \leq 0$.

Таким образом, в программе расчета характер зависимости $\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ в каждой заданной решетке определяют величины \bar{c} , \bar{d}_1 , $\beta_{1к}$ и $\beta_{2эф}$. Чтобы отразить дополнительное влияние относительного шага \bar{t} и скорости λ_2 и найти саму расчетную зависимость для потерь $\Delta\zeta$, выделяются узкие диапазоны отклонения каждого параметра от заданного значения, начиная с $\pm 2.5\%$. Находятся соответствующие этому условию решетки из банка и по методу наименьших квадратов вычисляются неизвестные коэффициенты полиномов.

Пример расчетов по программе показан на рис. 3. Из него видно, что отклонения результатов этих расчетов $\Delta\zeta$ от экспериментов гораздо меньше, чем расчетов по формулам из [4–6].

Заключение

Анализ показал, что включение программы в имеющиеся комплексы 1 и 2D газодинамических расчетов турбины не является большим затруднением. Можно отметить еще одно достоинство выполненной работы: пополнение банка данных результатами новых экспериментов улучшает методику и повышает надежность расчета потерь. Наконец, разработанная программа может быть использована в целенаправленном поиске рекомендаций по выбору значения оптимального конструктивного угла входа в решетках для повышения КПД проектируемых турбин [1].

Литература

1. Аронов Б.М., Жуковский М.И., Журавлев В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1975. 192 с.
2. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М., Колесов А.Н., Мухтаров М.Х. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ, 1990. 393 с.
3. Дейч М.Е., Филитов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965. 96 с.
4. Максимова М.К., Вавилов Г.А. Влияние угла входа потока на профильные потери турбинной решетки // Казань. Труды КАИ, 1973. С. 33–40.
5. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М.: ГИФМЛ, 1962. 512 с.
6. Moustapha S.H., Kasker S.C., Tremlay B. An improved incidence losses prediction for turbine airfoils // Journal of turbomachinery. 1990. No 112, P. 267–276.

В. В. Посадов (мл.), Н. В. Пикунов, В. В. Посадов, В. К. Ким

ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск
vladimir.posadov@gmail.com

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Аннотация. Снижение интенсивности колебаний в лопатках вентилятора, в силу жёстких ограничений по массе авиационного газотурбинного двигателя, является актуальной задачей при его создании. Рассмотрена конструкторская реализация демпфера, предназначенного для снижения вибрационных напряжений в лопатках. Предложенная конструкция демпфера позволит улучшить аэродинамику во втулочном сечении вентилятора благодаря использованию профилированного элемента в виде пластины кольцеобразной формы, а также уменьшить перетекание воздуха под рабочими лопатками вентилятора и платформами. За счёт того, что демпфер одновременно является и контактным уплотнением между диском вентилятора и бустером, он позволит снизить негативное влияние на запасы газодинамической устойчивости бустера. Приведена расчётная оценка напряжённо-деформированного состояния ротора компрессора низкого давления авиационного газотурбинного двигателя с устройством демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора в двумерной постановке.

Одним из основных требований, предъявляемых к современным авиационным газотурбинным двигателям (ГТД), является получение максимальных удельных параметров, что, в свою очередь, приводит к необходимости снижения массы двигателя. С другой стороны, для сокращения удельного расхода топлива, современные авиационные ГТД для гражданской авиации имеют большую степень двухконтурности, что, в совокупности с жёсткими международными требованиями по допустимому уровню шума, приводит к необходимости использования широкохордных лопаток, которые подвержены колебаниям по сложным формам. В сочетании с утонением полотен дисков вентиляторов это приводит к необходимости снижения уровня вибрационных напряжений рабочих колёс, однако это может вступать в противоречие с другими требованиями, предъявляемыми к авиационному ГТД. Поэтому крайне важно, чтобы вибрационные напряжения не превышали допустимый уровень.

Для современного авиадвигателестроения характерно увеличение аэродинамической нагруженности, что приводит к увеличению интенсивности вибрации [1]. Большинство отказов в работе ГТД связано с дефектами, вызванными действием переменных нагрузок, наиболее подвержены этому воздействию лопатки. Обеспечение их вибрационной прочности определяется в основном уровнем возникающих переменных напряжений и усталостной прочностью материалов.

Для предотвращения усталостных поломок лопаток применяются различные способы снижения интенсивности колебаний. Наряду с частотной отстройкой получило распространение демпфирование колебаний [1]. Выделяют три вида демпфирования колебаний лопаток. Это внутреннее трение в материале, аэродинамическое демпфирование и конструкционное демпфирование, связанное с трением на поверхностях сопряженных с лопаткой деталей [2]. Известно, что демпфирование может быть реализовано, например, путём установки демпфирующих элементов, действие которых основано на рассеивании энергии [5], или путём сухого трения между контактирующими поверхностями при их относительном смещении в процессе колебаний.

Устройства демпфирования колебаний были использованы для получения зависимостей, необходимых при прогнозировании и диагностике [3] аэроупругих колебаний при различных условиях их возбуждения в рабочих лопатках ГТД. В [3] рассмотрен пример реализации демпфирования для снижения интенсивности вибрационных напряжений в лопатках вентилятора, где демпферы, изготовленные из нержавеющей стали Я1Т толщиной $0,1 \cdot 10^{-3}$ м, были установлены в замках рабочих лопаток вентилятора.

Известно устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора ГТД [5], содержащее пластину кольцеобразной формы, соединённую с бустером, и выполненный с ней за одно целое профилированный элемент, расположенный в полости между рабочим колесом вентилятора и бустером и состоящий из фрикционной и упругой частей. При этом упругая часть загнута в направлении рабочего колеса вентилятора, таким образом, что обеспечивает возможность прижатия фрикционной части к ответным торцевым поверхностям рабочих лопаток вентилятора. Устройство снабжено несколькими отдельными профилированными элементами, при этом демпфирование колебаний лопаток рабочего колеса вентилятора достигается за счёт создания силы трения при прижатии центробежной силой фрикционной части профилированных элементов к ответной торцевой поверхности рабочих лопаток вентилятора.

Наличие нескольких профилированных элементов снижает надёжность известного устройства демпфирования колебаний и способствует перетеканию воздуха под рабочими лопатками вентилятора и платформами, что приводит к ухудшению аэродинамики во втулочном сечении проточной части вентилятора.

Предлагаемое авторами демпфирующее устройство [4] содержит пластину кольцеобразной формы, соединённую с бустером, и профилированный элемент, который выполнен за одно целое с пластиной и расположен в полости между рабочим колесом вентилятора и бустером. Однако в предложенной конструкции установка демпфирующего элемента усложнена конструктивно.

В настоящей статье авторами предложено техническое решение, представленное на рис. 1, которое с точки зрения технологичности конструкции имеет преимущества по сравнению с [4]. В данном устройстве демпфирования профилированный

элемент выполнен в виде пластины 1 кольцеобразной формы и состоит из двух частей: фрикционной и упругой (рис. 2).

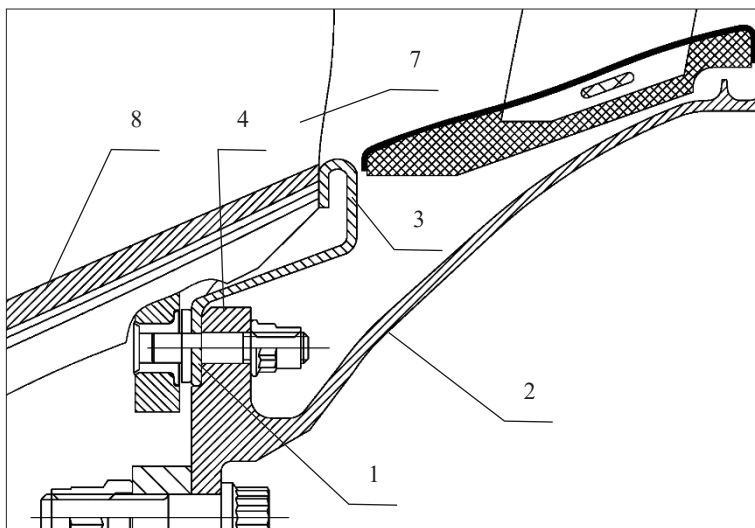


Рисунок 1. Устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора

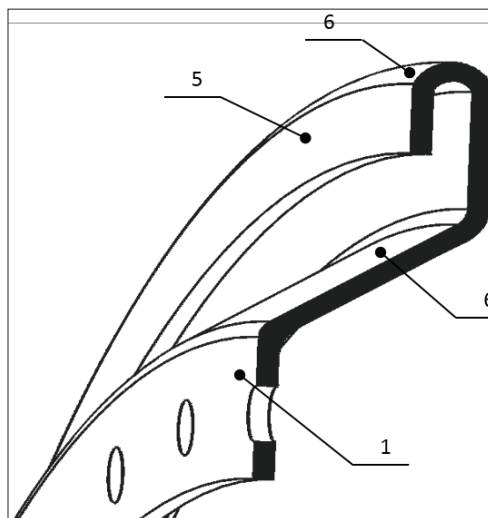


Рисунок 2. Металлическая пластина и профилированный элемент

На рис. 2 упругая часть 6 профилированного элемента 3 (рис. 1) загнута в направлении рабочего колеса вентилятора, таким образом, что обеспечивает, при работе двигателя, возможность одновременного прижатия его фрикционной части 5 к ответным торцевым поверхностям рабочих лопаток 7 вентилятора и к ответным торцевым поверхностям платформ вентилятора 8.

Устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора ГТД работает следующим образом. При вращении рабочего колеса 4 вентилятора под действием центробежной силы упругая часть 6 профилированного элемента 3 перемещается и прижимает связанную с ней фрикционную часть 5 к ответным торцевым поверхностям рабочих лопаток 7 вентилятора и к ответным торцевым поверхностям платформ вентилятора 8, создавая при этом силу трения, демпфирующую колебания рабочих лопаток. Кроме того, возникающий контакт фрикционной части 5 профилированного элемента с торцевыми поверхностями рабочих лопаток 7 вентилятора и торцевыми поверхностями платформ вентилятора 8 уменьшает перетекание воздуха под рабочими лопатками вентилятора и платформами.

Разработанное устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора ГТД может найти применение, например, для широкохордных лопаток с большой конусностью втулки. Его достоинством является конструктивно выбранная форма основной поверхности в виде конуса. Выбирая толщину, угол наклона элемента и пр. для каждого конкретного случая можно подобрать жесткость элементов (или путем несложного расчета, задавая нагрузку, посчитать перемещения) и, тем самым, обеспечить универсальность конструкции.

Для определения величины необходимого уровня натяга демпфера авторами выполнена расчётная оценка напряженно-деформированного состояния ротора компрессора низкого давления авиационного газотурбинного двигателя в двумерной постановке для взлётного режима. Конечно-элементные модели ротора компрессора низкого давления и устройства демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора показаны на рис. 3 и 4 соответственно.

Расчёты были выполнены с различной величиной натяга в зоне поверхности контакта демпфера с рабочей лопаткой вентилятора от 0 до $1 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 4).

Конструктивно натяг регулируется за счёт изменения осевого размера цилиндрической части демпфера. В результате расчёта получена зависимость осевого усилия на контактной поверхности от величины натяга (рис. 5).

В результате выполненных расчётов установлено, что при натяге до $1 \cdot 10^{-3}$ м (включительно) демпфер не работает, а при натяге более $2 \cdot 10^{-3}$ м он создаёт осевое усилие прямо пропорциональное величине натяга, что подтверждает наличие механического демпфирования между замком лопатки, диском и предлагаемым устройством.

Устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора ГТД позволяет не только демпфировать колебания рабочих лопаток вентилятора ГТД, но и является контактным уплотнением, позволяющим уменьшить перетекание воздуха

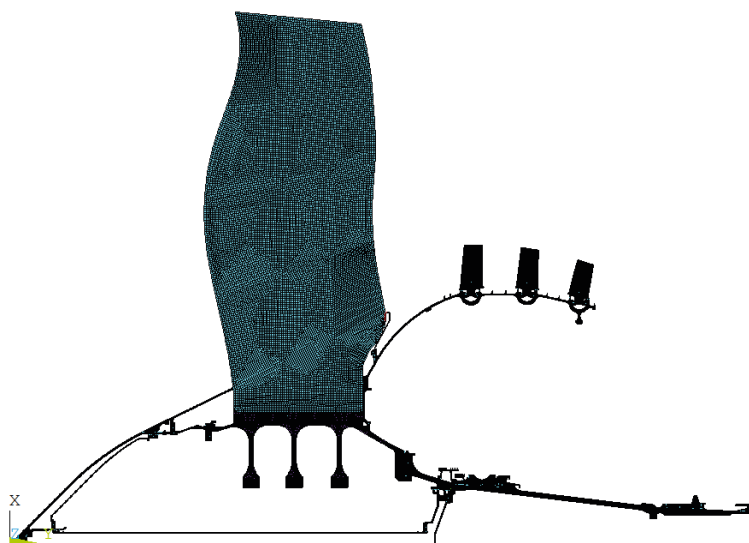


Рисунок 3. Конечно-элементная модель ротора компрессора низкого давления

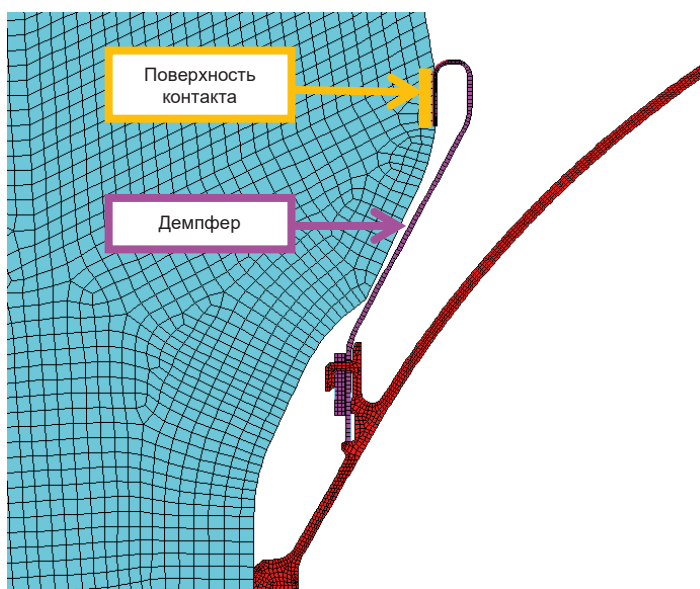


Рисунок 4. Устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора

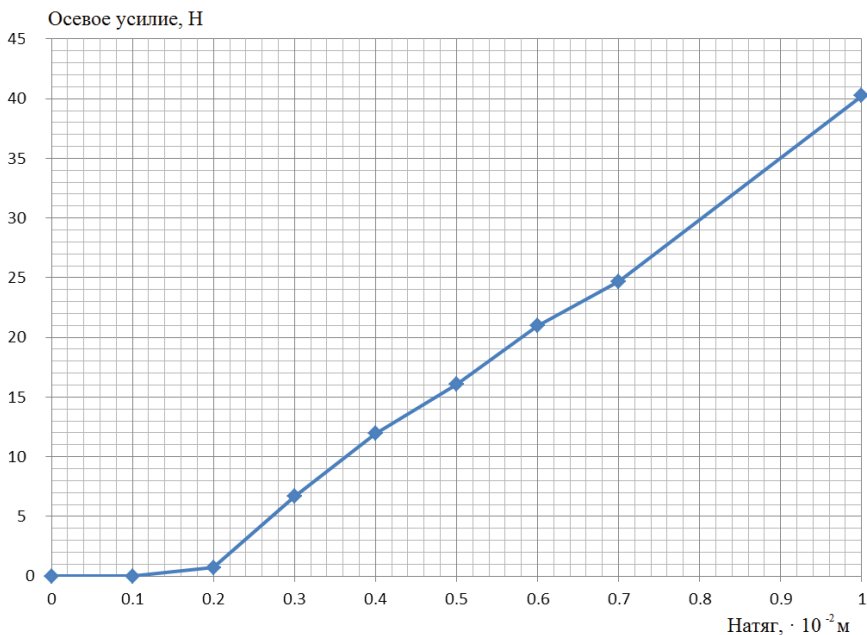


Рисунок 5. Зависимость осевого усилия от величины натяга

под рабочими лопатками вентилятора и платформами. Усовершенствованная конструкция устройства позволяет использовать его на существующих и вновь разрабатываемых ГТД без значительной доработки конструкции вентилятора. Для количественной оценки ряда утверждений, касающихся преимуществ предложенного технического решения, авторы планируют выполнить ряд расчётов и провести испытание демпфера в составе двигателя.

Литература

1. Иностранные патенты по способам снижения динамических напряжений в лопатках турбомашин / В.Т. Ефремова, Л.А. Великая, М.Н. Самойлович. Обзор № 145. М.: ЦИАМ, 1982. 140 с.
2. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий: в 3 кн. / Н.Н. Сиротин, А.С. Новиков, А.Г. Пайкин, А.Н. Сиротин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 2011.
3. Посадов В.В., Посадов В.В. (мл.), Фирсов А.В. Прогнозирование и диагностика флаттера компрессора авиационного газотурбинного двигателя // Контроль. Диагностика. 2015. № 1. С. 52–60.

4. Устройство демпфирования колебаний рабочих лопаток вентилятора газотурбинного двигателя: пат. 143574 Рос. Федерация. № 2014108352/06; заявл. 04.03.2014; опубл. 27.07.2014, Бюл. № 21. 2 с.
5. Устройство демпфирования колебаний широкохордных рабочих лопаток вентиляторов с большой конусностью втулки и вентилятор газотурбинного двигателя: пат. на изобретение № 2461717 Рос. Федерация. № 2011109933/06; заявл. 17.03.2011; опубл. 20.09.2012.

А. Р. Усманов

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ ОПОР НА ВИБРАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ

Аннотация. Предметом настоящего исследования является определение влияния демпфирования опор на вибрации двигателя. Были определены вибрации малоразмерного двигателя на взлетном режиме для демпферных колец с различным демпфированием.

Введение

Одним из методов снижения уровня вибраций двигателя является увеличение демпфирующей способности опор.

В данной статье проведен численный анализ вибраций малоразмерного двигателя при различных значениях демпфирования в опорах роторов. Произведена оценка эффективности изменения демпфирования с целью уменьшения вибраций.

1. Описание расчетной модели

Разработана КЭ-модель двигателя, которая показана на рис. 1.

С целью уменьшения размерности модели корпуса редуктора заменены элементом с эквивалентной податливостью, которая определена по результатам статического анализа.

При создании модели жесткость деталей учитывалась заданием геометрических характеристик (размеров), а массовые характеристики, для более точного соответствия, учитывались в виде присоединенных масс с заданными моментами инерции деталей.

В данной модели введены следующие упрощения (с целью уменьшения размерности модели):

- не учитываются возможные колебания участка «правый диск диффузора — сопловой аппарат — жаровая труба» (в данном расчете эти детали учитывались как масса, присоединенная к левому диску диффузора);
- не учитывается влияние обвязки двигателя на жесткость соответствующих участков корпуса;
- правый диск диффузора был учтен в модели с нулевой плотностью (с целью учета его влияния на жесткость конструкции);
- модели кольца ЦБК, выходного устройства и коробки агрегатов также учитывались в виде присоединенной массы.

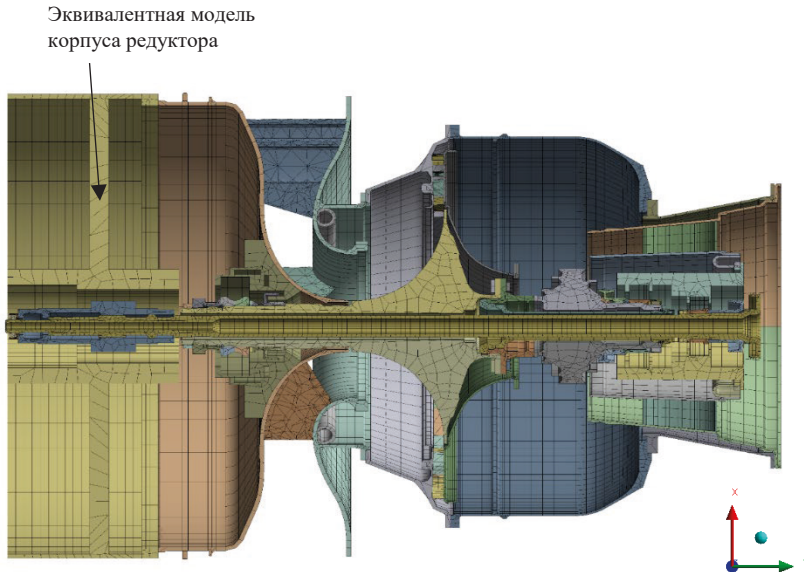


Рисунок 1. Расчетная КЭ-модель

Стыки по всем соединениям деталей корпуса задавались в виде жесткого контакта.

Стыки по торцам деталей роторов, по которым передается усилие затяжки от стяжных гаек, также задавались как жесткие контакты.

Между сферической опорой вала СТ и втулкой задано условие связи радиальных перемещений.

В опорах между роторами и корпусом задавались податливые элементы spring. Значения жесткости податливых колец определялись по формулам ОСТ.

Для опор с податливыми кольцами податливость подшипника не учитывалась.

Жесткость опор принималась равной жесткости податливых колец в опорах.

Для опор без податливых колец податливость подшипников принималась равной $10 \cdot 10^{-6}$ см/кгс.

Значения демпфирования опор (в гармоническом расчете) определялись по формуле (короткий демпфер с рабочей длиной пленки π) [1]:

$$C = \frac{RL^3\mu}{2\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}}, \quad (1)$$

где: μ — динамическая вязкость масла; R — радиус демпферного кольца; L — осевая длина демпфера; δ — радиальный зазор демпфера; $\varepsilon = e/\delta$; e — эксцентриситет ротора в опоре.

Значение ϵ принималось равным нулю (верхняя оценка коэффициента демпфирования).

В модели учтено конструкционное демпфирование (коэффициент демпфирования 2%).

Масса и момент инерции рабочих колес ТК и СТ учитывались в виде присоединенной массы.

В модели учтено влияние температуры деталей на модуль упругости материала. Распределение температуры показано на рис. 2.

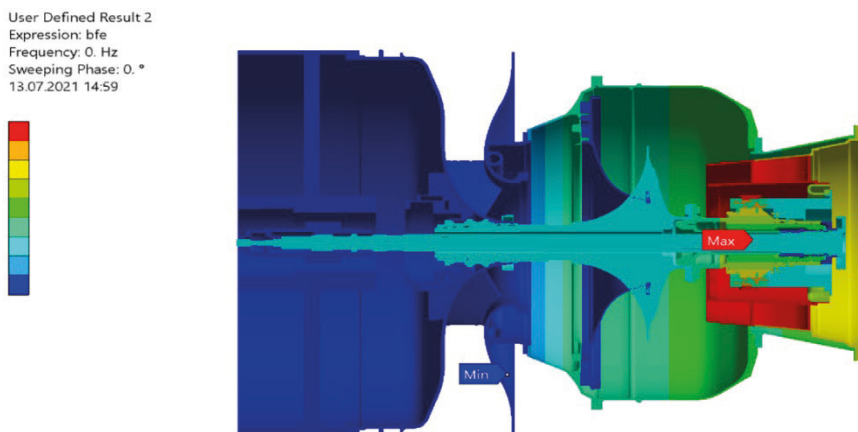


Рисунок 2. Распределение температуры двигателя

2. Оценка вибраций на взлетном режиме

Была проведена оценка вибраций по частоте ротора ТК на взлетном режиме при различном демпфировании в задних опорах роторов ТК и СТ.

Модель ротора СТ была выполнена сплошной в соответствии с компоновкой КЛ1.

Схема приложения усилий показана на рис. 3. Усилия соответствуют дисбалансу, приведенному к плоскостям балансировки 1 г·см. Усилия от дисбалансов направлены в противоположном направлении. Это увеличивает прогиб для ближайшей формы колебаний.

Результаты расчета виброскорости (мм/с) корпусов двигателя с принятым начальным демпфированием в задней опоре ротора ТК ($C_{ТК} = 35,8 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$) и увеличенным демпфированием ($C_{ТК} = 7730 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$) показаны на рис. 4–5.

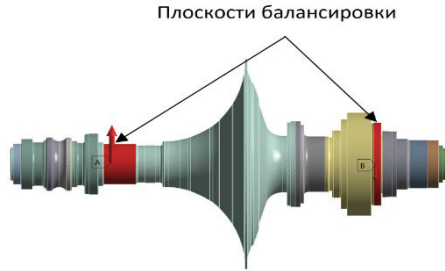
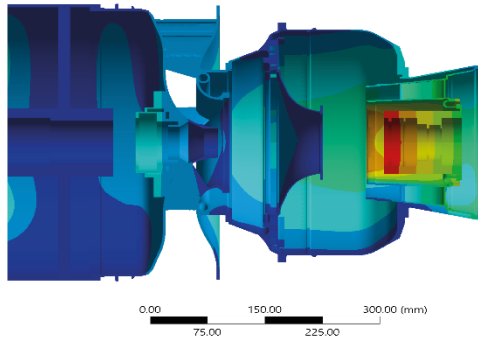
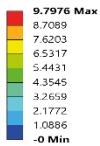


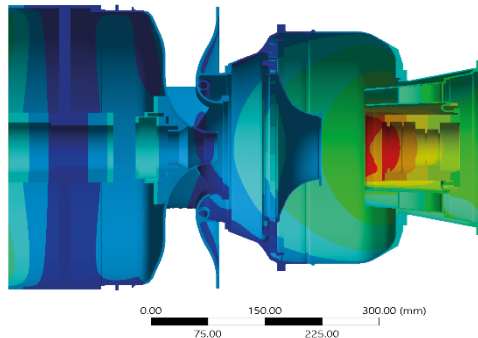
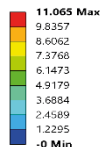
Рисунок 3. Схема приложения усилий от дисбаланса ротора ТК

Directional Velocity 2
 Type: Directional Velocity(X Axis)
 Frequency: 900. Hz
 Unit: mm/s
 Global Coordinate System
 Maximum Over Phase
 20.07.2021 13:39



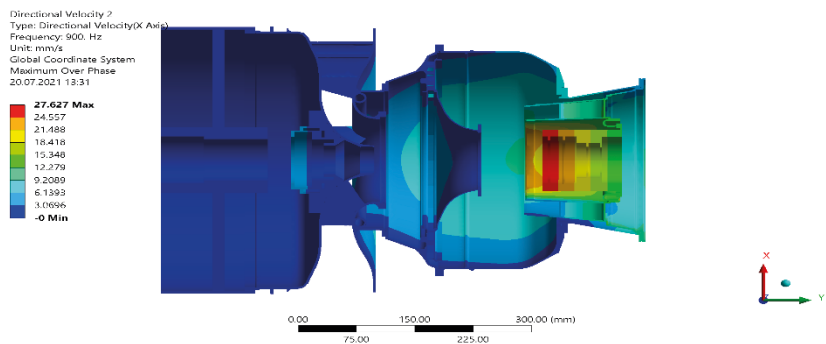
a

Directional Velocity 3
 Type: Directional Velocity(Z Axis)
 Frequency: 900. Hz
 Unit: mm/s
 Global Coordinate System
 Maximum Over Phase
 20.07.2021 13:36

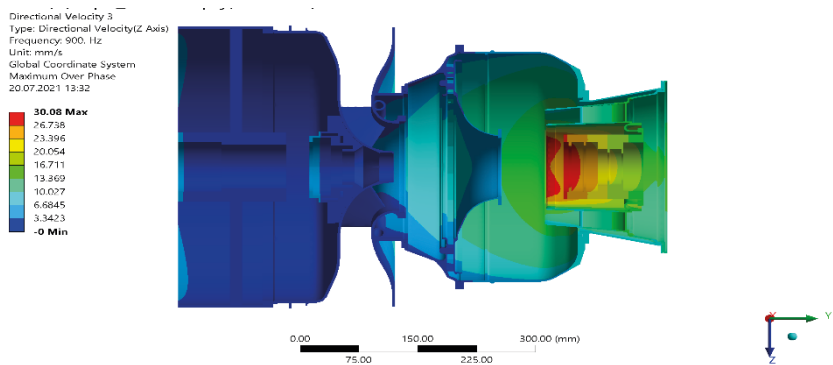


б

Рисунок 4. Вибрации двигателя на взлетном режиме при начальном значении демпфирования в опорах: *a* — в вертикальном направлении; *б* — в поперечном направлении



a

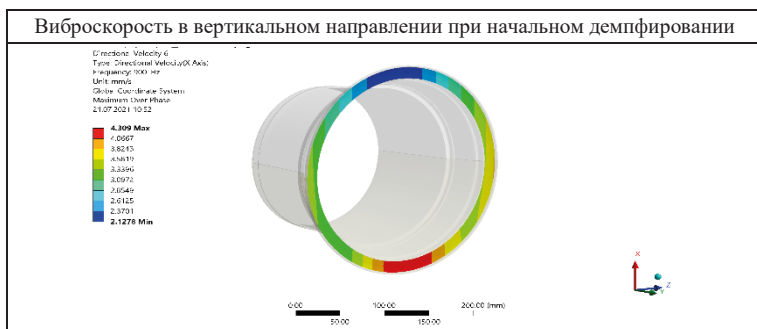


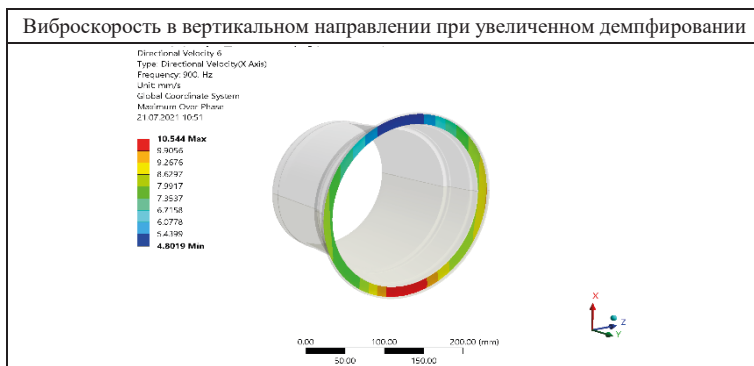
б

Рисунок 5. Вибрации двигателя на взлетном режиме при увеличенном демпфировании в задней опоре ротора ТК: *a* — в вертикальном направлении; *б* — в поперечном направлении

Значения виброскорости на заднем фланце корпуса турбин показаны в табл. 1.

Таблица 1





Расчет показал, что при увеличении демпфирования в задней опоре ротора ТК вибрация корпуса турбин по заднему фланцу увеличивается в 2,3 раза.

Выводы

1. Был проведен численный анализ вибраций малоразмерного двигателя при различном демпфировании в задней опоре ротора ТК. При увеличении демпфирования с $C_{ТК} = 35,8 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ до $C_{ТК} = 7730 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ вибрация заднего фланца корпуса турбин увеличилась в 2,3 раза, что связано с тем, что ближайшая по частоте к взлетному режиму форма колебаний ротора ТК в области задней опоры имеет практически нулевые колебания, и увеличение демпфирования в ней приводит к более интенсивному возбуждению этой формы.
2. Проведенный анализ вибраций показал, что на этапе проектирования можно выполнить оценку вибраций двигателя при разных параметрах демпфирования.
3. Для валидации расчетной модели необходимо проведение натурных испытаний двигателя.

Литература

1. *Леонтьев М.К.* Конструкция и расчет демпферных опор роторов ГТД: учеб. пособие. М.: Изд-во МАИ, 1998. 45 с.
2. ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 2020 R1.

А. Н. Шубин, А. Е. Гинзбург

АО «ОДК-Климов», Санкт-Петербург
akada2@klimov.ru

УСТАЛОСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ И МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ВАЛА НЕСУЩЕГО ВИНТА ВЕРТОЛЕТА

Аннотация: Рассматривается подход к оценке усталостной прочности и моделированию усталостных испытаний вала несущего винта вертолета по результатам расчетов напряженно-деформированного состояния в трехмерной постановке с учетом спектра полетных нагрузок.

Принятый в практике расчетов традиционный способ оценки запасов усталостной прочности использует одномерную постановку при определении номинальных напряжений в точках наиболее нагруженного сечения вала, возникающих на расчетном режиме при действии постоянных и переменных составляющих изгибающего момента, растягивающей силы и крутящего момента. Постоянные и переменные составляющие напряжений приводят к амплитудным значениям напряжений в симметричном цикле путем ниже приведенного линейного преобразования:

$$\sigma_w = K_\sigma \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m \quad (1)$$

$$\tau_w = K_\tau \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m,$$

где: σ_a и τ_a — соответственно нормальные напряжения от амплитудных составляющих растягивающей силы и изгибающего момента и касательные напряжения от амплитуды крутящего момента; σ_m и τ_m — соответственно нормальные напряжения от постоянных составляющих растягивающей силы и изгибающего момента и касательные напряжения от постоянной составляющей крутящего момента; Ψ_σ и Ψ_τ — коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла; K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений, масштабный фактор, состояние поверхности и чувствительность материала к концентрации напряжений.

Частные запасы усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям рассчитывают как:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_w \quad (2)$$

$$n_\tau = \tau_{-1} / \tau_w,$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — соответственно пределы выносливости образца при растяжении и срезе.

Полный запас определяют как:

$$N_{-1} = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / (n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)^{0.5}. \quad (3)$$

Достоверность учета концентрации напряжений с использованием табличных значений в справочных материалах, особенно в зонах, где одновременно находятся несколько концентраторов (например, шлицы вала, отверстия и галтель на валу и др.), при расчетах в одномерной постановке неочевидна. Более надежные результаты могут быть получены в расчетах напряженно-деформированного состояния в трехмерной постановке с использованием МКЭ. Более того, зачастую максимумы нормальных и касательных напряжений оказываются в разных точках одного опасного сечения или вообще в разных близко расположенных друг к другу сечениях. Нахождение полного запаса прочности в этом случае оказывается некорректным. При определении НДС вала в трехмерной постановке к симметричному циклу по аналогии с (1) приводятся аналогичные рассчитанные МКЭ компоненты тензоров амплитудных составляющих циклических напряжений и рассчитанные аналитически компоненты постоянных напряжений в наиболее нагруженных точках вала для каждого режима из спектра полетных нагрузок [1].

Тензор напряжений в точке при действии переменных нагрузок:

$$T_{\sigma a} = \begin{vmatrix} \sigma_{xa} & \tau_{xya} & \tau_{xza} \\ \tau_{yxa} & \sigma_{ya} & \tau_{yz} \\ \tau_{zxa} & \tau_{zya} & \sigma_{za} \end{vmatrix}$$

Тензор напряжений в точке при действии постоянных нагрузок:

$$T_{\sigma m} = \begin{vmatrix} \sigma_{xm} & \tau_{xym} & \tau_{xzm} \\ \tau_{yxm} & \sigma_{ym} & \tau_{yzm} \\ \tau_{zxm} & \tau_{zym} & \sigma_{zm} \end{vmatrix} \quad (4)$$

Преобразование, аналогичное (1) в этом случае имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{xw} &= \sigma_{xa} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_{xm} & \tau_{xyw} &= \tau_{xya} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_{x} \\ \sigma_{yw} &= \sigma_{ya} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_{ym} & \tau_{xzw} &= \tau_{xza} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_{xzm} \\ \sigma_{zw} &= \sigma_{za} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_{zm} & \tau_{yzw} &= \tau_{yza} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_{yzm} \end{aligned} \quad (5)$$

где: Ψ_{σ} — для легированных высокопрочных сталей коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для нормальных напряжений [1]; Ψ_{τ} — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла для касательных напряжений [1].

При определении компонентов тензора переменных напряжений в зависимости (4) следует учитывать чувствительность материала к асимметрии цикла, масштабный фактор и состояние поверхности.

В результате приведения получился тензор приведенных напряжений для каждого режима из спектра:

$$T_{\sigma w} = \begin{vmatrix} \sigma_{xw} & \tau_{xyw} & \tau_{xzw} \\ \tau_{yxw} & \sigma_{yw} & \tau_{yzw} \\ \tau_{zxw} & \tau_{zyw} & \sigma_{zw} \end{vmatrix} \quad (6)$$

При наличии вычисленных компонентов тензора приведенных напряжений можно определить интенсивность касательных и нормальных амплитудных напряжений для симметричного цикла при каждом режиме из спектра полетных нагрузок [4]:

$$\tau_i = \sqrt{\frac{(\sigma_{xw} - \sigma_{yw})^2 + (\sigma_{yw} - \sigma_{zw})^2 + (\sigma_{zw} - \sigma_{xw})^2}{6}} + \tau_{xyw}^2 + \tau_{yzw}^2 + \tau_{xzw}^2, \quad (7)$$

$$\sigma_i = \sqrt{3} \cdot \tau_i.$$

Для определения эквивалента интенсивности касательных напряжений, учитывающего весь спектр нагружения вала, можно воспользоваться линейным суммированием усталостных повреждений по зависимости [2]:

$$(\tau_v)_{\text{пр}} = \left(\sum_{i=1}^n (\tau_i^m N_i) / N_0 \right)^{1/m}, \quad (8)$$

где: N_0 — число циклов, соответствующее точке перегиба кривой усталости; m — показатель кривой усталости для левой ветви при расчетах усталостной прочности валов винтов [3]; N_i — общее число циклов нагружений при напряжении τ_i ; i — номер ступени нагружения; n — общее число режимов нагружения.

Вид зависимости для эквивалента интенсивности нормальных напряжений аналогичен (8). Полученное значение интенсивности нормального напряжения, учитывающее спектр полетных нагрузок, можно использовать при определении запаса усталостной прочности вала:

$$n-1 = \sigma_{-1} / (\sigma_v)_{\text{пр}}, \quad (9)$$

где σ_{-1} — предел выносливости.

При работе вал винта за один оборот испытывает однократное воздействие изгибающего момента и v -кратное воздействие переменной составляющей крутящего момента, где v , например, число лопастей несущего винта. Это приводит к повышенной повреждаемости вала. При действии изгибающего момента касательные напряжения на поверхности вала отсутствуют. Возникновение касательных напряжений в точках на наружных поверхностях вала в основном связано с действием крутящего момента, имеющего постоянную и переменную составляющую, действующую с повышенной частотой по отношению к частоте вращения вала. Следовательно, необходимо учитывать дополнительное увеличение повреждаемости от действия касательных напряжений с частотой, превышающей частоту вращения вала. Используя зависимость (8) применительно к каждому режиму из спектра полетных нагрузок, и, полагая в ней $n = 1$ и $N_i / N_0 = v$, можно получить значение касательного напряжения, учитывающее повышенную повреждаемость от действия пульсаций крутящего момента с частотой в v раз превышающую частоту вращения вала:

$$\tau_{\text{поврежд}} = k \cdot \tau_{\text{расч}}, \quad (10)$$

где $\tau_{\text{расч}}$ — значение касательного напряжения, полученное расчетом в результате выполнения преобразования по зависимости (2); $k = v^{1/m}$ — коэффициент повышения повреждаемости; m — показатель степени кривой усталости;

Если число циклов нагружения на рассматриваемом режиме, увеличенное в v раз, не превышает базовое число, то m принимается равным показателю степени левого участка кривой усталости, а если число циклов нагружения на рассматриваемом режиме, увеличенное в v раз, превышает базовое число циклов, то m принимается равным показателю степени правого участка кривой усталости,

Зависимости (7) с учетом (10) принимают вид:

$$\sigma_i = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \cdot \tau_i, \quad (11)$$

$$\tau_i = \sqrt{\frac{(\sigma_{zw} - \sigma_{zw})^2 + (\sigma_{zw} - \sigma_{zw})^2 + (\sigma_{zw} - \sigma_{zw})^2}{2 \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2} + v \cdot 2/m \cdot (\tau_{zw}^2 + \tau_{zw}^2 + \tau_{zw}^2)}.$$

В полете валы несущих винтов вертолета нагружены крутящим и изгибающими моментами, а также продольными и поперечными силами. Для определения показателей надежности валов несущих винтов проводят усталостные испытания их отсеков, содержащих опасные зоны. При испытаниях отсеки валов с целью упрощения процесса испытаний и снижения затрат на создание, изготовление и эксплуатацию стендового оборудования нагружают только крутящим моментом, имеющим постоянную и переменную составляющие, что приводит к повреждаемости, аналогичной повреждаемости от действия эксплуатационных нагрузок. В качестве критерия нагруженности штатного вала при действии летных нагрузок и отсека вала при усталостных испытаниях предложено принимать интенсивность касательных напряжений согласно зависимости (11), а приведение к симметричному циклу компонентов тензоров напряжений от действия постоянных и амплитудных нагрузок предлагается осуществлять с помощью уравнения Одингга [3], представляющего собой зависимость между пределом усталости τ_w при симметричном цикле и предельными напряжениями при несимметричном цикле, среднее напряжение σ_m которого положительно:

$$\tau_w^2 = \tau_a^2 + \tau_a \cdot \tau_m, \quad (12)$$

Запас надежности предлагается определять следующим образом:

$$n_6 = \tau_{отсека} / (\tau_v)_{пр \text{ вала}}, \quad (13)$$

где: $(\tau_v)_{пр \text{ вала}}$ — эквивалент интенсивности касательных напряжений, учитывающий весь спектр нагружения вала в полете; $\tau_{отсека}$ — интенсивность касательных напряжений в критичной зоне отсека вала на режимах усталостного испытания.

Условие достаточности программных нагрузок при усталостных испытаниях отсека вала имеет вид

$$n_6 \geq [n_6], \quad (14)$$

где $[n_6]$ — допускаемое значение коэффициента надежности, который должен определяться на основе усталостных испытаний.

Предложенные выше подходы использованы при оценке усталостной прочности вала наружного несущего винта (ННВ) вертолета при заданном спектре полетных нагрузок, а также достаточности программных нагрузок для усталостных испытаний. На рис. 1 приведено распределение эквивалентных напряжений от действия переменных составляющих полетных нагрузок. На рисунках видны зоны возникновения максимальных напряжений. Выделено для рассмотрения три зоны: зона шлиц, галтель в месте установки подшипника 1 опоры и галтель в месте установки подшипника 3 опоры.

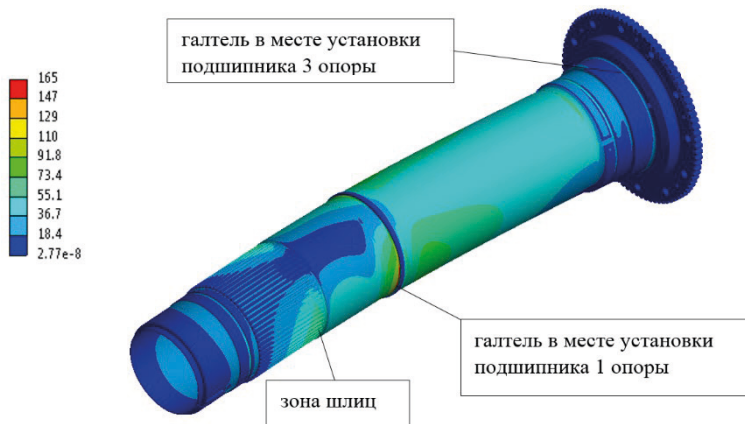


Рисунок 1. Эквивалентные напряжения (МПа) в валу ННВ при действии только переменных составляющих внешних нагрузок на наиболее тяжелом режиме

Для каждого режима из спектра нагрузок в упомянутых зонах выполнены МКЭ расчеты компонентов тензоров постоянных и амплитудных составляющих циклических напряжений, далее для режимов определены интенсивности нормальных напряжений и приведенная интенсивность нормальных напряжений, а также приведенные в таблице 1 запасы усталостной прочности для принятых расчетных зон.

Применительно к оценке достаточности программных нагрузок при проведении усталостных испытаний с целью подтверждения показателей надежности вала определялась приведенная для всех режимов интенсивность касательных напряжений для опасных зон штатного вала, полученная с использованием преобразования Одингга; также определялась интенсивность касательного напряжения для режимов испытания отсека, содержащего наиболее нагруженную зону шлицов штатного вала. Определен коэффициент надежности, равный отношению интенсивности касательных напряжений испытательного отсека и штатного вала. Его значение 1,48, превышает 1, что свидетельствует о достаточности программных нагрузок при проведении подтверждающих показатели надежности испытаний.

Запасы усталостной прочности в критичных зонах вала

Наименование критичной зоны вала	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Приведенная интенсивность нормальных напряжений (σ_v) _{пр} , МПа	Запас усталостной прочности N_{-1}	Нормируемое значение коэффициента запаса [7]
Зона шлицов	431	205	2,1	2.1
Галтель 2 опоры	733*	275	2,6	
Галтель 3 опоры	431	83	5,1	

Примечание: * В связи с дробеструйным наклепом этой зоны вала предел выносливости увеличен в 1.7 раза [3].

Выводы

- Предложены методики по определению запаса усталостной прочности вала несущего винта вертолета и по моделированию испытаний по подтверждению показателей надежности вала при заданном спектре полетных нагрузок в варианте использования МКЭ для определения НДС в трехмерной постановке, включающие в себя следующие особенности:
 - для оценки интенсивности нормальных напряжений на каждом режиме из спектра полетных нагрузок использован подход, основанный на приведении к симметричному циклу путем линейного преобразования над одноименными компонентами тензоров напряжений от действия постоянных и переменных нагрузок;
 - проведена модификация зависимости для определения интенсивности напряжения, позволяющая учитывать увеличение повреждаемости вала от действия пульсаций крутящего момента с частотой в ν раз превышающую частоту вращения вала;
 - учет спектра нагрузок реализован путем определения приведенной интенсивности напряжений, основанным на использовании параметров кривой усталости материала вала, с дальнейшим определением полного запаса усталостной прочности, как отношения предела выносливости при симметричном цикле к приведенной интенсивности нормального напряжения;
 - при моделировании усталостных испытаний вала интенсивность касательных напряжений каждого режима из спектра полетных нагрузок определялась после приведения сложного напряженного состояния к симметричному циклу путем преобразования по Одингу одноименных компонентов тензоров напряжений при действии постоянных и переменных нагрузок в критичных точках вала; интенсивность напряжений для режимов усталостных испытаний отсека вала определялась аналогичным образом;

- в качестве критерия достаточности программных нагрузок усталостных испытаний предложено сравнение приведенных интенсивностей касательных напряжений для отсека с учетом всех режимов усталостного испытания и для штатного вала с учетом спектра полетных нагрузок; отношение интенсивностей приведенных касательных напряжений, превышающее нормированное значение коэффициента надежности, является условием достаточности программных нагрузок для подтверждения показателей надежности штатного вала в процессе усталостных испытаний модельного отсека вала.
2. Приведенные методики могут быть использованы при исследовании усталостной прочности находящихся в условиях сложного напряженного состояния любых валов, содержащих комбинированные концентраторы любой сложности (шлицы с зоной выхода фрезы и находящейся рядом галтелью и т.п.). Они позволяют оперативно оценивать усталостную прочность вала при любых наборах режимов в спектрах нагрузок.

Литература

1. *Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иоселиевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
2. *Нормы прочности валов воздушных винтов ТВД.* Издание 2, ЦИАМ. М., 2005.
3. *Одинг И.Л.* Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1961.
4. *Прочность Устойчивость Колебания.* Справочник. Т. 1. М.: Машиностроение, 1968.

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ





Г. С. Васильев

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

ЭЛЕКТРОННЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ АВАРИЙНЫМ ДОЗИРОВАНИЕМ ТОПЛИВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ РД-93МА — ОТ МОДЕЛЕЙ К ИСПЫТАНИЯМ

Аннотация. Отражены основные этапы разработки и внедрения электронного алгоритма управления дозированием топлива в основную камеру сгорания двигателя РД-93МА для агрегата аварийного дозирования топлива ДДТ-59 (дозатор дополнительного топлива).

Введение

Двигатель РД-93МА предназначен для использования на однодвигательном самолете. В связи с этим в его САУ введен новый агрегат ДДТ-59 (ДДТ), предназначенный для управления расходом топлива G_T в основную камеру сгорания (КС) при отказе качающего узла насоса-регулятора НР-59МК (НР).

ДДТ состоит из следующих основных элементов: дозирующего крана (ДК), клапана постоянного перепада (КПП) на ДК, электрогидравлического усилителя (ЭГУ), индукционного датчика положения ДК, а также системы, обеспечивающей переключение между активным и пассивным режимами работы по электрической команде от блока автоматического регулирования и контроля БАРК-93МА (БАРК). Движение ДК обеспечивается ЭГУ в зависимости от тока управления (формируемого БАРК) за счет изменения расхода топлива в управляемую полость ДК.

В активном режиме НР отключается от КС и дозирование топлива осуществляет ДДТ. Источником недозированного топлива для ДДТ является плунжерный насос ПН-99 (ПН). В пассивном режиме расход топлива через ДК отсутствует (при этом управляемость положением ДК сохраняется), дозирование топлива в КС осуществляет НР.

После согласования гидравлической схемы агрегата с разработчиком-исполнителем была поставлена задача разработки и внедрения в БАРК алгоритма электронного управления двигателем с помощью ДДТ. Алгоритм должен быть сравнительно простым и должен обеспечивать выполнение программы дросселирования режима по углу установки РУД $\alpha_{руд}$, программы малого газа, программы приемистости, программ ограничения частот вращения компрессора и вентилятора n_K и n_B , а также программы ограничения температуры газа за турбиной вентилятора T_4^* .

Можно выделить следующие завершённые этапы решения поставленной задачи:

1. Построение скоростной характеристики ДК — зависимости скорости движения ДК $u_{\text{дк}}$ от тока управления j и давления за ПН $p_{\text{пн}}$ — по конструктивным данным от разработчика.
2. Выбор общей структуры алгоритма управления.
3. Синтез алгоритма управления положением ДК и его проверка.
4. Выбор программ управления.
5. Определение структуры и синтез регуляторов для работы ограничителей $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$.
6. Реализация и отладка алгоритма управления ДДТ в виде программного Си-кода в составе Си++ модели РД-93МА.
7. Оформление по п. 1–6 отчетного документа. Главный выход — алгоритм управления, представленный не в виде псевдокода, а в виде отлаженного на модели Си-кода с подробными комментариями.
8. Тестирование и отладка «боевого» Си-кода, включенного в Си-код БАРК, совместно с Си++ моделью РД-93МА.
9. Проверка скоростной характеристики ДДТ на стенде в составе двигателя РД-93МА.
10. Стендовая проверка работы алгоритма управления положением ДК, а также программ малого газа, дросселирования и приемистости.
11. Стендовая проверка работы ограничителей $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$.
12. Устранение раскачки параметров при работе на ограничителе T_4^* с применением модели РД-93МА.

Построение скоростной характеристики ДДТ

Основной характеристикой ДДТ является зависимость $u_{\text{дк}}(j)$ скорости движения ДК от тока управления. Разработчик-изготовитель не предоставил данную зависимость, однако она необходима для организации удовлетворительного управления. Характеристика построена с использованием принципиальной схемы ДДТ, эскиза ДК (для определения геометрических параметров ДК) и характеристики ЭГУ (зависимости расхода топлива на выходе ЭГУ от тока управления при номинальном перепаде давления) и имеет следующий вид:

$$u_{\text{дк}}(j) = \begin{cases} u_{\text{закр}0} \frac{(j - j_{\text{см}} + \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2})}{j_{\text{ном}}}, & j < j_{\text{см}} - \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2} \\ 0, & j_{\text{см}} - \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2} \leq j \leq j_{\text{см}} + \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2} \\ u_{\text{откр}0} \frac{(j - j_{\text{см}} - \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2})}{j_{\text{ном}}}, & j > j_{\text{см}} + \frac{\Delta_{\text{зн}}}{2} \end{cases} \quad (1)$$

где $\Delta_{\text{зн}}$ — ширина зоны нечувствительности (ЗН) ЭГУ; $j_{\text{см}}$ — центр зоны нечувствительности (или ток смещения нуля); $j_{\text{ном}}$ — номинальный ток управления, равный 20 мА; $u_{\text{закр}0}$ и $u_{\text{откр}0}$ — расчетные скорости движения ДК на закрытие и на открытие

соответственно. Величины $u_{\text{закр0}}$ и $u_{\text{откр0}}$ зависят от $p_{\text{пн}}$ и от режима работы ДДТ. При работе в активном режиме $p_{\text{пн}} = \text{const}$, поэтому $u_{\text{закр0}} = \text{const}$ и $u_{\text{откр0}} = \text{const}$, при этом анализ показал, что $u_{\text{откр0}}$ значительно превышает $u_{\text{закр0}}$. При работе в пассивном режиме $u_{\text{закр0}}$ и $u_{\text{откр0}}$ зависят от $p_{\text{пн}}$ и от режима работы двигателя.

Общая структура алгоритма управления

В выбранной структуре алгоритма управления существует контур управления положением ДК (АУДК), работающий как следящая система. Существует также внешний контур, формирующий требуемый расход топлива для АУДК на следующем такте работы БАРК (учитывая, что между расходом и положением ДК имеется однозначная связь — расходная характеристика ДК). Каждая программа управления формирует свой требуемый расход, затем производится их селектирование по минимуму и максимуму, и выбранное значение расхода передается в АУДК.

Схематичное изображение структуры управления ДДТ приведено на рис. 1.

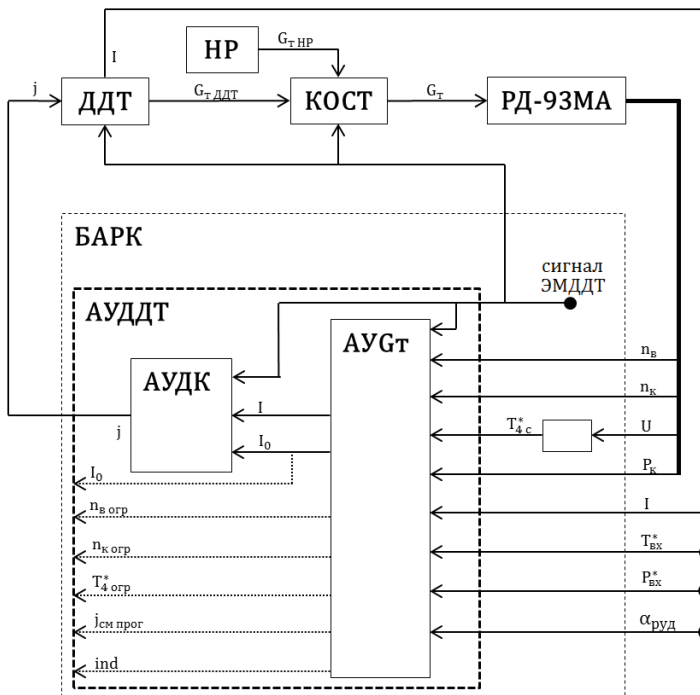


Рисунок 1. Структура системы управления агрегатом ДДТ-59:

АУДДТ — алгоритм управления агрегатом ДДТ-59; АУДК — алгоритм управления положением ДК; АУГТ — алгоритм управления расходом топлива

Синтез алгоритма управления положением ДК

Структурная схема системы управления положением I ДК представлена на рис. 2. Система управления состоит из регулятора, вычисляющего ток управления по ошибке управления, и компенсатора тока смещения, вычисляющего программное значение тока смещения нуля агрегата.

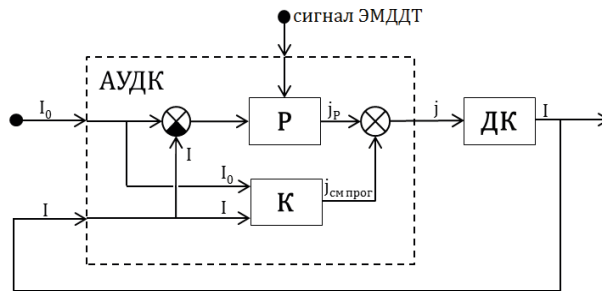


Рисунок 2. Структура системы управления дозирующим краном агрегата ДДТ-59: АУДК — алгоритм управления положением ДК; Р — регулятор; К — компенсатор

Регулятор положения ДК вначале синтезирован для линеаризованной непрерывной модели ДК. ДК представляет собой интегральное звено, поэтому использование в цепи обратной связи пропорционального звена со стремящимся к $+\infty$ коэффициентом передачи дает идеальную следящую систему. На линеаризованной дискретной модели проведен выбор конечного коэффициента передачи, приводящего к точному регулированию, проведена оценка устойчивости регулятора. С использованием [1] проведен учет нелинейности характеристики ДК (наличие ЗН, различные скорости движения ДК на открытие и закрытие) и сформирован окончательный вид регулятора:

$$j(I_0 - I) = \begin{cases} j_{\text{см прог}} - \frac{\Delta_{\text{зн прог}}}{2} + K_{\text{Р закр}}(I_0 - I), & I_0 - I \leq 0 \\ j_{\text{см прог}} + \frac{\Delta_{\text{зн прог}}}{2} + K_{\text{Р откр}}(I_0 - I), & I_0 - I > 0 \end{cases} \quad (2)$$

где I_0 — требуемое положение ДК, $j_{\text{см прог}}$ — программное значение тока смещения нуля, $K_{\text{Р закр}} = j_{\text{ном}} / (u_{\text{закр}0} \tau_{\text{БАРК}})$, $K_{\text{Р откр}} = j_{\text{ном}} / (u_{\text{откр}0} \tau_{\text{БАРК}})$ — коэффициенты передачи, $\tau_{\text{БАРК}}$ — длительность такта работы БАРК. Коэффициенты $K_{\text{Р закр}}$ и $K_{\text{Р откр}}$ различны для пассивного и активного режимов работы ДДТ.

В характеристике (1) величина $j_{\text{см}}$, вообще говоря, может изменяться в зависимости от условий эксплуатации агрегата (допустимые границы изменения — по ТУ на ЭГУ). Неучтенное же изменение $j_{\text{см}}$ приведет к появлению статической ошибки положения ДК. Во избежание этого эффекта в алгоритм управления введен компенсатор

сатор тока смещения, формирующий значение $j_{см\ прог}$ по предложенному в [1] методу.

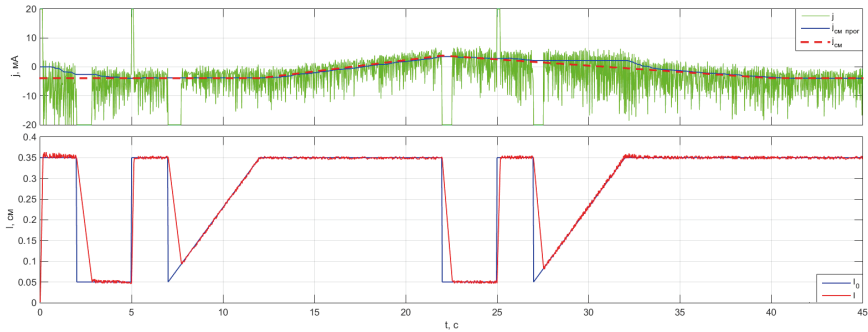


Рисунок 3. Моделирование процесса управления положением ДК ДДТ

Рисунок 3 иллюстрирует качество работы регулятора и компенсатора на модели ДДТ, построенной по выражению (1) (в канал измерения внесены случайные помехи, задан процесс изменения $j_{см}$).

Выбор программ управления

1. Программа малого газа

Для упрощения алгоритма управления в рамках аварийной системы за программу малого газа принята программа минимального расхода $G_{мин.р.}(P_{вх}^*)$, реализуемая на основной системе в НР. Программа $G_{мин.р.}(P_{вх}^*)$ обеспечивает устойчивую работу двигателя, при этом не требует использования регулятора n_k .

2. Программа дроссельных режимов по $\alpha_{руд}$

Исходя из той же логики упрощения алгоритма в рамках аварийной системы, программа дроссельных режимов определяется как зависимость расхода топлива от $\alpha_{руд}$; при значении $\alpha_{руд}$ ниже малого газа G_T соответствует программе $G_{мин.р.}$, при значении $\alpha_{руд}$ выше максимального режима G_T соответствует максимальному расходу от ДДТ (ДК на максимальном упоре), для промежуточных значений используется линейная интерполяция. Программа также не требует использования регулятора n_k или какого-либо другого физического параметра двигателя.

3. Программа приемистости

Для обеспечения газодинамической устойчивости компрессора, а также для исключения ситуации резкого скачка расхода топлива в КС в момент заполнения второго топливного коллектора введена программа приемистости (или программа огра-

ничения максимального расхода). Программа имеет следующую распространенную форму (аналогичную гидромеханической программе приемистости в НР, а также программам приемистости других двигателей):

$$G_{\text{ТАП}}(P_{\text{к}}, n_{\text{к}}, n_{\text{к пр}}) = k_{\text{АП}} P_{\text{к}} n_{\text{к}} f(n_{\text{к пр}}); \quad (3)$$

зависимость $f(n_{\text{к пр}})$ определена из экспериментальной дроссельной характеристики двигателя так, что при $k_{\text{АП}} = 1$ значение $G_{\text{ТАП}}$ будет соответствовать расходу топлива на установившемся режиме работы двигателя в заданных условиях. Поэтому значение $k_{\text{АП}}$ выбирается в диапазоне от $\sim 1,2$ до $\sim 1,6$.

4. Программы ограничения $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$

Для ограничения $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$ используются существующие программы учебного режима основной системы. При работе ДДТ в пассивном режиме, по причине отсутствия обратной связи, данные программы исключаются из работы.

Ограничители $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$

Для реализации программ ограничения $n_{\text{к}}, n_{\text{в}}, T_4^*$ в алгоритме управления используются регуляторы следующего вида:

$$\dot{G}_{\text{т}} = K_{\text{п у}}(y - y_{\text{орп}}) + K_{\text{д у}}(\dot{y})_{\text{ф}}, \quad (4)$$

где y — регулируемый параметр ($y \in n_{\text{к}} \setminus n_{\text{в}} \setminus T_4^*$), $(\dot{y})_{\text{ф}}$ — фильтрованная производная от y , $K_{\text{п у}}$ и $K_{\text{д у}}$ — пропорциональный и дифференциальный коэффициенты регулятора. Данный вид регулятора не имеет интегрального звена и при этом обладает астатизмом (т.е. обеспечивает точное регулирование независимо от изменения внешних условий). Для дискретной системы регулирования для реализации в алгоритме БАРК выражение (4) преобразуется в следующее:

$$G_{\text{т } i+1} = G_{\text{т } i} + \tau_{\text{БАРК}} \cdot (K_{\text{п у}}(y_i - y_{\text{орп}}) + K_{\text{д у}}(\dot{y})_{\text{ф } i}), \quad (5)$$

где i — номер текущего такта работы БАРК во времени.

Выбор коэффициентов регуляторов осуществлен с использованием линейной модели двигателя в статической точке, приблизительно соответствующей значениям программ ограничения (линейная модель получена из поузловой модели РД-93МА). Линейная система уравнений динамики двигателя была замкнута уравнением регулятора (4) и преобразована к нормальной однородной системе дифференциальных уравнений [2]. Выбор коэффициентов регуляторов осуществлен путем эмпирического анализа собственных чисел системы (аналогичный подход применен в [3]).

Введена также коррекция коэффициентов по условиям полета, обеспечивающая неизменность системы уравнений для приведенных параметров.

Было принято неверное допущение о корректности использования истинной температуры T_4^* без учета процесса получения синтезированной температуры $T_{4 \text{ синт}}^*$

по показаниям термпары в БАРК. Поэтому полученный в результате анализа коэффициент $K_{п Т_4^*}$ в регуляторе T_4^* оказался неустойчивым (в регуляторе T_4^* дифференциальный коэффициент не имеет смысла, $K_{п Т_4^*} \equiv 0$). Его выбор осуществлен эмпирически с использованием паузловой модели двигателя.

Реализация и отладка алгоритма управления ДДТ

С условно «классической» точки зрения, после завершения вышеизложенных этапов построения алгоритма управления следовало бы ограничиться выпуском документа с описанием алгоритма управления ДК, программ управления и работы ограничителей на уровне текста, формул, таблиц, логических построений и т.п. и передачей его программистам для реализации в коде БАРК. Затем, после его первичной проверки «на пульте», начать отладочные испытания.

Такой подход имеет очевидные риски и недостатки, в том числе возможность вольной трактовки алгоритма при написании кода и неудобство и опасность поиска ошибок непосредственно за счет испытаний на двигателе.

Широкое применение модели двигателя РД-93МА (многофункциональная модель на Си++, подробнее о семействе Си++ моделей двигателей в [3]) позволило использовать более надежный и менее затратный подход.

Алгоритм управления ДДТ был реализован непосредственно на языке Си, упор сделан на структурированность и читаемость кода, числа с плавающей точкой использованы повсеместно. Код был включен в Си++ модель РД-93МА и агрегата ДДТ, за счет чего проведена работа по его тестированию и отладке. «Боевой» Си-код для встраивания в существующий код БАРК создан программистом на его основе с учетом особенностей реализации БАРК (с переводом переменных в целые числа). Такой подход значительно снизил количество неопределенностей и вольностей трактовки исходного алгоритма.

Полученный «боевой» код БАРК совместно с остальным кодом БАРК высокого уровня был включен в Си++ модель РД-93МА и протестирован. Был найден и устранен ряд ошибок, как связанных с опечатками и т.п., так и с переполнением разрядов переменных. На их поиск без прохождения данного этапа пришлось бы, скорее всего, потратить несравнимо больше усилий.

Испытания

1. Проверка скоростной характеристики ДДТ

После установки первого образца ДДТ на двигатель в первую очередь была проведена проверка скоростной характеристики ДК с помощью подачи постоянного тока управления в пассивном режиме (в активном режиме подобная проверка очевидно неприемлема). На нескольких режимах, начиная с малого газа, была проведена пере-кладка ДК от минимального упора до максимального и обратно за счет релейного

переключения тока управления с -20 мА до $+20$ мА и обратно. Также была определена величина $j_{см}$.

Сравнение расчетных и экспериментальных скоростей перекладки ДК показало их совпадение с точностью до множителя $1,4-1,45 (\approx \sqrt{2})$. Этот факт говорит о двукратном превышении предоставленной разработчиком величины номинального перепада давлений на ЭГУ фактического значения. В связи с этим коэффициенты в регуляторе положения ДК были скорректированы (разделены на $1,45$).

Совпадение расчетной и экспериментальной характеристик ДДТ в пассивном режиме косвенно подтвердило правильность построения расчетной характеристики для активного режима.

2. Проверка алгоритма управления ДК и программ дросселирования, малого газа и приемистости

Первая же проверка работы алгоритма управления ДДТ в пассивном режиме управления ДДТ показала правильную работу АУДК, а также выполнение программ дросселирования и малого газа (через анализ требуемого расхода топлива). Затем было выполнено включение активного режима. Произошедшее в момент включения изменение коэффициентов регулятора положения ДК, как и предполагалось, обеспечило сохранение нормальной управляемости ДК (см. рис. 4). Однако данный эксперимент выявил недостаток программы приемистости, не дававшей возможности для повышения режима при старте с малого газа. После этого зависимость $f(n_{к пр})$ в выражении (3) была переделана в соответствии с экспериментальной статической характеристикой (изначально она была взята из ТЗ на НР), что обеспечило нормальную работу.

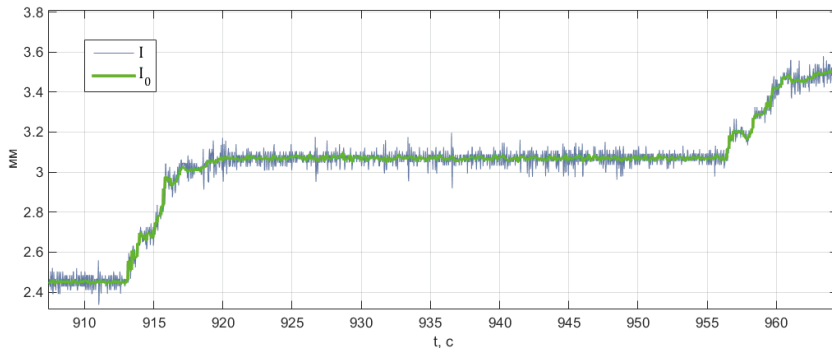


Рисунок 4. Экспериментальный процесс регулирования положения ДК при работе в активном режиме

3. Проверка работы ограничителей n_k , n_b , T_4^*

Максимальный расход топлива, который способен дать ДДТ в КС, составляет около 2000 кг/ч. Расход же, необходимый для выхода на максимальный режим в земных условиях, превышает 4000 кг/ч. Поэтому проверка работы ограничителей на стенде в земных условиях с использованием выбранных программ ограничения невозможна. В связи с этим проверка работы ограничителей проведена на сниженных значениях программ ограничения, для выполнения которых требуется расход топлива на 100–200 кг/ч ниже максимального расхода от ДДТ.

На рис. 5 приведен процесс работы на ограничителе n_k в первом эксперименте. Качество процесса вполне приемлемо, особенно для аварийной системы. Частота возникающих колебаний составляет чуть менее 2 Гц, амплитуда не превышает 0,1%. Поддержание частоты можно считать точным. При работе на ограничителе n_b частота колебаний такая же, но амплитуда доходит до 0,3%.

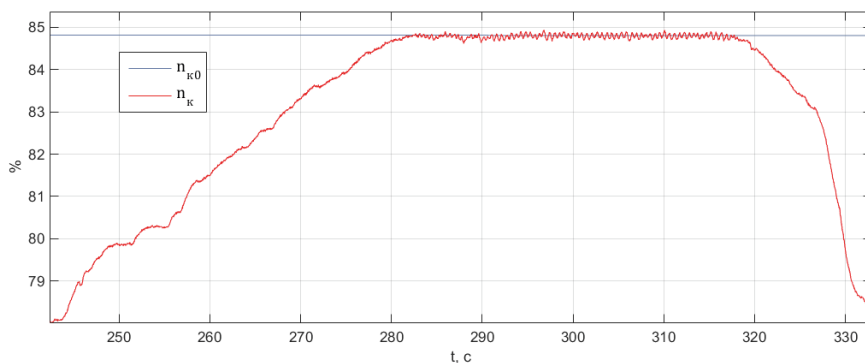


Рисунок 5. Работа на ограничителе n_k . Исходная настройка АУДК

При работе на ограничителе T_4^* возникли колебания частотой около 1,5 Гц и амплитудой до 50 К (рис. 6). При этом амплитуда колебаний n_k и n_b доходила до значений 0,35% и 0,6% соответственно. Такая работа ограничителя является неудовлетворительной. При этом частота и характер колебаний на всех ограничителях вызвали интуитивную догадку о том, что их причина лежит не в регуляторах (5), а в регуляторе положения ДК. Дальнейшие действия это подтвердили.

Оперативно нормализовать работу ограничителя T_4^* удалось благодаря применению модели РД-93МА. На модели была воссоздана ситуация колебаний — для этого достаточно было снизить ширину зоны нечувствительности ДДТ (до нуля). Частота полученных колебаний составила также около 1,5 Гц, амплитуда — до 40 К. Для подавления колебаний оказалось достаточно обнулить номинальное значение ширины ЗН в регуляторе ДК. Уменьшение скорости работы компенсатора тока смещения способствовало их полному исчезновению.

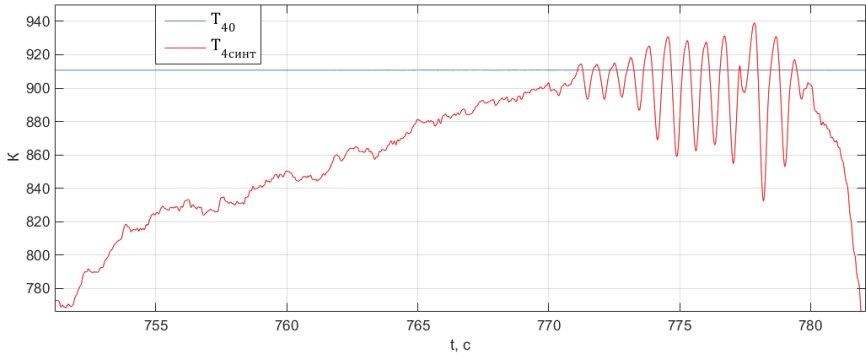


Рисунок 6. Работа на ограничителе T_4^* . Исходная настройка АУДК

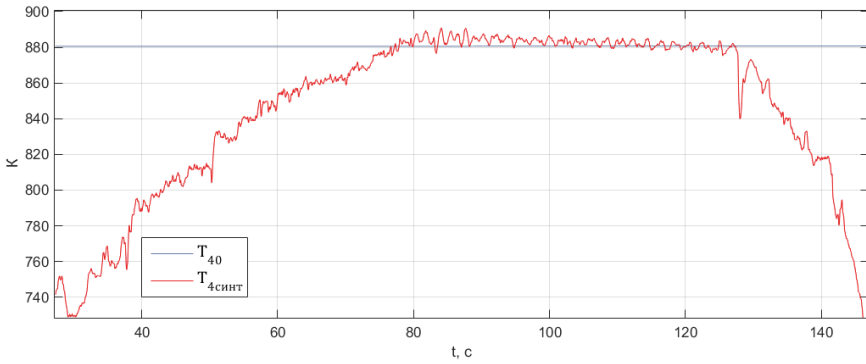


Рисунок 7. Работа на ограничителе T_4^* после коррекции настройки АУДК

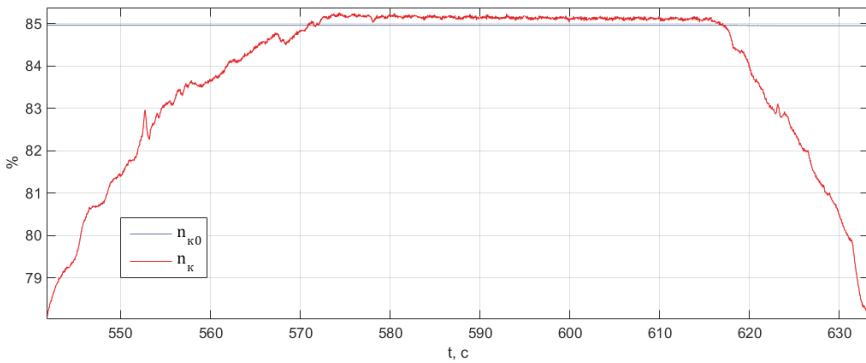


Рисунок 8. Работа на ограничителе n_k после коррекции настройки АУДК

После коррекции настройки АУДК по результатам моделирования эксперимент показал нормальную для аварийной системы работу ограничителя T_4^* (рис. 7). Таким образом, основная причина колебаний была в превышении предполагаемой ширины ЗН фактического значения.

Коррекция настройки АУДК привела к полному исчезновению колебаний при работе на ограничителе n_k (рис. 8), но также и к появлению статической ошибки, связанной с наличием ЗН агрегата при отсутствии ее компенсации. Для ограничителя n_p картина аналогичная. При этом ошибка не превышает 0,2%, что вполне приемлемо для аварийной системы.

Таким образом, настройку алгоритма управления можно считать удовлетворительной, с возможностью дальнейшего улучшения и анализа. Использование модели двигателя способно значительно облегчить процесс настройки.

Заключение

На пути к решению задачи разработки и внедрения алгоритма электронного управления двигателем РД-93МА на аварийной системе используется подход, характеризующийся широким применением математических моделей и инструментов программирования. Это позволило осуществить довольно эффективный переход от алгоритма «на бумаге» к его применению на реальном двигателе. На данном этапе основная часть разработки и внедрения алгоритма завершена, продолжается экспериментальная работа на стенде. Предстоит дальнейшая работа по испытаниям в термобарокамере, летные испытания. Но уже сейчас можно констатировать, что выбранный подход «от моделей к испытаниям» оказался успешным, как и выбранные принципы работы созданного алгоритма управления.

Литература

1. Пушкарёв А.Д., Конашков С.А., Крылов А.П., Рабец Е.В. Адаптивное управление в канале формирования расхода топлива для гидромеханических агрегатов с нестационарной нелинейностью // Климовские чтения — 2020. Перспективные направления развития авиадвигателестроения: сборник статей научно-технической конференции. СПб: Скифия-принт, 2020. 344 с.
2. Основы теории непрерывных и дискретных систем регулирования: учеб. пособие. 5-е изд., перераб. и доп. / А.С. Востриков, Г.А. Французова, Е.Б. Гаврилов. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008. 476 с.
3. 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.

Г. С. Васильев, А. А. Ефимов

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

МОДИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ АЛГОРИТМОВ ЗАЩИТЫ ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ОТ РАСКРУТКИ ТУРБИН

Аннотация. В работе предложены надежные программы для автомата защиты турбины от раскрутки, работающего по условию фиксации недопустимой величины углового ускорения ротора (для свободной турбины — ротора свободной турбины, для турбины компрессора — ротора компрессора). Анализ эффективности предложенных программ проведен на примере двигателя ВК-650В с использованием его нелинейной динамической модели.

Введение

Ситуация разрыва связи турбины с нагрузкой является крайне опасной из-за возможности раскрутки турбины до разрушающей частоты. Максимально снизить степень раскрутки может моментальное прекращение подачи топлива в камеру сгорания в момент разрушения связи. Однако встает практический вопрос о способе обнаружения факта разрыва. Зачастую в алгоритмах защиты турбин от раскрутки для этого используется условие превышения частоты вращения турбины определенного высокого значения. Имеется также иной способ обнаружения факта разрыва: так как величина углового ускорения турбины сразу после разрыва должна довольно весомо отличаться от возможных штатных ускорений, появление данного ускорения может служить сигнализатором разрыва связи с нагрузкой. Этот способ уменьшит время обнаружения разрыва и тем самым снизит максимальную частоту раскрутки турбины.

Штатные алгоритмы защиты

В настоящий момент ведутся работы по созданию перспективного двигателя ВК-650В, поэтому алгоритмы защиты рассмотрены на его примере. Согласно техническому заданию на блок автоматического регулирования и контроля (БАРК) для двигателя ВК-650В, БАРК должен сформировать сигнал «Останов по срабатыванию АЗСТ» и включить циклограмму аварийного останова при выполнении хотя бы одного из следующих условий: величина частоты вращения ротора свободной турбины по обоим каналам измерения $n_{ст1} \geq (118 \pm 1)\%$ и $n_{ст2} \geq (118 \pm 1)\%$ или величина разницы между частотами вращения ротора свободной турбины и несущего винта по обоим каналам измерения $\Delta n_{ст1} = (n_{ст1} - n_{нв}) > (5^{+1})\%$ и $\Delta n_{ст2} = (n_{ст2} - n_{нв}) > (5^{+1})\%$

при величине частоты вращения $n_{ст} \geq (108 \pm 1)\%$. Специальная защита турбины компрессора от раскрутки не предусматривается. При разрыве кинематической связи между турбиной компрессора и компрессором начнется быстрое снижение частоты вращения компрессора и давления за компрессором, это приведет к быстрому снижению программы ограничения максимального расхода $G_{т max} = n_{к} P_{к} f(n_{к пр})$, что вызовет снижение расхода топлива до значения по программе минимального расхода $G_{т min}$. При достижении значения $n_{к}$ около 20% расход топлива начнет уменьшаться за счет снижения производительности топливного насоса вплоть до прекращения подачи топлива.

Согласно результатам расчета динамики двигателя при срабатывании автоматической защиты свободной турбины по условию $n_{ст} \delta 119\%$, максимальная частота вращения ротора свободной турбины составляет 137,1%. По условию $n_{ст} \delta 109\%$, максимальная частота вращения ротора свободной турбины составляет 129,7%.

Результат расчета динамики двигателя в случае разрыва кинематической связи между компрессором и турбиной компрессора при отсутствии автомата защиты турбины компрессора показывает, что максимальная частота вращения турбины компрессора составляет 183,4%.

Для расчетов состояния двигателя ВК-650В использовалась поузловая газодинамическая модель двигателя [1]. Расчеты проведены для наиболее высокого из возможных режимов, мощностью на выводном валу свободной турбины 750 л. с. [2].

Построение программы автомата защиты свободной турбины от раскрутки для условия срабатывания по повышенной производной

Для построения алгоритма защиты свободной турбины от раскрутки на основе фиксации недопустимого ускорения критически важно выбрать программное значение $\dot{n}_{АЗСТ}$, исключающее ложное срабатывание защиты.

Запишем основное уравнение вращательного движения для ротора свободной турбины в системе двухдвигательной силовой установки вертолета и выразим производную частоты вращения ротора свободной турбины (в размерности $[\%/с^2]$):

$$\dot{n}_{ст} = \frac{(N_{ст} - N_{нс})}{4\pi^2 \cdot \bar{n}_{ст расч}^2 \cdot n_{ст} \cdot (2 \cdot (J_{ст} + J_{др пр}) + J_{нс пр})}, \quad (1)$$

где $N_{ст}$ — мощность, вырабатываемая свободной турбиной, Вт; $N_{нс}$ — мощность, вырабатываемая несущей системой, Вт; $\bar{n}_{ст расч}$ — расчетная частота вращения ротора свободной турбины, об/с; $J_{ст}$ — момент инерции ротора свободной турбины, кг·м²; $J_{др пр}$ — приведенный к ротору свободной турбины момент инерции шестерен двигательного редуктора, кг·м²; $J_{нс пр}$ — приведенный к ротору свободной турбины момент инерции вращающихся масс несущей системы, кг·м².

В статическом режиме работы, производимые свободными турбинами двигателя мощности, равны мощности, производимой несущей системой, при этом

$\dot{n}_{\text{CT}} = 0 \text{ \%}/\text{с}$. Проведем верхнюю оценку максимально возможной величины \dot{n}_{CT} при штатной работе силовой установки вертолета. Максимально возможная мощность, производимая НС вертолета, составляет 1300 л. с. (два двигателя на режиме «Взл» по 650 л. с.). Рассмотрим абстрактную ситуацию моментального снятия всей нагрузки на несущую систему со стороны газодинамических сил (т.е. при установке лопастей «идеального несущего винта» в положение, соответствующее нулевому углу атаки). В этом случае вся вырабатываемая двигателями мощность моментально начнет уходить на раскручивание всех вращающихся масс несущей системы и роторов турбин, и их вращательные ускорения приобретут наибольшее возможное значение. Для определения наибольшего ускорения свободной турбины в формуле (1) примем $N_{\text{CT HC}} = 0 \text{ л. с.}$ и $N_{\text{CT}} = 1300 \text{ л. с.}$ ($9,562 \cdot 10^5 \text{ Вт}$). Получим искомую оценку величины $\dot{n}_{\text{CT}} = 26[\%/с]/n_{\text{CT}}$.

Далее оценим производную, возникающую в момент разрыва связи между свободной турбиной и двигательным редуктором. На режиме «Взл» максимальная мощность на валу свободной турбины составляет 650 л. с. ($4,781 \cdot 10^5 \text{ Вт}$). При разрыве связи вся вырабатываемая свободной турбиной мощность уходит на раскручивание ротора свободной турбины. Получаем следующее значение ускорения: $\dot{n}_{\text{CT}} = 220[\%/с]/n_{\text{CT}}$.

Проведем анализ полученных выражений. При штатной работе двигателя на режиме «Взл» вращательное ускорение ротора свободной турбины не может превысить $26[\%/с]/n_{\text{CT}}$. Очевидно, для штатной работы на более низких режимах это ограничение тем более будет выполняться. Поэтому принятие программы АЗСТ $\dot{n}_{\text{АЗСТ}} = 26[\%/с]/n_{\text{CT}}$ не может привести к ложному срабатыванию АЗСТ (в случае идеального измерения n_{CT}). С другой стороны, при разрыве ротора свободной турбины на режиме «Взл» начальное вращательное ускорение ротора составит около $220[\%/с]/n_{\text{CT}}$. При более низких режимах, очевидно, эта величина будет снижаться пропорционально мощности двигателя. Мощность, при которой ускорение при разрыве упадет до $26[\%/с]/n_{\text{CT}}$, составляет 77 л. с. ($5,65 \cdot 10^4 \text{ Вт}$). Таким образом, автомат защиты, использующий программу $\dot{n}_{\text{АЗСТ}}$, не обеспечивает защиту турбины от раскрутки на режимах, где мощность менее 77 л. с. Однако эти режимы не представляют опасности с точки зрения раскрутки турбины по причине ее относительной слабости, наличия основных условий автомата защиты свободной турбины, а также по причине значительно меньшей вероятности разрыва.

В канале измерения n_{CT} при штатной работе датчиков возможно присутствие помех, вносящих погрешность в измерение производной. Если принять, что максимально возможная погрешность измерения n_{CT} , связанная с помехой, составляет $\pm 0,1\%$ от истинной величины (сильно избыточное значение, судя по опыту эксплуатации других двигателей), то при вычислении в электронном регуляторе двигателя \dot{n}_{CT} по двум соседним во времени измерениям n_{CT} с частотой 40 Гц максимальная погрешность составит $\pm 8 \text{ \%}/\text{с}$. В связи с этим необходимо повышение программы $\dot{n}_{\text{АЗСТ}}$

на величину погрешности, а также, округлив значения, получим следующую программу: $\dot{n}_{\text{АЗСТ}} = \frac{30[\%/с]}{n_{\text{ст}}} + 10 [\%/с]$.

Для этой программы наиболее высоким режимом, при котором возможно несрабатывание условия $\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{АЗСТ}}$ при разрыве, является режим с истинным значением $\dot{n}_{\text{ст}}$, равным 48 %/с (при $n_{\text{ст}} = 1 = 100\%$). Для такого режима мощность на валу свободной турбины составляет 142 л. с. Несрабатывание условия $\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{АЗСТ}}$ на данном режиме (а значит, и на более низких режимах) абсолютно некритично.

Существует дополнительное потенциально опасное обстоятельство, при котором теоретически возможно ложное срабатывание автомата защиты свободной турбины по условию $\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{АЗСТ}}$. Это расцепленное состояние выводного вала двигателя и вертолетного редуктора, обусловленное наличием обгонной муфты. Такая ситуация возможна, например, при работе двигателя на режиме «малый газ» и поддержании программной частоты вращения несущих винтов соседним двигателем. В этом случае ситуация расцепки валов возникнет, если частота самоторможения турбины $n_{\text{ст торм}}$ ниже частоты вращения турбины соседнего двигателя. Тогда при снятии режима «малый газ» возможно повышение расхода топлива в камере сгорания, достаточное для выполнения условия $\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{АЗСТ}}$, что приведет к ложному срабатыванию автомата защиты свободной турбины.

Ситуация расцепления валов исключается при работе двигателя на режиме, где частота самоторможения свободной турбины $n_{\text{ст торм}}$ выше программной частоты вращения несущих винтов. Расчет показывает, что это выполняется уже на режиме «малый газ». Однако, учитывая ограниченную достоверность расчетных характеристик двигателя, необходимо проведение экспериментального поиска зависимости $n_{\text{ст торм пр}}(n_{\text{к пр}})$.

Таким образом, для дополнительной страховки от ложного срабатывания защиты предлагается следующее усложнение условия срабатывания автомата защиты свободной турбины по повышенной производной: $(\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{АЗСТ}}) \wedge (n_{\text{к пр}} > n_{\text{к АЗСТ пр}})$, где $n_{\text{к АЗСТ пр}}$ выбирается с использованием экспериментальной зависимости $n_{\text{ст торм пр}}(n_{\text{к пр}})$ из условия

$$n_{\text{ст торм пр}}(n_{\text{к пр}}) \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{ВХ}}^*}{T_0}} > n_{\text{ст прог макс}} + \Delta n_{\text{ст АЗСТ}}, \quad (2)$$

где $\Delta n_{\text{ст АЗСТ}}$ — поправка, учитывающая возможный заброс $n_{\text{ст}}$ в динамике (с избытком можно принять $\Delta n_{\text{ст АЗСТ}} = 5\%$).

Усложнение условия срабатывания защиты также гарантирует исключение ложного срабатывания автомата защиты свободной турбины на запуске.

На рис. 1 представлен результат расчета динамики двигателя при срабатывании автомата защиты свободной турбины по условию $\dot{n}_{\text{ст}} > \dot{n}_{\text{ст АЗСТ}}$. Максимальная частота вращения ротора турбины составляет 127,5%.

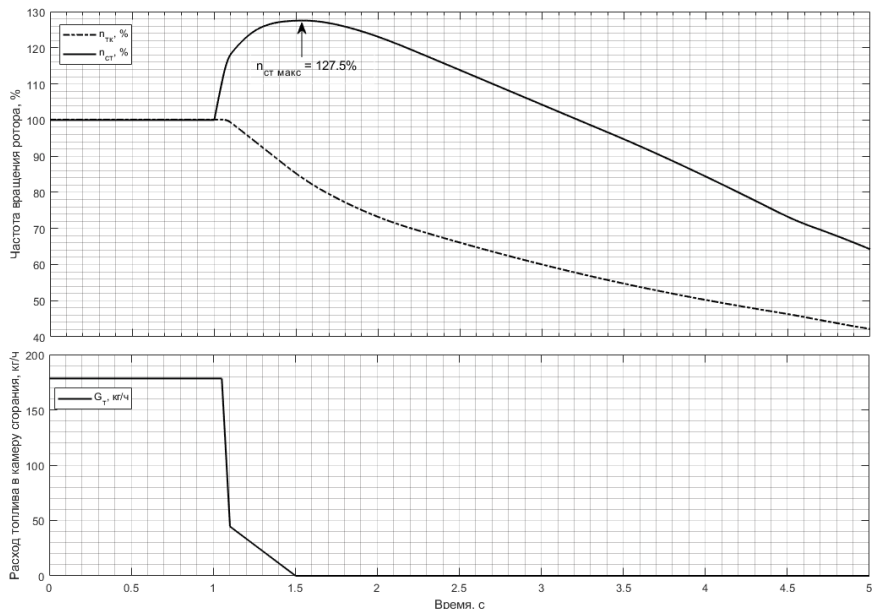


Рисунок 1. Расчет динамики роторов двигателя при срабатывании автомата защиты свободной турбины по условию $\dot{n}_{ст} > \dot{n}_{ст АЗСТ}$

Построение программы автомата защиты турбины компрессора от раскрутки

Согласно техническому заданию, алгоритм защиты турбины компрессора не предполагается. Проведенные расчеты показывают неприемлемую величину частоты вращения — более 180%, поэтому необходимо построение алгоритма защиты турбины компрессора от раскрутки. Введение автомата защиты турбины компрессора, срабатывающего по условию превышения частотой вращения турбины компрессора программного значения (или же по условию превышения вращательным ускорением турбины компрессора программного значения), невозможно из-за отсутствия датчика частоты вращения турбины компрессора.

С другой стороны, при разрыве связи скорость торможения ротора компрессора должна быть выше скорости торможения при останове. Поэтому рассмотрен вариант с наличием защиты, срабатывающего по условию $\dot{n}_к < \dot{n}_{АЗТК}$ падения вращательного ускорения ротора компрессора ниже некоторого программного значения $\dot{n}_{АЗТК}$ (отрицательного).

Так же, как с программным значением $\dot{n}_{АЗСТ}$, критически важно выбрать программное значение $\dot{n}_{АЗТК}$, исключающее ложное срабатывание защиты.

Предлагается выбрать программу $\dot{n}_{\text{АЗТК}}$, опираясь на приведенную характеристику останова двигателя $(\dot{n}_k)_{\text{пр}} = f_{\text{ост}}(n_{k\text{пр}})$, где $(\dot{n}_k)_{\text{пр}}$ — приведенная производная от величины n_k (следует отличать ее от обычной производной от приведенной частоты вращения \dot{n}_k). Величина $(\dot{n}_k)_{\text{пр}}$ определяется из уравнения динамики ротора турбокомпрессора для приведенных параметров:

$$(\dot{n}_k)_{\text{пр}} = \frac{(N_{\text{ТК пр}} - N_{\text{К пр}})}{4\pi^2 \cdot \bar{n}_{\text{ТК расч}}^2 \cdot n_{\text{К пр}} \cdot (J_{\text{ТК}} + J_{\text{К}})}, \quad (3)$$

где $N_{\text{ТК пр}}$ — приведенная мощность, вырабатываемая турбиной компрессора, Вт; $N_{\text{К пр}}$ — приведенная мощность, поглощаемая компрессором, Вт; $\bar{n}_{\text{ТК расч}}$ — расчетная частота вращения ротора ТК и ЦК, об/с; $J_{\text{К}}$ — момент инерции ротора компрессора, кг·м²; $J_{\text{ТК}}$ — момент инерции ротора турбины компрессора, кг·м².

Используя формулы приведения, выразим зависимость \dot{n}_k от n_k и от параметров воздуха $P_{\text{вх}}^*$ и $T_{\text{вх}}^*$ при останове:

$$\dot{n}_k = \frac{P_{\text{вх}}^*}{P_0} \cdot f_{\text{ост}} \left(n_k \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{вх}}^*}} \right), \quad (4)$$

где $P_{\text{вх}}^*$ — полное давление на входе в двигатель, кгс/см²; P_0 — стандартное давление 1,0332 кгс/см²; T_0 — стандартная температура 288,15 К; $T_{\text{вх}}^*$ — полная температура на входе в двигатель, К.

Зависимость (4) определяет минимально возможную величину \dot{n}_k , которая теоретически может быть достигнута при штатной работе двигателя и, следовательно, подходит для построения программы $\dot{n}_{\text{АЗТК}}$. Предлагается принять программу следующего вида:

$$\dot{n}_{\text{АЗТК}} = k_{\text{АЗТК}} \cdot \frac{P_{\text{вх}}^*}{P_0} \cdot f_{\text{ост}} \left(n_k \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{вх}}^*}} \right) - 10[\%/с], \quad (5)$$

где $k_{\text{АЗТК}} \approx 1,1$ — коэффициент запаса автомата защиты турбины компрессора, а вычитание 10[%/с] связано с компенсацией возможных помех (избыточной) по аналогии с программой $\dot{n}_{\text{АЗСТ}}$.

Для построения окончательной программы $\dot{n}_{\text{АЗТК}}$ расчетную характеристику $f_{\text{ост}}(n_{k\text{пр}})$ необходимо заменить на экспериментальную. Для этого необходимо вывести двигатель на максимально возможный режим по приведенным оборотам (этому способствует понижение температуры воздуха) и произвести полный останов двигателя. Затем из экспериментальной зависимости $\dot{n}_k(n_k)$ получить искомую зависимость.

Проведем анализ эффективности работы автомата защиты турбины компрессора при разрыве связи турбины компрессора и компрессора. Для этого на рис. 2 совместно с расчетной приведенной характеристикой останова $f_{\text{ост}}$ представлены предлагаемая программа защиты $\dot{n}_{\text{АЗТК}}$ и расчетная приведенная характеристика разрыва

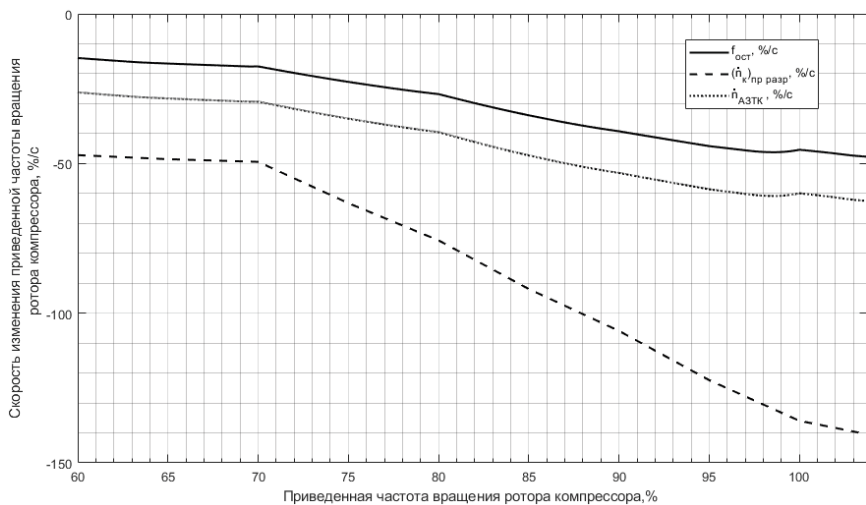


Рисунок 2. Расчетная приведенная характеристика останова $f_{ост'}$, предлагаемая программа $\dot{n}_{АЗТК}$ и приведенная характеристика разрыва ТК $(\dot{n}_k)_{пр}$ разр

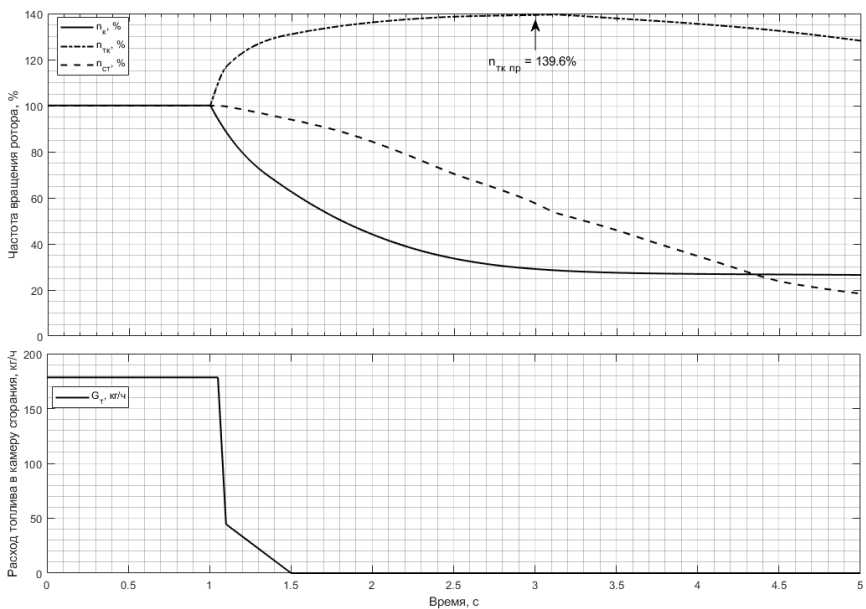


Рисунок 3. Расчет динамики роторов двигателя при разрыве ротора турбокомпрессора при срабатывании автомата защиты турбины компрессора по условию $\dot{n}_k < \dot{n}_{АЗТК}$

$(\dot{n}_k)_{\text{пр разр}}$, то есть зависимость вращательного ускорения ротора ЦК при разрыве от режима работы двигателя в момент разрыва. Для всего спектра рассматриваемых режимов работы (n_k пр от 60% до 103,8%) значение $(\dot{n}_k)_{\text{пр разр}}$ лежит значительно ниже программного значения $\dot{n}_{\text{АЗТК}}$. Это говорит о срабатывании автомата защиты турбины компрессора при разрыве связи турбины компрессора и компрессора практически во всех возможных случаях, при этом ложное срабатывание исключается.

На рис. 3 представлен результат расчета динамики двигателя в случае разрыва кинематической связи между компрессором и турбиной компрессора при срабатывании автомата защиты турбины компрессора по условию $\dot{n}_k < \dot{n}_{\text{АЗТК}}$. Максимальная частота вращения ТК составляет 139,6%.

Заключение

Алгоритмы защиты турбин от раскрутки по фиксации недопустимого ускорения роторов имеют большую эффективность по сравнению со штатными, так как быстрее идентифицируют факт разрыва связи турбины с нагрузкой. Разработанные программы для алгоритмов защиты исключают их ложное срабатывание.

Для двигателя ВК-650В максимальная частота вращения ротора свободной турбины при разрыве связи в случае срабатывания автомата защиты составляет 127,5% (на 9,6% и на 2,2% ниже величин при срабатывании штатных условий). В свою очередь, максимальная частота вращения ротора турбины компрессора при разрыве связи в случае срабатывания автомата защиты компрессора составляет 139,6% (на 43,8% ниже соответствующей величины при отсутствии активной защиты).

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.
2. Разработка турбовального газотурбинного двигателя (ГТД) со свободной турбиной для вертолета класса Ка-226Т, с возможностью модернизации разрабатываемого ГТД под иные типы летательных аппаратов: техническое задание № 19438 на опытно-конструкторскую работу. Шифр — «ГТД-500В».
3. Разработка электронного блока автоматического регулирования и контроля двигателя ВК-650В: техническое задание № 5В.608.0005-2019ТЗ на составную часть опытно-конструкторской работы. Шифр — «БАРК-5В».

А. Ю. Калемнев

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

С. А. Полозов

АО «НПП «Топаз», Москва
armok_m@mail.ru

КОНТРОЛЬ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ 1-ГО ТОПЛИВНОГО КОЛЛЕКТОРА ДВИГАТЕЛЯ РД-33МК В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ИНФОРМАЦИИ БОРТОВОГО РЕГИСТРАТОРА «КАРАТ-Б-29К»

Аннотация. В процессе эксплуатации самолетов МиГ-29К/КУБ имеют место случаи отказов двигателей РД-33МК по причине неисправности (разрушения) 1-го топливного коллектора, в индийских ВВС два случая привели к останову двигателей в полете (двигатели Т4210008 и Т4212010) и один случай — к незапуску двигателя в очередной полет (двигатель Т4208015). В бортовой системе контроля и диагностики (БАСК) и в наземной («Топаз-М»), выполняющей функции обработки и анализа параметрической информации бортового регистратора «Карат-Б-29К», алгоритмов, выявляющих эти неисправности, нет. В данной статье предлагается методика функционального анализа сигналов давления топлива в 1-м топливном коллекторе и расхода топлива двигателем с использованием регрессионных нелинейных математических моделей. При этом контроль является индивидуальным — для каждого отдельного контролируемого двигателя по его режимам работы формируются свои, индивидуальные и по структуре, и по коэффициентам, математические модели указанных сигналов, характеризующих состояние топливной системы.

В настоящее время контроль давления топлива в 1-м коллекторе двигателя РД-33МК в программном обеспечении БАРК-42 осуществляется путем формирования сигнала «Опасное давление топлива», выдаваемого согласно алгоритму

$$[P_{Т1}(t) > 75,0 \text{ кГ/см}^2] \vee [P_{Т1}(t) < 12,0 \text{ кГ/см}^2], \quad (1)$$

где $P_{Т1}(t)$ — измеряемый сигнал «Давление топлива в 1-м коллекторе форсунок основной камеры сгорания».

Этот сигнал подается на вход бортового устройства регистрации (БУР) «Карат-Б-29К» и записывается в БУР в виде разовой команды «Опасное давление топлива» соответствующего двигателя. В свою очередь, программа экспресс-анализа наземной системы обработки «Топаз-М» контролирует наличие указанной разовой команды в записи параметров и в случае ее обнаружения выдает соответствующее сообщение [1]. Причем такой подход справедлив при контроле топливной системы для всего парка эксплуатируемых двигателей.

Контроль параметра «Расход топлива левым (правым) двигателем» не предусмотрен руководством по технической эксплуатации (РТЭ) на двигатель РД-33МК [2]. Поэтому в программе экспресс-анализа наземной системы обработки «Топаз-М» контролируется только достоверность регистрации данного параметра, и по окончании обработки полетной информации выдаются максимальное и минимальное значения расхода топлива каждого из двигателей за полет [1].

Специалистами АО «Климов» были проведены исследования информации, зарегистрированной системой «Карат-Б-29К» в указанных выше аварийных полетах, а также в других случаях. В результате выполненных исследований была сформирована техническая справка по методике и алгоритмам оценки технического состояния 1-го топливного коллектора в процессе эксплуатации [3]. В данной технической справке был предложен алгоритм контроля давления топлива в 1-м коллекторе на основании подготовленной заранее математической модели

$$P_{T1_M} = f(t^*_{ВХ}, \alpha_{РУД}), \quad (2)$$

где P_{T1_M} — модельное значение давления топлива в 1-м коллекторе, $t^*_{ВХ}$ — зарегистрированное системой «Карат-Б-29К» значение температуры воздуха на входе в двигатель, $\alpha_{РУД}$ — зарегистрированное системой «Карат-Б-29К» значение положения рычага управления двигателем (РУД). В дальнейшем рекомендовано производить контроль путем сравнения зарегистрированного текущего значения давления топлива P_{T1} с соответствующим модельным значением.

В данной статье предлагается дальнейшее развитие предложенной в [3] методики, позволяющее выполнять индивидуальный контроль для топливной системы каждого двигателя, реализуемый для различных режимов и подрежимов работы двигателей путем формирования оптимальных по сложности математических регрессионных моделей, и определения индивидуальных допусковых границы в виде функциональных зависимостей от параметров работы авиационного двигателя. Такой подход получил патент Российской Федерации [4], прошел все необходимые виды государственных испытаний, реализован в программном обеспечении комплексов наземной обработки «Топаз-М» и используется во многих организациях, эксплуатирующих двигатели РД-33 различных модификаций, АЛ-31ФП и АИ-222-25.

Контроль параметра «Давление топлива в 1-м коллекторе» двигателя РД-33МК и параметра «Расход топлива» соответствующим двигателем на установившихся и квазиустановившихся режимах работы выполняется после его запуска и прогрева на режиме «Малый газ» в течение двух минут. В качестве основного аргумента в функциональной зависимости обоих параметров аналогично [3], несомненно, остается положение РУД ($\alpha_{РУД}$).

Понятно, что управление величиной давления топлива и расхода топлива авиационного двигателя зависит, как показано в [3], от температуры воздуха на входе в двигатель. Кроме того, следует учитывать и зависимость указанных контролируемых параметров от величины давления воздуха на входе в двигатель ($P^*_{ВХ}$). Для учета

температурного объемного расширения топлива в качестве очередного параметра в функциональной зависимости давления топлива и расхода топлива следует рассматривать температуру топлива ($t_{\text{топ}}$). Ряд законов управления двигателем учитывает величину статического давления атмосферного воздуха $P_{\text{атм}}$. Наиболее существенно это влияние при нахождении самолета в полете, т.к. в течение времени работы двигателя на земле атмосферное давление воздуха практически не изменяется.

Далее остановимся на понятии времени работы двигателя и о его влиянии на значения параметров давления и расхода топлива последнего. Под временем работы $t_{\text{дв}}$ двигателя понимается промежуток времени от начала запуска двигателя на земле до момента его выключения по окончании полета или наземного опробования. Для двигателя с нормальным состоянием топливной системы не должна наблюдаться какая-либо значимая зависимость уровня сигналов давления и расхода топлива на одних и тех же режимах от времени работы двигателя. И, наоборот, для двигателей с ухудшенным состоянием топливной системы такая зависимость вполне, но не всегда обязательно, может иметь место. Поэтому при контроле параметров давления и расхода топлива двигателя с целью оценивания возможных трендовых явлений в течение одного полета (цикла работы) следует учитывать зависимость этих сигналов от времени работы двигателя.

Таким образом, для контроля давления и расхода топлива сформированные математические модели будут представлять собой функциональные зависимости вида:

$$\begin{aligned} P_{\text{Т1_М}} &= f_{\text{ЗЕМ}}(\alpha_{\text{РУД}}, P^*_{\text{ВХ}}, t^*_{\text{ВХ}}, t_{\text{ТОП}}, t_{\text{РАБ_ДВ}}), \\ Q_{\text{ТОП_М}} &= h_{\text{ЗЕМ}}(\alpha_{\text{РУД}}, P^*_{\text{ВХ}}, t^*_{\text{ВХ}}, t_{\text{ТОП}}, t_{\text{РАБ_ДВ}}) \end{aligned} \quad (3)$$

при работе двигателя на земле и

$$\begin{aligned} P_{\text{Т1_М}} &= f_{\text{ПОЛ}}(\alpha_{\text{РУД}}, P^*_{\text{ВХ}}, t^*_{\text{ВХ}}, t_{\text{ТОП}}, P_{\text{АТМ}}, t_{\text{РАБ_ДВ}}), \\ Q_{\text{ТОП_М}} &= h_{\text{ПОЛ}}(\alpha_{\text{РУД}}, P^*_{\text{ВХ}}, t^*_{\text{ВХ}}, t_{\text{ТОП}}, P_{\text{АТМ}}, t_{\text{РАБ_ДВ}}) \end{aligned} \quad (4)$$

при работе двигателя в полете,

где $Q_{\text{ТОП_М}}$ — модельное значение расхода топлива двигателем.

Теперь определим понятие установившийся и квазиустановившийся режимы работы двигателя. Переходные процессы в двигателе обусловлены изменением частоты вращения компрессоров высокого и низкого давления. Здесь следует учитывать, что управление двигателями на самолетах МиГ-29К(КУБ) происходит от РУД. Таким образом, можно считать, что двигатель РД-33МК переходит в установившийся (стационарный) режим работы при неподвижном положении РУД после окончания переходных процессов по частотам вращения турбин и температуры газов. Однако такие режимы очень редко встречаются при эксплуатации самолетов. Гораздо чаще приходится иметь дело с квазистационарными режимами работы, когда положение РУД находится в определенных рамках («трубках») и его малые изменения в рамках этих «трубок» не приводят к ярко выраженным переходным процессам.

Исследования полетной информации самолетов МиГ-29К(КУБ), зарегистрированной системой «Карат-Б-29К», показали, что размах таких трубок составляет для положения РУД $\Delta\alpha_{РУД} = \pm 2^\circ$. Динамическое запаздывание (при приемистости или дросселировании) таково, что переходный процесс по частоте вращения компрессора высокого давления и температуре газов не превышает 7 секунд после установки РУД в новое положение. Кроме того, существует динамическое запаздывание регистрации параметра «Расход топлива», т.к. измерение выполняется по частоте вращения крыльчатки датчика расхода. Длительность запаздывания более заметна при выполнении дросселирования с максимальных и форсажных режимов и составляет величину до 30 секунд. Кроме того, измерениям расхода топлива каждого из двигателей нельзя верить при включении режима слива топлива. При этом процесс восстановления до регистрации достоверных измерений расхода топлива после выключения этого режима также составляет 30 секунд. Поэтому с учетом этого алгоритм выхода работы двигателя на стационарный или квазистационарный режим можно записать в виде:

$$\left[\left| \alpha_{РУД}(t_i) - \alpha_{РУД_0} \right| \leq 2^\circ \right] \wedge (\Delta t \geq 7c) \wedge (\Delta t \geq t_{ДЗАП}), \quad (5)$$

где $\alpha_{РУД_0}$ — положение РУД в начале участка контроля, $t_{ДЗАП}$ — время динамического запаздывания измерения.

Степень влияния каждого из параметров на сигнал давления или расхода топлива двигателя заранее неизвестна. Известно только то, что на этот сигнал оказывает свое влияние каждый аргумент в функциях (3) и (4). Поэтому после разложения в ряд Тейлора возможны самые различные варианты степеней влияния каждого из аргументов. Для выбора вида математической модели давления топлива в 1-м коллекторе (расхода топлива) двигателя предстоит решение задачи структурной идентификации. С этой целью предлагается хорошо зарекомендовавший себя на практике [5] метод выбора оптимальной по сложности модели. Согласно методу, при работе двигателя на земле рассматриваются следующие три класса сложности моделей:

- первый класс сложности представляют 18 моделей с шестью коэффициентами

$$1) P_{Г1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{РУД} + a_2 \cdot P_{ВХ}^* + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП} + a_5 \cdot t_{ДВ}; \quad (6)$$

$$18) P_{Г1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{РУД}^2 + a_2 \cdot P_{ВХ}^* + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП}^2 + a_5 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

- второй класс сложности представляют 12 моделей с семью коэффициентами

$$1) P_{Г1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{РУД} + a_2 \cdot \alpha_{РУД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot t_{ДВ}; \quad (7)$$

$$12) P_{Г1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{РУД}^2 + a_2 \cdot P_{ВХ}^* + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП} + a_5 \cdot t_{ТОП}^2 + a_6 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

- третий класс сложности представляют 2 модели с восемью коэффициентами

$$1) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot t_{ТОП}^2 + a_7 \cdot t_{ДВ};$$

$$2) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot t_{ТОП}^2 + a_7 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}). \quad (8)$$

При работе двигателя в полете рассматриваются следующие четыре класса сложности моделей:

- первый класс сложности представляют 54 модели с семью коэффициентами

$$1) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot P_{ВХ}^* + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП} + a_5 \cdot P_{АТМ} + a_6 \cdot t_{ДВ}; \quad (9)$$

$$54) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_2 \cdot P_{ВХ}^{2*} + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП}^2 + a_5 \cdot P_{АТМ} + a_6 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

- второй класс сложности представляют 54 модели с восемью коэффициентами

$$1) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot P_{АТМ} + a_7 \cdot t_{ДВ}; \quad (10)$$

$$54) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_2 \cdot P_{ВХ}^{2*} + a_3 \cdot t_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ТОП} + a_5 \cdot t_{ТОП}^2 + a_6 \cdot P_{АТМ} + a_7 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

- третий класс сложности представляют 18 моделей с девятью коэффициентами

$$1) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot P_{АТМ} + a_7 \cdot t_{ДВ}; \quad (11)$$

$$18) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_2 \cdot P_{ВХ}^* + a_3 \cdot P_{ВХ}^{2*} + a_4 \cdot t_{ВХ}^* + a_5 \cdot t_{ТОП} + a_6 \cdot t_{ТОП}^2 + a_7 \cdot P_{АТМ} + a_8 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

- четвертый класс сложности представляют две модели с десятью коэффициентами

$$1) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot P_{ВХ}^{*2} + a_5 \cdot t_{ВХ}^* + a_6 \cdot t_{ТОП} + a_7 \cdot t_{ТОП}^2 + a_8 \cdot P_{АТМ} + a_9 \cdot t_{ДВ}; \quad (12)$$

$$2) P_{T1}(Q_{ТОП}) = a_0 + a_1 \cdot \alpha_{PВД} + a_2 \cdot \alpha_{PВД}^2 + a_3 \cdot P_{ВХ}^* + a_4 \cdot P_{ВХ}^{2*} + a_5 \cdot t_{ВХ}^* + a_6 \cdot t_{ТОП} + a_7 \cdot t_{ТОП}^2 + a_8 \cdot P_{АТМ} + a_9 \cdot (1,0 - e^{-k \cdot t_{ДВ}}).$$

Физический смысл формирования сигналов давления и расхода топлива двигателя подсказывает, что ведущую роль в этом процессе представляет положение РУД. Также и исследования полетной информации системы «Карат-Б-29К» на самолетах МиГ-29К(КУБ) подтверждают, что наиболее сильная корреляционная зависимость указанных параметров двигателя наблюдается именно от положения РУД. Поэтому параметр положения РУД можно рассматривать в качестве ведущего при контроле давления топлива в 1-м коллекторе и расхода топлива двигателя. Эксплуатационный разброс значений положения РУД на рабочих режимах довольно значителен — от 12° на режиме «Малый газ» и до 120° при полном форсаже или боевом режиме. Нельзя ожидать, что на всем этом диапазоне существует однозначная (линейная или квадратичная) зависимость давления и расхода топлива от положения РУД, т.е. можно сказать, что вид такой зависимости неизвестен. Поэтому решение задачи контроля давления и расхода топлива двигателя следует выполнять путем квазилинеаризации, разбивая контроль с помощью моделей (6)...(12) на небольшие участки по ведущему параметру — положению РУД. Исследования полетной информации системы «Карат-Б-29К» на самолетах МиГ-29К(КУБ) показали, что контроль давления и расхода топлива целесообразно выполнять на участках записи параметров полета, где положение РУД изменяется в диапазоне не более 4...5°. В таких узких диапазонах изменения положения РУД уже вполне обосновано можно ожидать однозначную зависимость давления и расхода топлива от положения РУД и других параметров. Таким образом, контроль давления и расхода топлива двигателя будет выполняться на 32-х условных диапазонах по величине положения РУД (см. табл. 1).

Т а б л и ц а 1

№ п.п.	Название режима	Условие работы на режиме
1	Малый газ	$[(РУД_{МГ} - 4^\circ) < РУД \leq (РУД_{МГ} + 2^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$
2	Условный 1-ый крейсерский режим	$[РУД > (РУД_{МГ} + 2^\circ)] \wedge [РУД < (РУД_{МГ} + 5^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$
3	Условный 2-ой крейсерский режим	$[РУД \geq (РУД_{МГ} + 5^\circ)] \wedge [РУД < (РУД_{МГ} + 10^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$
4	Условный 3-ий крейсерский режим	$[РУД \geq (РУД_{МГ} + 10^\circ)] \wedge [РУД < (РУД_{МГ} + 15^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$
5	Условный 4-ый крейсерский режим	$[РУД \geq (РУД_{МГ} + 15^\circ)] \wedge [РУД < (РУД_{МГ} + 20^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$
6	Условный 5-ый крейсерский режим	$[РУД \geq (РУД_{МГ} + 20^\circ)] \wedge [РУД < (РУД_{МГ} + 25^\circ)] \wedge \dot{i}_{МГ} \wedge \overline{\dot{i}_{МАХ}}$

№ п.п.	Название режима	Условие работы на режиме
7	Условный 6-ой крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 25^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 30^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
8	Условный 7-ой крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 30^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 35^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
9	Условный 8-ой крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 35^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 40^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
10	Условный 9-ый крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 40^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 45^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
11	Условный 10-ый крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 45^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 50^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
12	Условный 11-ый крейсерский режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 50^\circ)] \wedge \dot{i}_{MG} \wedge \overline{\dot{i}_{MAX}}$
13	Условный 1-ый максимальный режим	$[PUD < (PUD_{MG} + 45^\circ)] \wedge \dot{i}_{MAX} \wedge \overline{\dot{i}_\Phi}$
14	Условный 2-ой максимальный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 45^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 50^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MAX} \wedge \overline{\dot{i}_\Phi}$
15	Условный 3-ий максимальный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 50^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 55^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MAX} \wedge \overline{\dot{i}_\Phi}$
16	Условный 4-ый максимальный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 55^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 60^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_{MAX} \wedge \overline{\dot{i}_\Phi}$
17	Условный 5-ый максимальный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 60^\circ)] \wedge \dot{i}_{MAX} \wedge \overline{\dot{i}_\Phi}$
18	Условный 1-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 60^\circ)] \wedge \dot{i}_\Phi \wedge \overline{\dot{i}_{BP}}$
19	Условный 2-ой форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 60^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 65^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_\Phi \wedge \overline{\dot{i}_{BP}}$
20	Условный 3-ий форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 65^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 70^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_\Phi \wedge \overline{\dot{i}_{BP}}$
21	Условный 4-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 70^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 75^\circ)] \wedge \wedge \dot{i}_\Phi \wedge \overline{\dot{i}_{BP}}$

№ п.п.	Название режима	Условие работы на режиме
22	Условный 5-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 75^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 80^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
23	Условный 6-ой форсажный режим	$PUD \geq (PUD_{MG} + 80^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 85^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
24	Условный 7-ой форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 85^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 90^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
25	Условный 8-ой форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 90^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 95^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
26	Условный 9-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 95^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 100^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
27	Условный 10-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 100^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 105^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
28	Условный 11-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 105^\circ)] \wedge i_{\Phi} \wedge \bar{i}_{BR}$
29	Условный 12-ый форсажный режим	$[PUD < (PUD_{MG} + 95^\circ)] \wedge i_{\Phi} \wedge i_{BR}$
30	Условный 13-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 95^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 100^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge i_{BR}$
31	Условный 14-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 100^\circ)] \wedge [PUD < (PUD_{MG} + 105^\circ)] \wedge \wedge i_{\Phi} \wedge i_{BR}$
32	Условный 15-ый форсажный режим	$[PUD \geq (PUD_{MG} + 105^\circ)] \wedge i_{\Phi} \wedge i_{BR}$

Выводы

В результате проделанной работы была решена задача информационного контроля давления топлива в 1-м коллекторе основной камеры сгорания и контроля расхода топлива двигателей РД-33МК на квазиустановившихся режимах согласно методике адаптивного контроля сложных систем, описанной в [4]. Произведено апробирование программного обеспечения с реализацией описанного подхода решения задачи контроля давления и расхода топлива двигателей РД-33МК по полетной информации самолетов МиГ-29К. Примеры контроля с проявлением предотказного состояния для одного из режимов отражены на рис. 1 и 2. ПО с реализацией описанного подхода решения задачи контроля давления и расхода топлива двигателей РД-33МК предлагается представить на государственные испытания в в/ч 15650 и после их завершения совместно с АО «ОДК-Климов» осуществить поставку ПО в войско-

вые части, эксплуатирующие самолеты типа МиГ-29К(КУБ). Внедрение в эксплуатирующие организации информационного контроля давления и расхода топлива двигателей РД-33МК позволит обеспечить эффективный контроль состояния топливной системы двигателей, информационное обеспечение стратегии эксплуатации авиационной техники по ее техническому состоянию и повышению уровня безопасности полетов.

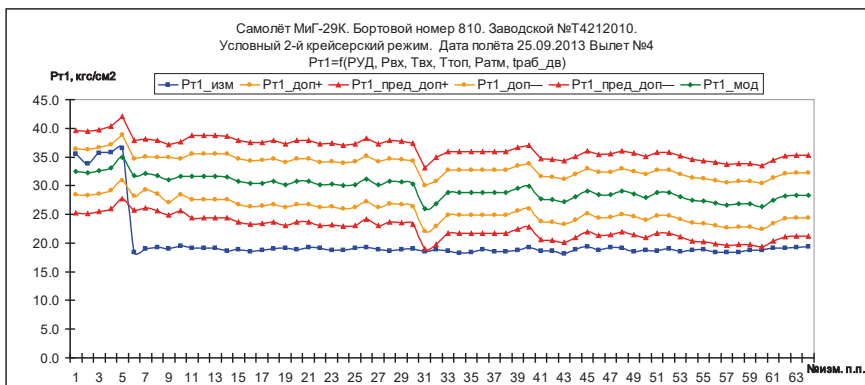


Рисунок 1. Изменение давление топлива в 1-м коллекторе двигателя РД-33МК в течение полета при выходе на контролируемый режим работы в рамках индивидуальных допусков

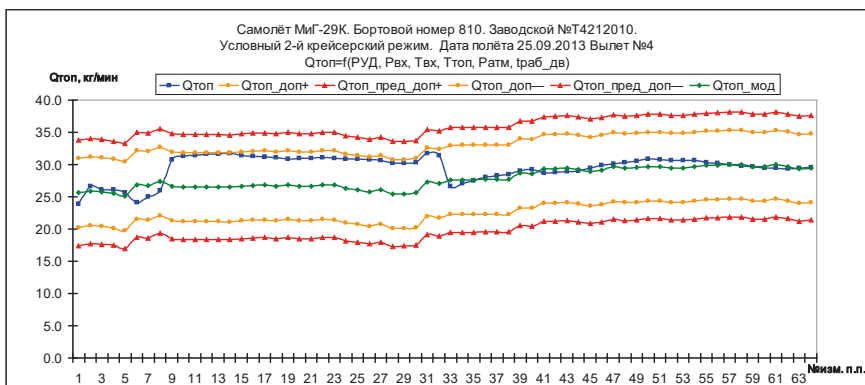


Рисунок 2. Изменение расхода топлива через двигатель РД-33МК в течение полета при выходе на контролируемый режим работы в рамках индивидуальных допусков

Литература

1. Каталог сообщений и алгоритмов углубленного контроля состояния двигателей РД-33МК с использованием полетной информации, зарегистрированной системой «Карат-Б-29К». М., 2020. 870 с.
2. Руководство по технической эксплуатации двигателя РД-33МК, 042.00.0100 РЭ. Кн. 1. СПб, 2006. 548 с.
3. Методика и алгоритмы оценки технического состояния первого топливного коллектора в процессе эксплуатации: техническая справка № 42.614.0156-2015ТС. СПб, 2015. 16 с.
4. Патент RU 2556477. Способ вибродиагностирования газотурбинных двигателей в эксплуатации по информации бортовых устройств регистрации. М.: ФИПС, 2015. 15 с.
5. *Полозов С.А.* Об одном методе решения задачи выбора адекватной математической модели с оптимальной по сложности структурой // Объединенный научный журнал, раздел: Авиация. Безопасность полетов. М., 2003. 5 с.

А. В. Сенча, Д. А. Курмантаев

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРОПРИВОДА ОВТ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ РД-33

Аннотация. Анализ конструктивного исполнения гидропривода системы управления регулируемым соплом с отклоняемым вектором тяги (ОВТ) двигателя РД-33 показал необходимость модернизации конструкции. Модернизация продиктована, в первую очередь, уменьшением массы и габаритов гидропривода упрощением конструктивного решения, внедрением в конструкцию исполнительного механизма и датчика, отвечающих современным требованиям по надежности и улучшению скоростных характеристик контура управления. Предложено новое конструктивное решение, обеспечивающее цели модернизации.

Введение

Применение на двигателе регулируемого сопла со всеракурсным отклонением вектора тяги (ОВТ) делает управление самолетом более точным и уверенным, практически не зависимым от величины угла атаки как при выполнении элементов сверхманевренности, так и при обычном пилотировании. ОВТ дает возможность получать большие угловые скорости крена и обеспечивать эффективное управление по курсу при полете на больших углах атаки, когда традиционные аэродинамические органы управления значительно утрачивают свою эффективность, а также позволяет существенно увеличивать угловые скорости по тангажу.

При таких известных достоинствах конструктивная реализация ОВТ до сих пор требует поиска оптимального решения с учетом всех факторов и требований. Но основные задачи, которые необходимо решить, это уменьшение массы, виброустойчивость и улучшение скоростных характеристик. На сопло при ОВТ действуют дополнительные продольные и поперечные силы, что приводит к повышению уровня вибраций в сопловой части двигателя и делает его одним из самых вибронпряженных мест. Обеспечение необходимой прочности и жесткости конструкции неизбежно сопровождается увеличением массы и габаритов, что приводит к ухудшению центровки самолета. Для эффективного управления самолетом при маневрировании и для стабилизации полета при обычном пилотировании необходимо наличие достаточных скоростных характеристик контура управления ОВТ. Поэтому совершенствование конструкции ОВТ должно идти в первую очередь по пути устранения вышеуказанных проблем.

Описание гидропривода системы управления ОВТ двигателя РД-33

Исполнительная часть системы управления ОВТ двигателя РД-33 состоит из трех одинаковых гидроприводов. Гидроприводы установлены под углом 120° относительно друг друга.

Гидропривод (см. рис. 1) состоит из гидроцилиндра (1), преобразователя сигналов ПС7-5 (4), сервопривода (3), золотника управления (5), гильзы обратной связи (6) и связанного с ней привода датчика положения обратной связи — дублированного бесконтактного синусно-косинусного трансформатора (ДБСКТ) (7). К гидроприводу подводятся трубопроводы с топливом высокого давления от плунжерного насоса ПН-85 (Рпн), с топливом постоянного давления от НР-59А (Ркпд) и отводятся трубопроводы со сливным давлением (Рсл) в топливную проставку. Топливо Рпн вырабатывается насосом высокого давления ПН-85 и используется как рабочее тело для перемещения поршня гидроцилиндра (1). Топливо Ркпд вырабатывается НР-59А и используется для создания командного давления в гидроавтоматике гидропривода.

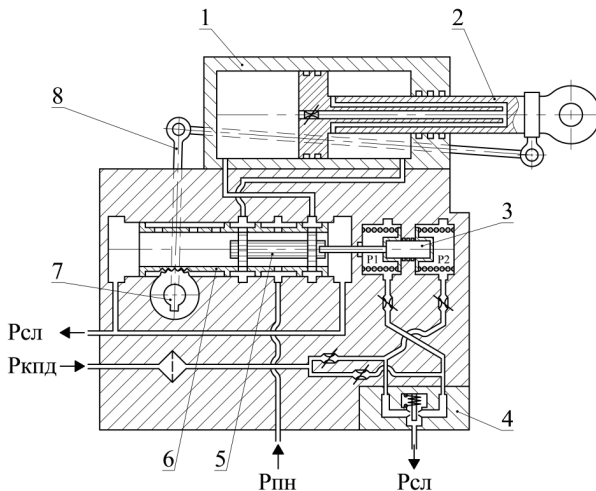


Рисунок 1. Принципиальная схема гидропривода управления ОВТ двигателя РД-33

Отклонение вектора тяги осуществляется изменением (выдвижением или втягиванием) положения штоков (2) гидроприводов. Управление гидроприводами осуществляется комплексной системой управления самолета (КСУ) независимо от САУ двигателя путем выдачи электрических команд на ПС7-5 (4). КСУ по алгоритму осуществляет пересчет задаваемого летчиком направления отклонения ОВТ в три координаты штоков (2) гидроприводов. Полученные значения в виде команд выдаются на ПС7-5 (4). Информация о положении гидроприводов поступает от ДБСКТ.

При получении от КСУ команды на выдвижение/втягивание штока (2) гидроцилиндра (1), заслонка ПС7-5 (4) смещается, тем самым снижая давление P1 или P2 в полостях сервопривода (3), и поршень сервопривода (3), преодолевая усилие пружины, перемещает золотник управления (5), тем самым изменяя подачу рабочего тела в гидроцилиндр (1). Шток золотника управления (5) занимает такое положение, что при подаче топлива в одну полость гидроцилиндра (1) из другой полости топливо сливается, тем самым перемещая шток (2) гидроцилиндра (1) в заданное направление. Остановка поршня силового гидроцилиндра (1) в заданном положении осуществляется за счет кинематической связи (8) между штоком (2) и гильзой обратной связи (6). Гильза (6) перемещается вслед за золотником (5), и подача топлива в полости гидроцилиндра (1) прекращается. Таким образом, ход штока (2) определяется значением управляющего сигнала, поступающего от КСУ.

Гильза обратной связи (6) соединена с приводом датчика ДБСКТ (7), выдающим электрический сигнал о положении штока (2) гидроцилиндра (1) в КСУ. Таким образом, в самолетную систему поступают координаты трех штоков гидроцилиндров, соответствующих положению поворотного кольца сопла ОВТ, т.е. величины отклонения вектора тяги.

В системе управления вектором тяги, в линии подачи Ркпд к гидроприводам, предусмотрен аварийный клапан с электромагнитом. При нормальной работе на электромагнит подается электропитание напряжением +27 В. При снятии электропитания аварийный клапан закрывается и отсекает подачу топлива Ркпд в гидроприводы. Одновременно с этим снимается питание и с ПС7-5 (4) трех гидроцилиндров, давления P1 и P2 выравниваются, и сервопоршень (3) под действием пружин занимает положение, обеспечивающее среднее положение штоков силовых гидроцилиндров, в результате сопло занимает нейтральное положение. При нейтральном отклонении ОВТ потери тяги соответствуют действующим основным данным по двигателю без системы ОВТ.

Увеличение габаритов за счет трех вынесенных гидроприводов и поворотного кольца составляет по высоте ~100 мм. Масса одного гидропривода составляет 11 кг.

Обзор применяемых датчиков и предложения по их замене

При испытаниях системы управления ОВТ двигателя РД-33 выявлено, что скорость перекладки штоков гидроприводов ОВТ, которая составляет (30...35) град. угл./сек., является недостаточной для эффективного управления самолетом при маневрировании и для стабилизации полета при обычном пилотировании. Основным устройством, задающим скорость перекладки штоков гидроприводов, является электромеханический исполнительный механизм.

В гидроприводе системы управления ОВТ двигателя РД-33 в качестве электро-механического исполнительного механизма применяется преобразователь сигналов ПС7-5. ПС7-5 — это однокаскадный электрогидравлический усилитель (ЭГУ) типа

сопло — заслонка. Принцип действия ПС7-5 заключается в изменении гидравлических сопротивлений пар «сопло — заслонка», вызванных перемещениями заслонки относительно сопел в пропорциональной зависимости от величины и полярности управляющего тока на обмотках электромагнитного узла ПС7-5. Но характеристики ПС7-5 ограничивают площади питающих жиклеров и сливных сопел, возможных для применения, размеры которых влияют на скорость перемещения сервопривода, управляемого ПС7-5. Также существенным недостатком ПС7-5 является значительная зона нечувствительности скоростной характеристики по управляющему сигналу (см. рис. 2).

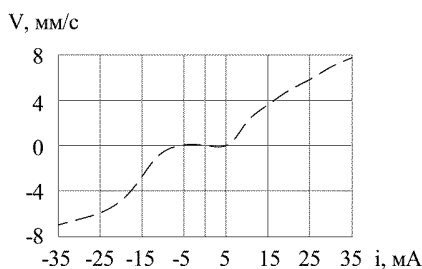


Рисунок 2. Экспериментальная скоростная характеристика исполнительного механизма с ПС7-5

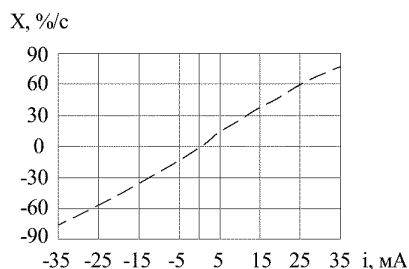


Рисунок 3. Экспериментальная скоростная характеристика исполнительного механизма с двухкаскадным ЭГУ

Для обеспечения высокого уровня характеристик (больших коэффициентов усиления по мощности, малых непроизводительных утечек, нелинейности, гистерезиса, смещения нуля, несимметричности и т.д.) в настоящее время наиболее часто применяются двухкаскадные ЭГУ. Двухкаскадный ЭГУ включает в себя преобразователь электромеханический (ПЭМ) с двумя обмотками управления и гидроусилитель типа «сопло — заслонка» в первом каскаде усиления, дросселирующий гидрораспределитель во втором каскаде усиления и механическую обратную связь между каскадами усиления. Экспериментальная скоростная характеристика исполнительного механизма с двухкаскадным ЭГУ приведена на рис. 3.

Как показывает сравнение рисунков 2 и 3, скоростные характеристики контура управления с двухкаскадным ЭГУ значительно лучше, чем полученные на базе ПС7-5.

При этом для двухкаскадного ЭГУ давление рабочей жидкости соответствует давлению Рнп, в то время как для ПС7-5 необходимо Ркпд. Применение в конструкции двухкаскадного ЭГУ позволит отказаться от использования Ркпд, в результате из конструкции исключаются трубопроводы подвода Ркпд к гидроприводу ОВТ.

В качестве датчика обратной связи в гидроприводе ОВТ двигателя РД-33 используется датчик ДБСКТ. Датчики ДБСКТ на двигателях семейства РД-33 приме-

няются в системах управления ВНА и НАК. В ходе серийной эксплуатации двигателей неоднократно имеют место случаи отказов датчиков ДБСКТ. Анализ отказов датчиков ДБСКТ показывает, что основные причины отказов вызваны пониженной виброустойчивостью датчика ДБСКТ из-за наличия поворотной системы на подшипниках качения с закрепленными на ней катушками кольцевых роторов. Воздействие сил вибрации привело к ослаблению опрессовки или отклеиванию кольцевых обмоток роторов с вала трансформатора, увеличению торцевого биения по подшипникам, перемещению валика вдоль вала. Для увеличения виброустойчивости датчиков ДБСКТ были проведены разработки и внедрение дополнительных мероприятий по укреплению катушек кольцевых роторов на валу, обеспечению радиальных и осевых натягов подшипников, замене электрического соединителя. Но и после этого отказы датчиков ДБСКТ в эксплуатации не прекратились.

Указанные недостатки отсутствуют в датчиках линейного перемещения LVDT (Linear Variable Differential Transformer, линейный переменный дифференциальный трансформатор), в которых подвижная измерительная часть не имеет фиксированной связи с корпусом и представляет собой шток, состоящий из ферромагнитного сердечника с резьбовым наконечником. В корпусе датчика LVDT расположена катушка с обмотками. Выводные концы проводов обмоток распаяны на вилку электросоединителя. Связь сердечника и катушки производится через магнитное поле. Для минимизации возмущения от внешних электромагнитных полей внутренний магнитный экран имеет высокую магнитную проницаемость. В связи с работой на электромагнитных принципах в сочетании с работой без трения датчики LVDT могут измерять бесконечно малые изменения позиций сердечника с быстрым динамическим откликом, при этом с практически неограниченной механической износостойкостью. Корпус и сердечник изготовлены из коррозионно-стойких материалов, обмотки залиты эпоксидным компаундом. Это обеспечивает устойчивость датчика LVDT к воздействию различных условий окружающей среды, а также способность переносить значительные ударные нагрузки и высокий уровень вибрации во всех направлениях. Поэтому замена датчика ДБСКТ на датчик типа LVDT актуальна для повышения надежности системы управления ОВТ.

При этом в гидроприводе ОВТ передача линейного движения штока гидроцилиндра во вращательное движение привода датчика ДБСКТ осуществляется через кинематическую рычажно-шарнирную связь. Наличие такого количества люфтовых звеньев отражается на качестве управления. В то время как у датчика LVDT корпус герметичен и может выдерживать высокие давления жидкости, что позволяет встроить датчик LVDT внутрь гидроцилиндра, с соединением подвижной измерительной части датчика со штоком гидроцилиндра, и отказаться от применения рычагов и шарниров, что также обеспечит дополнительное уменьшение габаритов и массы гидропривода.

Предложение нового конструктивного исполнения гидропривода ОБТ

Для решения основной задачи по модернизации, уменьшению габаритов и массы, в новом конструктивном исполнении предлагается отделить управляющие части гидроприводов от гидроцилиндров, совместив их функции в одном блоке. Это позволит поместить блок на корпусе смесителя форсажной камеры в пределах габаритных обводов двигателя, что уменьшит габариты выступающих обтекателей, которые будут закрывать только гидроцилиндры. Также уменьшится масса гидропривода за счет уменьшения необходимого объема материала и узлов в связи с совмещением трех управляющих частей в один, исключения рычажных систем и уменьшения количества трубопроводов.

По результатам обзора применяемых датчиков в гидроприводе ОБТ двигателя РД-33, в новом конструктивном исполнении гидропривода ЭГУ для увеличения скоростной характеристики ПС7-5 заменяется двухкаскадным ЭГУ, для повышения надежности датчик ДБСКТ заменяется датчиком типа LVDT. В связи с применением двухкаскадного ЭГУ в качестве рабочего давления используется давление Р_{нп}. Трубопровод подвода давления Р_{кид} исключается. Датчик LVDT встраивается в гидроцилиндр, подвижная измерительная часть датчика LVDT соединяется со штоком гидроцилиндра.

Новое конструктивное исполнение гидропривода ОБТ приведено на принципиальной схеме модернизированного гидропривода (см. рис. 4).

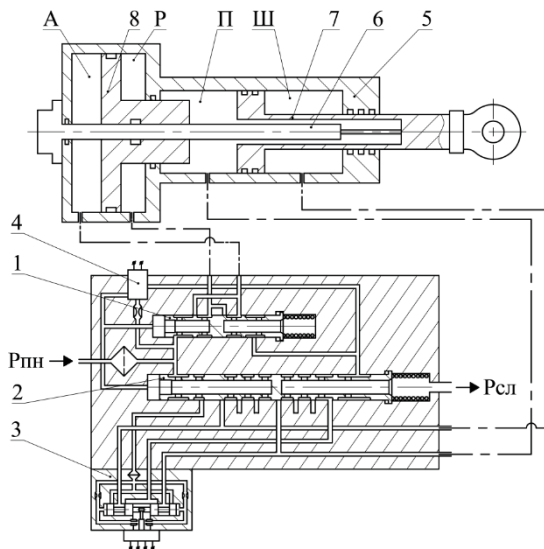


Рисунок 4. Принципиальная схема нового конструктивного исполнения гидропривода ОБТ

Гидропривод ОБТ нового конструктивного исполнения состоит из селектора управления упорами гидроцилиндров (1), селектора управления штоками гидроцилиндров (2), трех двухкаскадных ЭГУ (3), электрогидравлического клапана (ЭГК) (4) и гидроцилиндров (5) с датчиками LVDT (6).

От топливной системы двигателя к гидроприводу подводится трубопровод с топливом высокого давления от плунжерного насоса (Рпн) и отводится трубопровод со сливным давлением (Рсл) в топливную проставку. От гидропривода к гидроцилиндрам отводятся трубопроводы на управление гидроцилиндров.

Для возможности фиксации штоков (7) гидроцилиндров (5) в среднем положении в конструкцию гидроцилиндров предлагается ввести управляемые упоры (8), которые представляют собой сервопоршни со штоками. В зависимости от создаваемого перепада давлений на сервопоршне, шток упора занимает положение, позволяющее использовать штокам (7) гидроцилиндров (5) весь диапазон хода или занять среднее положение.

При управлении гидроприводом ОБТ от КСУ на ЭГК (4) подается электропитание, в результате в управляющие полости селекторов (1) и (2) подается давление Рпн. Золотники селекторов (1) и (2) под действием усилия от давления Рпн превышающего усилия пружин переместятся в положение, обеспечивающее управление гидроцилиндрами (5) по командам КСУ. Селектор (1) сообщает штоковую полость упоров (Р) гидроцилиндров (5) с каналом подачи давления Рпн, а поршневую полость упоров (А) с каналом подачи давления Рсл. В результате упоры (8) гидроцилиндров (5) сместятся в положение, позволяющее штокам (7) гидроцилиндров (5) использовать весь диапазон хода. Селектор (2) сообщает каналы подвода давлений Рпн и Рсл с соответствующими полостями ЭГУ (3), что обеспечивает возможность управления штоками (7) гидроцилиндров (5) по гидравлическим командам от ЭГУ (3).

Управление гидроцилиндрами (5) по командам КСУ осуществляется выдачей КСУ электрических команд на ЭГУ (3). По алгоритму КСУ осуществляет пересчет задаваемого направления отклонения ОБТ в три координаты штоков (7) гидроцилиндров (5). Полученные значения в виде электрических команд выдаются на ЭГУ (3). В зависимости от полученной команды ЭГУ (3) увеличивает или уменьшает управляющие давления в штоковой или поршневой полости гидроцилиндров (5), тем самым перемещая штоки (7) гидроцилиндров (5) в заданном направлении. Информация о положении штоков (7) гидроцилиндров (5) поступает в КСУ от датчиков LVDT (6).

При обнаружении КСУ функционального отказа в гидроприводе или отказе самого КСУ с ЭГК (4) снимается питание, в результате управляющие полости селекторов (1) и (2) соединяются с полостью Рсл. Золотники селекторов (1) и (2) под действием усилия пружин переместятся в положение подачи в гидроцилиндры (5) гидравлических команд, обеспечивающих среднее положение штоков (7) гидроцилиндров (5), для установки сопла в нейтральное положение. Селектор (1) сообщает штоковую полость упоров (Р) гидроцилиндров (5) с каналом подачи давления Рсл, а

поршневую полость упоров (А) с каналом подачи давления Рпн. В результате упоры (8) гидроцилиндров (5) сместятся в положение, обеспечивающее среднее положение штоков (7) гидроцилиндров (5), при установке штоков (7) на эти упоры. Селектор (2) перекрывает каналы подвода давлений Рпн и Рсл к ЭГУ (3), одновременно сообщая поршневые полости гидроцилиндров (П) с полостью давления Рсл, а штоковые (Ш) с давлением Рпн. Под действием перепада давлений на сервопоршне штоков гидроцилиндров (5) штоки (7) встанут на упоры (8) среднего положения и сопло установится в нейтральное положение.

Выводы

По результатам анализа существующей конструкции гидропривода системы управления регулируемым соплом с ОВТ двигателя РД-33 предложено новое конструктивное исполнение, обеспечивающее цели модернизации. Снижение массы и габаритов гидропривода реализуется за счет упрощения конструкции, исключения рычагов и трубопроводов подвода Ркпд. Замена датчика ДБСКТ на датчик LVDT позволяет исключить возможные отказы гидропривода из-за воздействий сил вибраций, а также упрощает конструкцию гидропривода и делает ее более технологичной. Применение двухкаскадного ЭГУ вместо ПС7-5 увеличит скоростную характеристику гидропривода ОВТ, что повысит эффективность управления самолетом.

Литература

1. Датчики-преобразователи линейного перемещения: каталог. К749.02.201-2008. Павлово: ОАО «ПМЗ «Восход», 2008.
2. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
3. Кононыхин Е.А., Епифанов С.В. Доводка характеристик электрогидравлических преобразователей с использованием поузловых динамических моделей // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 6.
4. Система управления сопла ОВТ для двигателя РД-33МК: техническая справка № 42.608.0302-2012ТС.
5. Трансформатор ДБСКТ. Техническое описание. 6С3.019.055 ТО.

А. В. Суров, Г. С. Васильев, П. К. Иванов

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

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПРОТОКОЛОВ ИСПЫТАНИЙ ГТД

Аннотация. В статье рассматривается проблема снижения трудоемкости процесса анализа испытаний ГТД и, как следствие, повышение производительности труда. Предложен подход, основанный на внедрении автоматизированной технологии обработки информации. Представлено описание разработанного ядра программного обеспечения, реализованного в виде компьютерного приложения, содержащего модули для обращения к данным, их сортировки, вывода в графическом окне в числовом виде и в виде графических зависимостей параметров, сохранения в файлы. Показано, что внедрение разработанного вычислительного ядра позволит снизить трудоемкость работ.

Введение

Спектр задач, выполняемых в структурных подразделениях АО «ОДК-Климов», является весьма обширным и, в общем случае, включает в себя поддержку всего жизненного цикла двигателей.

Если рассматривать весь комплекс решаемых задач, то рабочий процесс на предприятии благодаря календарному планированию (с учетом грамотного разделения обязанностей) организован весьма эффективно: информационные потоки обеспечивают полную загрузку каждого подразделения и работника.

С другой стороны, в рамках работ над каким-либо отдельным проектом можно заметить некоторое количество нестыковок и простоя одного подразделения по вине другого.

Так происходит из-за того, что, помимо разработки РКД, подразделения, находящиеся в подчинении генерального конструктора, так или иначе занимаются сопровождением испытаний (ПИ, ПСИ, РСИ или специальных испытаний) и эксплуатации продукции, а также участием в разборе причин, повлекших за собой предъявление рекламаций. Все эти задачи, безусловно, являются важными для предприятия, но часто требуют большого количества времени на поиск, подготовку и обработку необходимой информации. При этом персонал вынужденно выполняет механическую работу, не требующую высокой квалификации, но отнимающую колоссальное (по сравнению с анализом данных) количество времени.

В этой связи разработка автоматизированной технологии обработки информации по результатам испытаний ГТД, обеспечивающая сокращение трудоемкости ого-

воренных выше работ и тем самым повышающая производительность труда, является актуальной.

Объектом исследования выступает автоматизированная технология обработки накопленной информации по результатам испытаний ГТД, а предметом является возможность снижения трудоемкости выполнения поиска, подготовки и обработки информации, необходимой для анализа данных испытаний ГТД.

Целью исследования является повышение производительности труда за счет снижения трудоемкости посредством использования в работе автоматизированной технологии обработки информации по результатам испытаний ГТД.

1. Описание проблемной области

Ввиду того, что проведение одних работ требует в качестве исходных данных результатов других работ, в подразделениях, подчиненных генеральному конструктору, выстроено довольно сложное взаимодействие.

Следует отметить, что при обработке и анализе испытаний каждое подразделение действует индивидуально, так как для решения конкретных задач нужны конкретные данные, которые необходимо вручную занести в соответствующие таблицы, проверить на соответствие ТУ и ТЗ, провести расчеты и сравнения, проанализировать изменение параметров от двигателя к двигателю.

Сложившаяся ситуация осложняется тем, что в зависимости от типа и модификации двигателя, испытательного стенда или завода, проводящего испытания, а также года их проведения форма, комплектность и наполнение протоколов существенно разнятся.

При этом выпущенные по результатам испытаний протоколы могут содержать ошибки из-за человеческого фактора.

Все вышеперечисленное приводит к обрывочным данным в каждом конкретном подразделении о реальном состоянии двигателей, а также к необходимости многократного повторения однотипных операций, проводимых различными специалистами со схожими данными. Это, в свою очередь, приводит к неоправданному увеличению времени, необходимого для обработки и анализа результатов испытаний и, как следствие, к снижению производительности труда при работе над другими задачами, что косвенно тормозит работу всех смежных подразделений, участвующих в обмене информацией.

2. Достижение цели

Описанную проблему можно решить за счет использования в качестве инструмента автоматизации различного программного обеспечения (ПО) производства Microsoft, Siemens, 1С и целого ряда других компаний, чье ПО позволяет обрабатывать таблицы данных.

Тем не менее, для достижения поставленной цели в рамках данного исследования неизбежно потребуются составление собственных алгоритмов и их кодирование в качестве макрокоманд к имеющемуся в наличии ПО или в качестве нового ПО.

В пользу разработки нового ПО выступает возможность поэтапного включения алгоритмов в исходный код приложения и постепенного расширения его функциональных возможностей, а не создание большого числа не связанных макрокоманд (потенциально взаимно дублирующих функционал).

Разрабатываемое ПО должно удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Быть оформлено в виде компьютерного приложения, совместимого с ОС Microsoft Windows, начиная с версии Windows 7.
2. Иметь «интуитивный» пользовательский графический оконный интерфейс и не требовать авторизации.
3. Исходный код должен быть реализован на языках программирования высокого уровня, совместимых с платформой .NET Framework [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].
4. Исходный код должен быть построен на модульном принципе и давать возможность расширять или модернизировать функциональные возможности приложения.

Помимо перечисленного, ПО должно удовлетворять следующим требованиям к структуре и функционированию:

1. Содержать модули для обращения к данным, выбора данных для последующей обработки, отображения и вывода на экран.
2. Обеспечивать сортировку данных результатов испытаний в соответствии с выбранными пользователем ключевыми параметрами.
3. Обеспечивать вывод в графическом окне исполняемого приложения результатов испытаний двигателей, выбранных пользователем, в числовом виде и в виде графических зависимостей параметров (по выбору пользователя).
4. Обеспечивать запись в текстовый файл числовых массивов параметров, сохранение графических зависимостей.
5. Функционировать в режимах обращения к данным, их отображения и сохранения.

В общем случае, при обработке и анализе протоколов испытаний ГТД работник вынужден вручную проделать определенный перечень операций (табл. 1). В том случае, если работник не имеет опыта обработки конкретного протокола конкретного двигателя, или у него имеются опасения, касающиеся возможного наличия ошибок в обрабатываемом протоколе, он вынужден тратить на эту работу значительное время. Экспертная оценка трудоемкости такой работы также представлена в табл. 1.

Оценка трудоемкости обработки протокола до и после разработки ПО

№ п/п	Наименование операции	Способ выполнения операции		Трудоемкость, ч	
		до ПО	с ядром ПО	до ПО	с ядром ПО
1	Оцифровка протокола	Ручной	Ручной	1	1
2	Сортировка и группировка данных для анализа	Ручной	Автоматизированный	1	0,1
3	Математические операции с данными	Ручной	Автоматизированный	2	0
4	Проверка на соответствие: – ТЗ – ТУ – ПМ	Ручной Ручной Ручной	Ручной Ручной Ручной	1	1
5	Проверка на ошибки	Ручной	Автоматизированный	1	0,2
6	Подготовка рабочих материалов (таблицы и графики)	Ручной	Автоматизированный	2	0,2
ИТОГО				8	2,5

Из табл. 1 следует, что внедрение только вычислительного ядра ПО позволит снизить трудоемкость работ на 5,5 часов (~70%) и, следовательно, повысить производительность труда.

В настоящее время уже реализованы работы, направленные на создание вычислительного ядра программного обеспечения для обработки протоколов по результатам проведения испытаний ГТД, отвечающее перечню требований, перечисленных выше, к которому в дальнейшем, на основе модульного принципа, по мере возникновения необходимости будут добавляться функциональные возможности.

Графический интерфейс вычислительного ядра представлен на рис. 1.

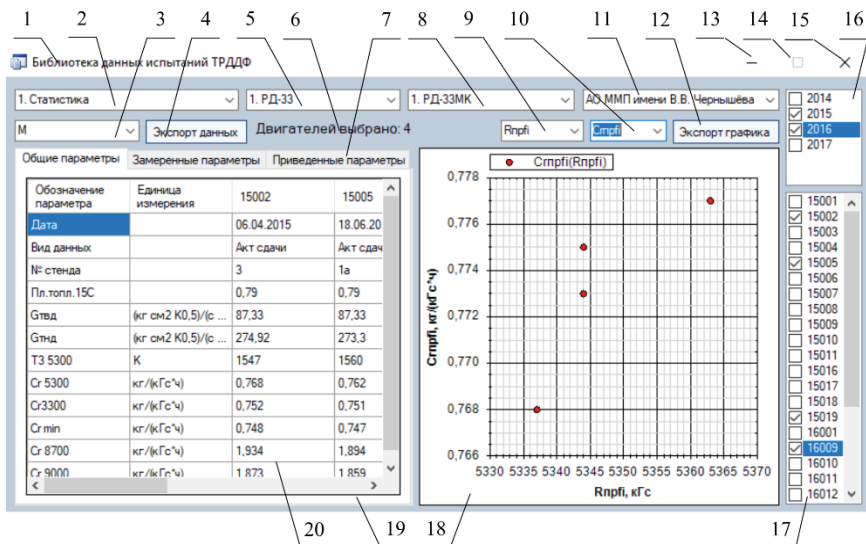
Функционал данного ПО может быть разделен на две группы. К первой группе относятся функции, предназначенные для работы с данными, в число которых входят:

- функции для конвертации типов данных переменных;
- функции для математических операций;
- функции для обработки массивов данных;
- функции для работы с файлами.

Ко второй группе относятся функции, предназначенные для работы с графическим интерфейсом ПО, в число которых входят:

- функции для первичной загрузки интерфейса;

- функции для работы с выпадающими списками;
- функции для работы с маркированными списками;
- функции для работы с таблицами данных;
- функции для работы с кнопками;
- функции для работы с областью построения графиков.



- 1 – Заголовок окна; 2 – Выбор исполняемой операции; 3 – Выбор режима работы двигателей;
 4 – Кнопка записи текстового файла; 5 – Выбор программы; 6 – Индикация числа выбранных двигателей; 7 – Вкладки; 8 – Выбор модели двигателя; 9 – Выбор параметра, откладываемого по оси абсцисс области построения графика; 10 – Выбор параметра, откладываемого по оси ординат области построения графика; 11 – Выбор завода-изготовителя; 12 – Кнопка сохранения графика;
 13 – Кнопка сворачивания окна; 14 – Кнопка разворачивания окна (неактивна);
 15 – Кнопка завершения работы программы; 16 – Выбор года проведения испытаний;
 17 – Выбор двигателя; 18 – Область построения графика; 19 – Панель отображения числовых данных; 20 – Таблица с параметрами.

Рисунок 1. Графический пользовательский интерфейс

Заключение

Итогом исследования является Windows-приложение, выполненное в соответствии с утвержденным в КБ Расчеты ТЗ и переданное командой разработчиков в бригаду 616 «Общих термодинамических расчетов и анализа испытаний», о чем свидетельствует Акт приема-передачи. Вместе с исполняемым файлом приложения передан проект, реализованный в Microsoft VisualStudio на языке программирования C#,

содержащий исходный код, описание программы и распечатку исходного кода. Командой проекта подано уведомление о создании служебного РИД, направлена служебная записка на имя исполнительного директора. В данный момент рассматривается вопрос получения свидетельства о регистрации программы для ЭВМ.

Внедрение вычислительного ядра ПО в работу предприятия позволит сократить трудоемкость работ по обработке и анализу протоколов испытаний газотурбинных двигателей.

Уже сейчас имеется предварительный план расширения функционала разработанного приложения. В дальнейшем работа по доводке и улучшению приложения будет вестись силами специалистов бригады 616.

Литература

1. *Агуров П.В. С#. Сборник рецептов.* СПб: БХВ-Петербург, 2013. 432 с.
2. *Голощанов А.Л. Microsoft Visual Studio 2010.* СПб: БХВ-Петербург, 2011. 544 с.
3. *Горелов С.В. Современные технологии программирования: разработка Windows-приложений на языке С#: учебник в 2-х т. Т. 1 / С.В. Горелов; под науч. ред. П.Б. Лукьянова. М.: Прометей, 2019. 362 с.*
4. *Горелов С.В. Современные технологии программирования: разработка Windows-приложений на языке С#: учебник в 2-х т. Т. 2 / С.В. Горелов; под науч. ред. П.Б. Лукьянова. М.: Прометей, 2019. 378 с.*
5. *Зиборов В.В. Visual С# 2010 на примерах.* СПб: БХВ-Петербург, 2011. 432 с.
6. *Мюллер Дж.П. С# для чайников / Дж.П. Мюллер, Б. Семпф, Ч. Сфер; пер. с англ. СПб: ООО «Диалектика», 2019. 608 с.*
7. *Пахомов Б.И. С# для начинающих.* СПб: БХВ-Петербург, 2014. 432 с.
8. *Скит Дж. С# для профессионалов: тонкости программирования: пер. с англ. 3-е изд. М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2014. 608 с.*

К. К. Тихоньких

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

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ АППАРАТНОЙ СТРУКТУРЫ СОВРЕМЕННОЙ И РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ЭЛЕКТРОННОЙ САУ ДВИГАТЕЛЯ

Аннотация. В настоящее время все больше сфер авиационного строительства затрагивает цифровизация. Большинство комплексов бортового оборудования и автоматического управления применяющихся на современных воздушных судах используют биполярный код для передачи данных, продолжает расти применение вычислителей на борту. В данной работе проведен обобщенный анализ структуры современной системы автоматического управления авиационным двигателем и перспективной распределенной электронной системы автоматического управления авиационным двигателем. Приведены краткие выводы по каждой группе структурных элементов рассмотрены их достоинства и недостатки. Сделан общий вывод о актуальности использования перспективной распределенной электронной системы автоматического управления авиационным двигателем.

В последние десятилетия развитие технологических процессов изготовления микропроцессоров и полупроводников расширило возможности и области их применения в технике. Авиационная техника не стала исключением, многие системы, входящие в состав бортового оборудования, перешли от аналоговых устройств к цифровым и продолжают развиваться. В то время как разработчики систем автоматического управления (далее САУ) самолета отказались от резервных механических регуляторов (рис. 1) и датчиков, и оснастили САУ электронными устройствами, САУ двигателя не претерпела значительных структурных изменений со времен появления систем типа FADEC (Full Authority Digital Engine Control).

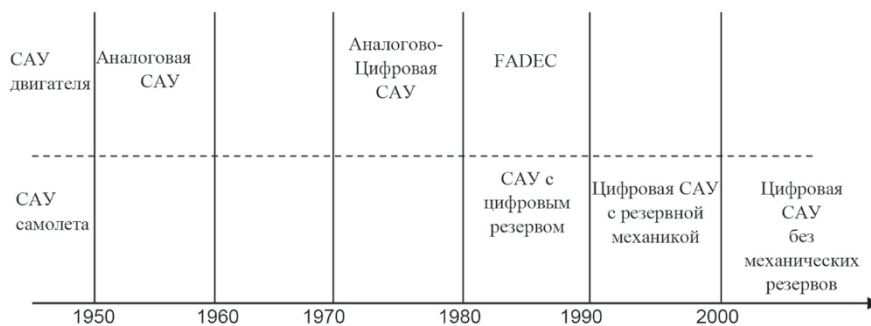


Рисунок 1. Эволюция электронных устройств в системах контроля и управления полетом и двигателем

Тем не менее, на протяжении всего этого времени велись разработки и на сегодняшний день одно из перспективных направлений развития систем управления и контроля авиационными двигателями заключается в создании системы, построенной по распределенному принципу (рис. 2). В этом случае система выполняется на базе интеллектуальных датчиков и исполнительных устройств, связанных между собой высокоскоростной кодовой линией связи (далее КЛС) двигателя.

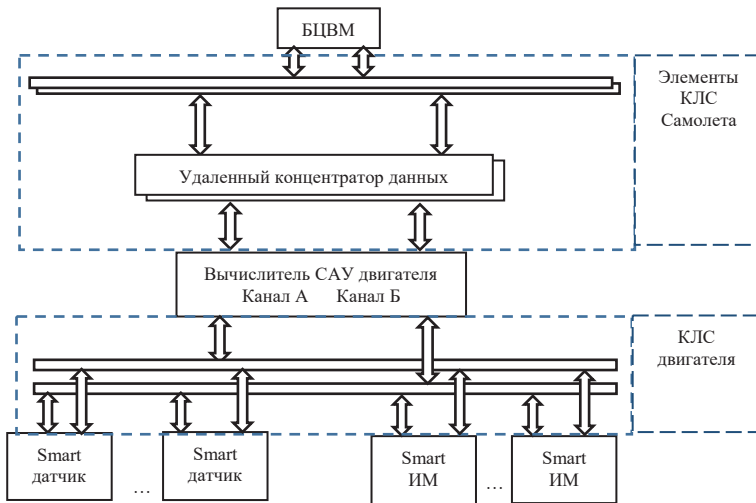


Рисунок 2. Распределенная электронная САУ двигателя

Системы FADEC с момента их появления претерпели качественные изменения. В современных системах верхний уровень системы реализуется в центральном процессоре САУ двигателя, который связан с бортовым комплексом по быстродействующей КЛС самолета. Качественное развитие продолжается также за счет создания сверхбольших интегральных схем, что повышает их безотказности на один-два порядка и быстродействие в 10...20 раз, увеличение объема памяти привело к созданию нового поколения высоконадежных цифровых систем, построенных по централизованному принципу, в которых достигнутый уровень надежности позволил в ряде случаев отказаться от использования резервного гидромеханического регулятора в таких системах электронный регулятор осуществляет прямое управление регулируемыми органами (факторами) двигателя и выполняет все функции управления в полном диапазоне эксплуатационных режимов [1].

Системы типа FADEC (рис. 3), имеют запас по быстродействию и объему памяти для развития и модернизации. Из приведенной выше информации следует, что данная технология САУ двигателя еще далеко не полностью исчерпала себя. В целях объективной оценки преимуществ и недостатков проведем поэлементный структур-

ный анализ современных (FADEC) и перспективных (распределенных электронных) САУ двигателя.

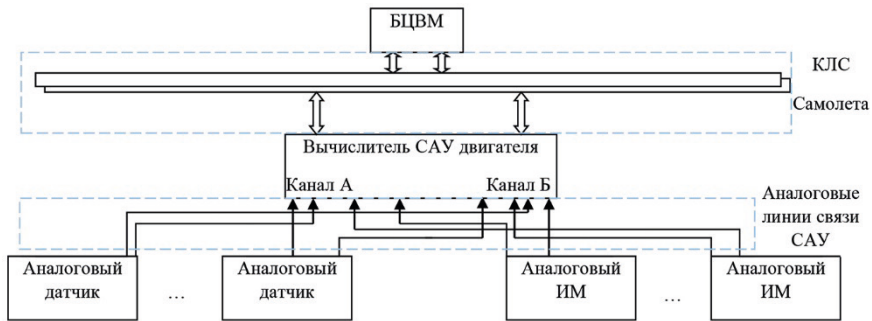


Рисунок 3. Современная САУ двигателя типа FADEC

Датчики и исполнительные механизмы.

В системах FADEC используются следующие виды датчиков:

- аналоговые, полезный сигнал которых обрабатывается вне датчика;
- интегральные, в которых на базе новых технологий объединены чувствительные элементы со схемами их включения, лианеризации характеристик и термокомпенсации [3].

Исполнительные механизмы (далее ИМ) представляют собой электромагнитные устройства, сервоприводы, шаговые двигатели, в некоторых случаях в ИМ встроены датчики обратной связи для реализации алгоритмов САУ двигателя.

Основным недостатком датчиков и ИМ используемых в системах FADEC является точность измерений т.к. она зависит от внутренних погрешностей датчика (нелинейности, гистерезиса, недостаточной повторяемости), внешних условий, точности калибровки, степени воспроизводимости результатов, местоположения значения измеряемой величины в диапазоне измерения, точности, обеспечиваемой линиями передачи, приема и обработки сигнала. Влияние этих факторов приводит к тому, что точность датчиков класса 0,25% в реальных условиях составляет всего 1% [3].

Преимущества подобных устройств — это их компактность, надёжность и малые затраты, требуемые на конструирование и производство.

В распределенных электронных САУ АД подразумевается использование исключительно интеллектуальных (Smart) датчиков (далее ИД) (рис. 4) и исполнительных механизмов с поддержкой цифрового способа обмена информацией.

Новейшие средства микроэлектроники позволяют помимо измерительных и подстроечных элементов интегрировать в датчики аналого-цифровые преобразователи и микропроцессоры, по-новому подойдя к проблеме распределения функций между элементами систем контроля и управления.



Рисунок 4. Интеллектуальный датчик измерения крутящего момента М 27 производства «ООО Тилком»

Объединение цифровых схем и микропроцессоров в одном устройстве позволяет производить не только усиление и коррекцию, но и часть обработки информации в самом датчике.

ИД в силу особенностей своей структуры и расширенных функциональных возможностей позволяет обеспечить либо выполнение соответствующих функций, повышающих информативность выходного сигнала до необходимого уровня, либо формирование потока данных с необходимой достоверностью на основе анализа достаточно большого количества результатов отдельных, относительно недостоверных измерений. В результате реальные метрологические характеристики ИД оказываются существенно выше характеристик датчиков в традиционном исполнении. Это связано с тем, что ИД является не просто датчиком, а представляет собой совокупность аппаратных и программных средств, обеспечивающих отображение свойств объекта в виде некоторой структуры данных, формируемых в результате обработки выходного сигнала первичного чувствительного элемента по определенному алгоритму [4].

ИД адаптирует свои параметры к внешним факторам и условиям, обеспечивает автоматический самоконтроль функционирования, осуществляет операции юстировки и тарировки, производит коррекцию погрешностей.

ИМ построенные в интеграции с ИД могут считаться интеллектуальными, так как за счёт датчиков возможно углубить самодиагностику устройства и производить некоторые функции регулирования.

Можно указать на следующие преимущества использования ИД и интеллектуальных ИМ по сравнению с традиционными устройствами:

- резкое уменьшение искажений измерительной информации на пути от датчика к контроллеру, т.к. вместо низковольтного аналогового сигнала по кабелю, соединяющему датчики с контроллером, идут цифровые сигналы, на которые электрические и магнитные помехи оказывают несравнимо меньшее влияние;
- увеличение надежности измерения благодаря самодиагностике интеллектуальных устройств, т.е. каждое устройство оперативно сообщает оператору факт и тип возникающего нарушения тем самым, исключая использование для управления некачественных и/или недостоверных измерений;
- возможность использования принципов измерения, требующих сложной вычислительной обработки выходных сигналов ИД, но имеющих преимущества перед традиционно используемыми принципами измерения по точности, стабильности показаний, простоте установки и обслуживания датчика в процессе его эксплуатации;
- возможность проведения всей необходимой первичной обработки измерительной информации в датчике;
- возможность передачи в САУ двигателя не только текущего значения измеряемой величины, но и добавочных сигналов о выходе его за пределы заданных норм, а также возможность передачи по сети не каждого текущего измеряемого значения, а только изменившегося по сравнению с предыдущим значения, или вышедшего за пределы заданных норм значения, или значения, требующего управляющего воздействия;
- наличие энергонезависимой памяти в датчике;
- возможность удаленной регулировки и выставки нуля;
- возможность, путем программирования работы датчика на достаточно простом технологическом языке, реализовать в нем простые алгоритмы регулирования, программного управления, блокировок механизмов;
- возможность строить достаточно простые цепи регулирования, программного управления, блокировок на самом нижнем уровне управления из трех компонентов: интеллектуальных датчиков, полевой сети и интеллектуальных исполнительных механизмов, не загружая память вычислительными операциями, что позволяет использовать мощность контроллеров для реализации в них достаточно сложных и совершенных алгоритмов управления.

Недостатками ИД являются:

- увеличение общих затрат на разработку и создание средств измерений, программного обеспечения.
- технологическая несовместимость в процессе интеграции. Очевидный пример подобной технологической несовместимости случай термодпары. Рассчитанной на работу в температурном диапазоне 300...500 °С [4].

Линии связи

Современные САУ двигателя за редкими исключениями используют аналоговые линии связи (далее ЛС) (рис. 5а). В аналоговую систему входит меньшее количество компонентов, требуемых для передачи информации, причем, как правило, они проще, чем соответствующие компоненты цифровой системы. Однако недостаток аналоговой системы состоит в том, что шумы и прочие помехи, добавляемые к полезному сигналу в процессе передачи, не могут быть от него отделены, и потому отношение сигнал-шум убывает особенно быстро при прохождении нескольких трасс. К тому же аналоговые методы модуляции плохо используют доступную полосу частот, и им требуется сравнительно высокое отношение сигнал-шум на входе приемника, чтобы обеспечить приемлемое качество передачи. В системах FADEC для устранения шумов применяют экранирование проводов, при этом модулятор и усилитель в большинстве датчиков отсутствует, в связи с этим по ЛС передаются измерительные сигналы с низкими значениями тока и напряжения, что при недостатках в разъемах и проводке приводит к появлению “плавающих” отказов.

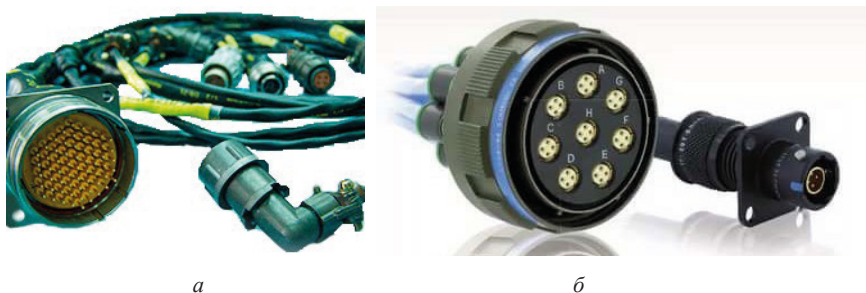


Рисунок 5. Авиационные соединители:
а — аналоговые ЛС; б — Соединители для ARINC 600 серии

Разнесение проводов по разным кабельным стволам связанных с требованиями к резервированию увеличивает количество электрических жгутов, штпсельных разъемов при этом вся аппаратура усиления, преобразования и обработки сигналов встроена в вычислитель. В настоящее время ЛС выполняют обжимкой контактных ножек, а не пайкой. Такой способ крепления также, как и пайка имеет тенденции к разрушениям контактов на местах соединения, которые вызваны вибрацией, перегрузками и прочими факторами, но в отличии от пайки удобство и ремонтпригодность таких соединений выше особенно в штпсельных разъемах где используется более 10 контактов. В таблице 1 указаны причины отказа САУ двигателя, из нее следует, что почти половина отказов происходит в соединителях электрической проводки.

Т а б л и ц а 1

Вид воздействия		Место проявления	
Температура	50%	Разъемы	40%
Влажность	20%	Изделия электронной техники	30%
Вибрации	20%	Паяные и сварные соединения	20%
Прочее	10%	Прочее	10%

Достоинства по сравнению с цифровой системой передачи данных:

- требует меньшее количество аппаратуры для передачи сигнала;
- простота диагностики и выявления отказов линий связи;
- простота и дешевизна циклов конструирования и производства.

В кодовых линиях связи (далее КЛС) применяются сложные методы модуляции с существенно более эффективным использованием полосы частот. Шумы и другие помехи полностью удаляются демодулятором путем определения пороговых значений, если их амплитуда не превосходит определенной величины. В противном случае возможны ложные сигналы, но они исправляются методами коррекции ошибок, если темп появления ложных сигналов остается ниже определенного предела. Поэтому цифровые системы позволяют добиваться почти идеального качества передачи даже при низком отношении сигнал-шум на входе приемника [3]. На сегодняшний день широко используются системы ARINC, а также ряд других цифровых интерфейсов, указанных в таблице 2. На рис. 5б для сравнения с обычными ЛС приведен разъем КЛС ARINC 600 серии.

Т а б л и ц а 2

Тип шины передачи данных	Скорость передачи данных	Тип воздушного судна
Tornado Serial	64 Кб/с	Tornado , Sea Harrier
1553B	1 Мб/с	Широко применяется в авионике боевых ВС
Ethernet	10 Мб/с	Boeing 787
STANAG 3910	20 Мб/с	Typhoon Raphael
HSDB	80 Мб/с	IAWG, F-22
AFDX	100 Мб/с	A-380
A664	100 Мб/с	Boeing 787
IEEE 1394b	800 Мб/с	F-35
Fiber channel FC-AE	1-2 Гб/с	F/A-18E/F , F-16 E/F

Основным недостатком КЛС является необходимость использования устройств сопряжения (рис. 6), которые предназначены для сбора и подготовки информации для её передачи по используемому интерфейсу. Это приводит к ухудшению массогабаритных характеристик системы.



Рисунок 6. Удаленный концентратор данных ARINC 600 серии

Основными достоинствами КЛС по сравнению с аналоговыми ЛС являются:

- скорость передачи данных;
- уменьшение необходимой для передачи данных проводки и разъемов;
- возможность самодиагностики системы;
- возможность прямой интеграции с бортовым вычислителем.

В таблице 3 приведено сравнение ЛС и КЛС по основным свойствам и характеристикам.

Т а б л и ц а 3

Свойство ЛС	Аналоговая ЛС	КЛС
Сложность схемного решения	Низкая	Высокая
Эффективность использования полосы частот	Низкая	Высокая и высшая
Сложность системы модуляции	Низкая	Высокая
Требования к отношению сигнал-шум приемника	Высокое	Низкое
Требуемая мощность несущей	Высокая	Низкая
Качество передачи:		
При низком отношении сигнал-шум	Плохое	Очень хорошее
При высоком отношении сигнал-шум	Хорошее	Идеальное
Точность арифметических операций	Низкая	Высокая
Температурный дрейф	Высокий	Низкий
Условный дрейф старения	Высокий	Низкий
Затраты на настройку При изготовлении	Высокие	Низкие

Вычислитель

Повышение степени интеграции электронной элементной базы, внедрение многослойных печатных плат, технологии поверхностного монтажа позволили существенно уменьшить массу и габаритные размеры электронных регуляторов. За период с середины 1980-х гг. до настоящего времени произошло снижение этих показателей в 4-6 раз [4].

В настоящее время в системах типа FADEC используются 16-32 разрядные вычислители, позволяющие обеспечить требуемую точность. Также в состав вычислителя входят 10-12-разрядные преобразователи и усилители для обработки аналоговых сигналов. Для связи с другими системами САУ двигателя имеет канал передачи информации в цифровом виде в соответствии с выбранным интерфейсом. Преобразователи дискретных команд, поступающих от выключателей, реле, кнопок и др., формируют единичный код. Предусмотрен специальный канал для подключения контрольно-проверочной аппаратуры КПА, который позволяет осуществлять проверку и поиск неисправностей и, в случае необходимости, проводить изменение параметров алгоритмов управления и заменять программы регулирования до установки электронного регулятора на борт и в период эксплуатации. Для формирования управляющих сигналов используются усилители-преобразователи с пропорциональными и широтно-импульсными (ШИМ) выходными сигналами. Управляющие сигналы подаются на исполнительные механизмы: пропорциональные — на электромагнитные преобразователи, а ШИМ-сигналы — на электромагнитные клапаны [1].

При двухканальном построении цифровых систем управления имеется дополнительная возможность использования для контроля идентичной информации, имеющейся в каждом канале. Идентичная информация для межканального перекрестного сравнения передается между каналами в виде контрольных сумм [3].

Прием сигнала от датчика и выдача управляющего сигнала на исполнительные устройства происходит в течение рабочего цикла системы, составляющего 10...60 мс и выбираемого в зависимости от динамических характеристик двигателя и каналов управления. За время рабочего цикла кроме реализации алгоритмов управления двигателем в системе осуществляются:

- предварительная обработка первичной информации (цифровая фильтрация сигналов, линеаризация характеристик, алгоритмическое повышение точности, вычисление производных и др.);
- управление потоками информации и диспетчеризация вычислений;
- программный контроль аппаратных средств, системных связей, математического обеспечения, состояния информации и процесса передачи информации;
- алгоритмический контроль реализуемых программ регулирования, диагностирование состояния элементов системы и управление реконфигурацией в случае отказов;

- передача информации к устройствам отображения и накопления, задачи бортовой операционной системы.

Перечисленные задачи занимают до 60% рабочего цикла системы.

В распределенных электронных САУ двигателя предполагается использование бортовой математической модели двигателя и алгоритмов идентификации его параметров для адаптивного управления, контроля и восстановления информации в случае отказов информационных каналов, что сократит время необходимое на первичную обработку сигналов и передачи данных наряду с использованием ИД и КЛС.

Основным отличием вычислителей рассматриваемых систем является уменьшенные масса и габариты вычислителя распределенной электронной САУ двигателя (рис. 7б) по сравнению со стандартными FADEC вычислителями (рис. 7а). Это становится доступно за счёт преимуществ использования КЛС и миниатюризации электронных элементов.

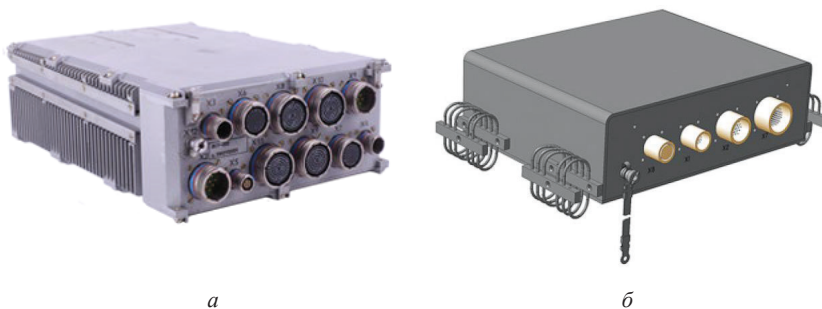


Рисунок 7. Блоки вычислителей САУ:
 а — ЭСУ-222 производства «УНПП молния»; б — БМ-14 концерна
 Авиаприборостроение

Вывод

Безусловно, что за цифровыми системами будущее, но на сегодня имеются проблемы в технологиях создания элементной базы, не позволяющие применять концепции подобные распределенной электронной САУ АД в полной мере.

В заключении можно сказать, что распределенная электронная САУ имеет больше преимуществ использования чем современные системы, однако, чтобы утверждать наверняка необходимо установить целесообразность ее применения, для чего провести статистический анализ, на этапах разработки, производства и эксплуатации.

Литература

1. Гуревич О.С. Системы автоматического управления авиационными ГТД: Энциклопедический справочник. М.: ТОРУС ПРЕС, 2011. 208 с.

2. *Густав О., Джангуидо П.* Цифровые системы автоматизации и управления. СПб.: Невский Диалект, 2001. 557 с.
3. *Титце У., Шенк К.* Полупроводниковая схемотехника. 12-е изд. Том II: Пер. с нем. М.: ДМК Пресс, 2007. 942 с.
4. *Moir I., Seabridge A.* Aircraft Systems: Mechanical, electrical, and avionics subsystems integration, Third edition. L.: John Wiley & Sons, Ltd. 2008. 499 p.
5. www.molniya-ufa.ru
6. www.techpribor.kret.com

СОДЕРЖАНИЕ

Деликатный отдел	6
----------------------------	---

ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Вылегжанин Д. В.</i> Электромеханический фрикционный тормоз для двигателя ТВ7-117	17
<i>Дегтярева С. П., Сафронов Д. А., Тихомирова Е. А., Живушкин А. А.</i> Выбор методики лабораторных термоциклических испытаний защитных покрытий для лопаток турбин, работающих в условиях термической усталости.	23
<i>Каровецкий А. А., Побелянский А. В.</i> Создание стенда для экспериментального исследования работы камер сгорания с испарительными форсунками	32
<i>Коцюбинский С. В.</i> Изменение конструкции распылителей форсажного топлива во фронтальном устройстве форсажной камеры сгорания	42
<i>Люшинский А. В.</i> Особенности диффузионной сварки жаропрочных сплавов	50
<i>Люшинский А. В., Серветник А. Н., Белоусов В. В.</i> Диффузионная сварка сплава ВВ751П	57
<i>Малев К. Г., Погодина М. Ю., Пеганов А. Ю.</i> Центробежные компрессоры с трубчатым диффузором, преимущества, недостатки и возможность применения	63
<i>Семёнов В. А.</i> Перспективы применения трубчатого диффузора в центробежном компрессоре	72
<i>Степанов О. В., Либерт К. К.</i> Оптимизация конструкции высоконагруженного рабочего колеса турбины компрессора	76
<i>Уткин Д. К.</i> Отчет по результатам внедрения ЭКД в формате РМІ	87
<i>Чернявский А. С.</i> Гибридная силовая установка лёгкого экспериментального скоростного вертолѐта	108

ТЕРМОДИНАМИКА, ГАЗОДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И РАСЧЕТЫ

<i>Власов П. П., Едигарев А. Д., Митюрин И. В., Сайпушев Б. А., Солянов И. А., Шемет М. В.</i> Разработка автоматизированной модели для расчета эффективности применения гибридных силовых установок в составе летательных аппаратов	129
<i>Дегтярева С. П., Рыбников А. И., Тихомирова Е. А.</i> Контроль термической усталости изделий посредством термоциклических испытаний на образцах корсетной формы.	140
<i>Зильберберг В. Л., Мусеев А. А., Коваленко О. Ю.</i> О подходе к оценке несущей способности дисков турбин ГТД с применением критерия прочности при сложном нагружении.	149
<i>Мамаев Б. И., Полубояринова С. А., Стародумов А. В.</i> Расчет потерь от угла атаки.	162

<i>Посадов В. В., Пикунов Н. В., Посадов В. В., Ким В. К.</i> Демпфирование колебаний рабочих лопаток вентилятора авиационного газотурбинного двигателя	167
<i>Усманов А. Р.</i> Исследование влияния демпфирования опор на вибрации двигателя	174
<i>Шубин А. Н., Гинзбург А. Е.</i> Усталостная прочность и моделирование усталостных испытаний вала несущего винта вертолета	180

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

<i>Васильев Г. С.</i> Электронный алгоритм управления аварийным дозированием топлива для двигателя РД-93МА — от моделей к испытаниям	189
<i>Васильев Г. С., Ефимов А. А.</i> Модификация электронных алгоритмов защиты турбовального двигателя от раскрутки турбин	200
<i>Калемнев А. Ю., Полозов С.А.</i> Контроль технического состояния 1-го топливного коллектора двигателя РД-33МК в процессе эксплуатации по информации бортового регистратора «КАРАТ-Б-29К»	208
<i>Сенча А. В., Курмантаев Д. А.</i> Модернизация гидропривода ОВТ для двигателя РД-33МК	218
<i>Суров А. В., Васильев Г. С., Иванов П. К.</i> Автоматизация процесса обработки протоколов испытаний ГТД	226
<i>Тихоньких К. К.</i> Сравнительный анализ аппаратной структуры современной и распределенной электронной САУ двигателя	232

Компьютерная верстка *Ю. Ю. Таурина, С. Е. Лукин*
 Корректор *Н. Н. Бутарова, Т. К. Добряня*
 Подписано в печать 18.10.20. Формат 60×90 1/16.
 Печ. л. 15,25. Тираж 140 экз. Заказ № 7384

Отпечатано в типографии «Скифия-Принт»
 С.-Петербург, ул. Б. Пушкарская, д. 10
 тел. (812) 982-83-94