

Запорожский национальный технический университет, АО «Мотор Сич»,
Национальный аэрокосмический университет им. Жуковского «ХАИ»

ВЕСТНИК №2
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ 2015

издается
с 2002 г.

НАУЧНО–ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Выходит два раза в год

Входит в список научных профессиональных изданий Украины,
в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ
на получение научных степеней доктора и кандидата технических наук
(Постановление ВАК Украины № 1-05/1 от 10.02.2010 г.)

Запорожье
АО «Мотор Сич»
2015 г.

ISSN 1727-0219

Интернет-страница журнала: <http://journal.zntu.edu.ua/vd/index.php?page=index>

Статьи, которые публикуются в журнале, реферируются в базах данных РЖ ВИНТИ (Россия) и «Джерело» (Украина). Журнал Вестник двигателестроения содержится в международной базе научных изданий INSPEC, Index Copernicus (<http://journals.indexcopernicus.com/index.php>), электронная копия журнала размещена на сайте Национальной библиотеки Украины имени В.И. Вернадского НАН Украины в разделе «Наукова періодика України» по адресу: <http://nbuv.gov.ua/portal/>

Уважаемые авторы публикаций!

Журнал отражает достижения науки и техники предприятий и организаций Украины и зарубежных стран в области двигателестроения, публикует разработки ведущих специалистов и ученых, направленные на совершенствование производства и повышение качества продукции, а также статьи потенциальных соискателей ученых степеней и званий.

Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:

- Общие вопросы двигателестроения
- Конструкция и прочность
- Сборка и испытания
- Эксплуатация, надежность, ресурс
- Технология производства и ремонта
- Конструкционные материалы
- Стандартизация и метрология
- Экология

Шановні автори публікацій!

Журнал відображає досягнення науки і техніки підприємств та організацій України і зарубіжних країн в галузі двигунобудування, публікує розробки провідних спеціалістів та вчених, спрямовані на вдосконалення і підвищення якості продукції, а також статті потенційних здобувачів наукових ступенів і звань.

Статті та повідомлення будуть формуватися за наступними рубриками:

- Загальні питання двигунобудування
- Конструкція і міцність
- Складання і випробування
- Експлуатація, надійність та ресурс
- Технологія виробництва і ремонту
- Конструкційні матеріали
- Стандартизація і метрологія
- Екологія

To the attention of authors!

The journal presents the achievements in the field of science and technique of Ukrainian enterprises, scientific institutions and foreign countries working at aircraft engineering. The journal publishes developments of leading specialists, scientists and the articles of potential applicants for scientific degrees aimed at perfection of the production and improvement of the quality.

The journal covers the subjects of:

- Aircraft engineering
- Structures and strength
- Assembling and trials
- Operation, reliability, service life
- Technology of production and maintenance
- Structural materials
- Standardization and metrology
- Ecology

Материалы, содержащиеся в журнале, опубликованы по решению XX международного конгресса двигателестроителей.

Главный редактор:

Заместитель главного редактора:

Члены редакционной коллегии:

д-р техн. наук В. А. Богуслаев
д-р техн. наук С. Б. Беликов
д-р техн. наук В. С. Кривцов
д-р техн. наук Ю. Н. Внуков
д-р техн. наук Э. И. Цивирко
д-р техн. наук Л. И. Ившенко
канд. техн. наук П. Д. Жеманюк
д-р техн. наук Г. А. Кривов
д-р техн. наук В. А. Титов
д-р техн. наук Ю. А. Ножницкий
д-р техн. наук Б. С. Карпинос
д-р техн. наук А. П. Зиньковский

д-р техн. наук, профессор **А. Я. Качан**
д-р техн. наук, профессор **А. И. Долматов**

д-р техн. наук А. Я. Мовшович
д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий
д-р техн. наук Г. А. Горбенко
д-р техн. наук С. В. Епифанов
д-р техн. наук Н. С. Кулик
д-р техн. наук С. А. Дмитриев
д-р техн. наук Н. Ф. Дмитриченко
д-р техн. наук Ю. В. Петраков
канд. техн. наук В. В. Ткаченко
канд. техн. наук В. Ф. Мозговой
канд. техн. наук А. В. Богуслаев
канд. техн. наук А. В. Шереметьев

Редакторско-издательский совет: В. А. Богуслаев, С. Б. Беликов, В. С. Кривцов, Н. А. Савчук, А. А. Баранник

© ЗНТУ, 2014

© НАКУ «ХАИ» им. Жуковского, 2014

© АО «Мотор Сич», 2014

Члены редакционной коллегии



Качан А.Я.
Гл. редактор,
д-р техн. наук



Долматов А.И.
Зам. гл. редактора,
д-р техн. наук



Богуслав В.А.
д-р техн. наук



Беликов С.Б.
д-р техн. наук



Кривцов В.С.
д-р техн. наук



Жеманюк П.Д.
канд. техн. наук



Внуков Ю.Н.
д-р техн. наук



Кривов Г.А.
д-р техн. наук



Цвирко Э.И.
д-р техн. наук



Ивценко Л.И.
д-р техн. наук



Зиньковский А.П.
д-р техн. наук



Карпинос Б.С.
д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А.
д-р техн. наук



Дмитриченко Н.Ф.
д-р техн. наук



Мовшович А.Я.
д-р техн. наук



Ольшанецкий В.Е.
д-р техн. наук



Титов В.А.
д-р техн. наук



Петраков Ю.В.
д-р техн. наук



Киндрачук М.В.
д-р техн. наук



Епифанов С.В.
д-р техн. наук



Кулик Н.С.
д-р техн. наук



Дмитриев С.А.
д-р техн. наук



Лепёшкин А.Р.
д-р техн. наук



Горбенко Г.А.
д-р техн. наук



Богуслав А.В.
канд. техн. наук



Мозговой В.Ф.
канд. техн. наук



Шереметьев А.В.
канд. техн. наук

Для сведения авторов

Условия публикации:

Научно-технические и производственные статьи, планируемые к опубликованию в нашем издании, утверждаются на редакционной коллегии. При положительных заключениях материалы помещаются в «портфель» редакции в очередь на опубликование. Процедура рецензирования-утверждения занимает срок от 1 до 3 месяцев. Статьи, прошедшие данную процедуру и размещенные в журнале в порядке очереди, публикуются бесплатно.

Требования к оформлению материалов для журнала «Вестник двигателестроения»

- К рассмотрению принимаются научные статьи, содержащие такие необходимые элементы: постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, в которых имеются предпосылки решения данной проблемы и на которые опирается автор, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья; формулирование целей статьи (постановка задания); изложение основного материала исследования с полным обоснованием результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в данном направлении.

- Рукопись статьи присылается в редакцию в двух экземплярах вместе с актом экспертизы и справкой об авторах. Объем текстовой части статьи 3–6 листов. Рабочие языки: украинский, русский, английский. Последовательность размещения материала статьи: индекс УДК; инициалы и фамилия авторов, название статьи, аннотация, ключевые слова на трех языках: украинском, русском и английском; полное название учреждения, в котором работают авторы; текст статьи (с подписями авторов на последней странице); перечень литературы; таблицы; рисунки.

- В статье нужно четко и последовательно изложить то новое и оригинальное, что получено авторами в результате исследований. Не следует приводить известные факты, повторять содержание таблиц и иллюстраций в тексте. Термины и обозначения технических параметров следует употреблять в соответствии с нормами Госстандарта, а единицы измерения – в международной системе единиц (СИ). В статье должны быть выделены следующие разделы: вступление, методика (исследований), результаты, обсуждение, выводы.

- Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microsoft Word 97 или 2000 (в соответствии с ДСТУ 3008–95). Формат листа – А4, ориентация – книжная, поля – 20 мм со всех сторон. Шрифт: гарнитура Times New Roman, размер 12 пт; интервал – 1,5; выравнивание по ширине. Текст с ручным переносом не принимается!

- Для набора формул надо использовать редактор Microsoft Equation версии 2 или 3. Размер букв: обычный – 12 пт, крупный индекс – 10 пт, мелкий индекс – 8 пт, крупный символ – 16 пт, мелкий символ – 12 пт.

- Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двубитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 dpi (формат TIFF), для фотографий – 200–240 dpi (формат JPG, EPS, BMP). Не допускается вставка рисунков в файл статьи непосредственно из прикладных программ (AutoCAD, Excel и т.п.), минуя графический формат. Для четкого воспроизведения изображения при печати толщина линий не должна быть меньше, чем 0,1 мм. Наличие подрисовочной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисовочной надписи.

- Таблицы должны содержать только необходимую информацию, быть лаконичными и максимально понятными. Возле обозначений параметра необходимо указать его размерность. Размер шрифта таблицы должен составлять 10 пт. Ширина таблицы не должна превышать 80 мм (размер колонки). В отдельных случаях разрешается делать таблицы шириной 170 мм.

- Перечень литературы в конце рукописи на языке оригинала приводится в соответствии с последовательной ссылкой на работы в тексте и требованиями действующих норм. Ссылка на литературу в тексте нумеруется арабскими цифрами в прямых скобках.

- В справке об авторах нужно привести фамилии, имена и отчества всех авторов, их служебные и домашние адреса, должности, ученые степени, номера телефонов, электронные адреса. Авторами считаются лица, которые принимали участие в выполнении работы в целом или ее главных разделов.

Статьи направляются в редакцию по адресу:

69063, Украина, г.Запорожье, ул.Жуковского, 64
Запорожский национальный технический университет,
главный редактор Качан Алексей Яковлевич.
Электронный вариант статьи можно передать по адресу:
vd@zntu.edu.ua (максимальный объем письма 2 Мбайта).

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Ю.В. БАБЕНКО

УПРАВЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ ОБОБЩЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ РЕГИОНАЛЬНЫХ
ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЕТОВ НА ЭТАПЕ ЕЕ РАЗРАБОТКИ..... 9

Л.В. КАПИТАНОВА

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЗЛЕТНЫХ МАСС МОДИФИКАЦИЙ САМОЛЕТОВ ТРАНСПОРТНОЙ
КАТЕГОРИИ ПО УСЛОВИЯМ ВЗЛЕТА И ПОСАДКИ..... 15

Я.Г. БАХМЕТ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРОВ
РАСХОДА..... 20

Н.Н. КОШЕЛЕВ, А.В. ЛОЯН, А.И. ЦАГЛОВ

РАЗРАБОТКА ВАКУУМНОЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЕЧИ С МИНИМАЛЬНОЙ
НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ТЕМПЕРАТУРЫ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ 25

А.Н. ХАУСТОВА, А.В. ЛОЯН, О.П. РЫБАЛОВ

РАЗРАБОТКА ОПТИЧЕСКОГО ПРИЕМНИКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ЭРОЗИИ
ОТДЕЛЬНО НАРУЖНОЙ И ВНУТРЕННЕЙ КЕРАМИЧЕСКИХ ВСТАВОК ГАЗОРАЗРЯДНОЙ
КАМЕРЫ СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ 29

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

Н.П. ВЕЛИКАНОВА, П.Г. ВЕЛИКАНОВ, А.С. КИСЕЛЕВ

АНАЛИЗ РЕСУРСНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДИСКА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД ДЛЯ
ВЕРТОЛЕТА..... 37

В.И. НАЗИН

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ КАМЕР ПО ОКРУЖНОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО
ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА..... 42

Н.А. ПАНЧЕНКО

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ПОДАЧЕ
ОХЛАДИТЕЛЯ ЧЕРЕЗ ПАРНЫЕ ОТВЕРСТИЯ..... 47

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, Т.И. ПРИБОРА, В.В. ТИХОМИРОВ

АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ СУБМОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ
АВИАЦИОННЫХ ГТД..... 52

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, Н.Ю. ОВЧАРОВА, П.Н. КУЛАКОВ, С.Б. КУЛИШОВ, А.Н. СКРИЦКИЙ

ПРОБЛЕМЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТОЧНОМ АППАРАТЕ
КОМПРЕССОРА ГТД В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ПОТОКЕ..... 58

САУ И ДИАГНОСТИКА

В.В. ЛОГИНОВ

АНАЛІЗ СТАНУ НАДІЙНОСТІ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ 62

С.О. ДМИТРИЄВ, О.В. ПОПОВ, Д.В. ПОПОВ, Г.О. АРИСТОВ

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОВІТРЯНИХ СУДЕН ТА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ 67

JOZEF POLACEK, LUBOS VARGOVCIK

A MATHEMATICAL MODEL OF A SMALL CLASS TURBOPROP ENGINE 73

Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ, С.В. ЕПИФАНОВ, Е.В. МАРЦЕНЮК, В.В. БОЙКО

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАДИАЛЬНОГО РАЗМЕРА ДИСКА ТУРБИНЫ,
ОБУСЛОВЛЕННОЙ ДЕЙСТВИЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ 80

Д.И. ВОЛКОВ, В.П. КОМАРОВ, В.В. НЕРУБАССКИЙ

РАЗРАБОТКА И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ
УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫМИ ГТД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО
СИМУЛЯТОРА 92

А.Г. БУРЯЧЕНКО, В.М. ГРУДИНКИН, Д.С. БУРУНОВ

СТЕНД-ИМИТАТОР ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АИ-450М ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ
РЕГУЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ. МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И
АТТЕСТАЦИЯ СТЕНДА 95

Г.Ф. ЦАЛИМОВ, С.В. КОЗЮРА, Е.Е. ВАСЬКО

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННЫХ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОРАМИ ДЛЯ
СИСТЕМ ЗАПУСКА АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 102

С.И. СУХОВЕЙ

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ ДОЗАТОРОМ ТОПЛИВА ГТД ЗА
СЧЕТ УЧЕТА ДИНАМИКИ КЛАПАНА ПОСТОЯННОГО ПЕРЕПАДА
ДАВЛЕНИЯ (КППД) 107

А.П. КУКОВИНЕЦ

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ВИБРАЦИОННОЕ
СОСТОЯНИЕ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 112

В.Ф. МИРГОРОД

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРЕНДОВОЙ СТАТИСТИКИ КУМУЛЯТИВНЫХ СУММ В
УСЛОВИЯХ НЕГАУССОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ 116

В.Е. СТРЕЛЕЦ, М.Л. УГРЮМОВ, Е.М. УГРЮМОВА, И.А. ТРОФИМОВА

МЕТОД СИНТЕЗА МНОЖЕСТВА КОНТРОЛИРУЕМЫХ ПЕРЕМЕННЫХ ДЛЯ
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ
НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ВХОДНЫХ ДАННЫХ 120

А.В. ПАПЧЕНКОВ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СПЕКТРАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГТД 125

<i>О.М. РЕВА, Д.Ю. БІРЮКОВ, Ш.Ш. НАСІРОВ</i> ФОРМУВАННЯ ВИМОГ ДО ТРЕНАЖЕРА СПІВРОБІТНИКА ARO AIS.....	133
--	-----

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

<i>Ю.В. БРУСИЛО, А.А. ТАМАРГАЗИН</i> ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОДУГОВЫМ НАПЫЛЕНИЕМ.....	138
---	-----

<i>Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО, В.М. КИСЕЛЬ, Г.А. ФРОЛОВ, С.В. БУЧАКОВ</i> ГОРЕЛОЧНОЕ УСТРОЙСТВО ДВУХКАСКАДНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОГО НАПЫЛЕНИЯ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ.....	143
--	-----

<i>В.Ю. ГРАНИН, В.В. ТРЕТЬЯК, С.В. ХУДЯКОВ, В.Д. СОТНИКОВ, Н.Ф. САВЧЕНКО</i> ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПРУТ-ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ.....	149
--	-----

ТЕОРИЯ И РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ

<i>А. С. ИМАНОВ, П.Ш. АБДУЛЛАЕВ</i> ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ АВИАЦИОННЫХ ЛОПАТОК НА БАЗЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ КРИВИЗНЫ.....	154
--	-----

<i>С.Н. КАБАННИК, В.А. ЦИМБАЛЮК</i> АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ПРИ БОЛЬШИХ УГЛАХ НАТЕКАНИЯ ДОЗВУКОВОГО ПОТОКА.....	160
---	-----

<i>В.С. ЧИГРИН, Ф. МОХАММАДСАДЕГИ</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗВИТИЯ НЕУСТОЙЧИВЫХ ТЕЧЕНИЙ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ.....	165
--	-----

<i>С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ</i> О ВЫБОРЕ СТЕПЕНИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЕТКИ ПРИ РАСЧЕТАХ ТРЕХМЕРНЫХ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО ГАЗА В ТУРБОМАШИНАХ.....	171
---	-----

<i>Я. СУРВИЛО, П. ЛАМПАРТ, М. ШИМАНЯК</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРЦИАЛЬНОГО ПОДВОДА РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТУРБИНЕ ORC.....	178
---	-----

<i>М.Р. МУСТАФАЕВ, Ю.М. АШУРОВ, Р.С. АГАВЕРДИЕВ</i> НОВЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ СЕЧЕНИЯ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ЛЕМНИСКАТАМИ БЕРНУЛЛИ.....	182
---	-----

<i>Д.А. ДОЛМАТОВ</i> СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПЛАМЕН.....	187
--	-----

<i>В.А. ЩУКИН, Ф.М. ВАЛИЕВ, О.В. ДУНАЙ</i> ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В АВИАДВИГАТЕЛЯХ ПРИ ДВУХСТАДИЙНОМ ПРОЦЕССЕ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА.....	196
---	-----

<i>A. B. СМЕРНОВ, А. Н. ШЕДРЕНКОВ, О. Н. ЩЕРБАКОВ, А. Ю. КАРУЦКИЙ, В. П. ПАРАФЕЙНИК</i>	
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ВЫХЛОПНЫХ ТРАКТАХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ ДУ80Л1	199
<i>F. FORGHANY, A. ASDOLLAHI-GHONIEH, M. TAIEBI-RAHNI</i>	
NUMERICAL INVESTIGATION OF THE FLUIDIC INJECTION ANGLE EFFECTS ON THRUST VECTORING	207
<i>В.А. ШКАБУРА</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ И ТУРБИНОЙ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В СОСТАВЕ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	215
<i>MASOUD HAJIVAND</i>	
EFFECT OF AXIAL SWIRLER PARAMETERS ON A METHANE-AIR COMBUSTION CHARACTERISTICS AND FORMATION OF NITROGEN OXIDE	219

УДК 629.138.6.001.12

Ю.В. БАБЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»

УПРАВЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ ОБОБЩЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ РЕГИОНАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ САМОЛЕТОВ НА ЭТАПЕ ЕЕ РАЗРАБОТКИ

Предложена обобщенная модификация отечественных серийных транспортных самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б. Отличительная особенность предложенной модификации состоит в увеличенной величине полезной нагрузке (при сохранении дальности на уровне базовых вариантов), а также в замене силовой установки путем постановки в обобщенную модификацию отечественных двигателей ТВЗ-117ВМА. Так, путем увеличения коммерческой нагрузки обеспечен рост рейсовой производительности обобщенной модификации, а вследствие замены силовой установки улучшилось ее топливная эффективность. Оценка стоимостной эффективности модификационных изменений произведена на основе впервые введенных авторами интегральных показателей таких как стоимость жизненного цикла и критерий удельных затрат за жизненный цикл. Установлено что по принятому критерию обобщенная модификация превосходит базовые самолеты в 1,5...3 раза.

Ключевые слова: модификации самолетов транспортной категории, эффективность, удельные затраты за жизненный цикл.

Введение

В настоящее время в нашей стране и других странах мира успешно эксплуатируется ряд отечественных региональных самолетов. Так, на авиатрассах Украины, Индии, Китая, Ирана нашли свое эффективное применение такие региональные самолеты (с ТВД), как Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б. Однако их календарный ресурс уже заканчивается, и актуальным становится вопрос их замены.

Одним из вариантов решения такой проблемы является разработка обобщенной модификации, сохраняющей их положительные качества и соответствующей всем современным требованиям.

Для такого подхода есть все необходимые предпосылки:

– значительный суммарный парк указанных самолетов различного назначения в эксплуатации;

– возможность замены разных МДУ на двигатель ТВЗ-117ВМА-СБМЗ (совместное предложение АО «Мотор Сич» и ГП «Ивченко-Прогресс»), новая электронная система управления, диагностики и контроля, повышенные ресурсы и улучшение климатических характеристик по мощности;

– использование вспомогательной силовой установки АИ9-3Б (г. Запорожье, Украина);

– переоборудование кабины для пилотирования двумя членами экипажа с установкой современного БРЭО;

– усиление противокоррозионной защиты.

Кроме того, названные региональные транспортные самолеты имеют:

– одинаковые емкости крыльевых топливных баков, вмещающих возможно максимальный запас топлива;

– практически равные крейсерские высоты полета;

– развернутую инфраструктуру их обслуживания, текущего и капитального ремонтов как у нас в стране, так и тех странах, где в настоящее время эксплуатируются самолеты Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б.

Постановка задач исследований

1. Сформировать основные параметры обобщенной модификации на базе серийных самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б.

2. Произвести сравнительную оценку эффективности обобщенной модификации с базовыми самолетами на основе интегрального критерия затрат за жизненный цикл.

Формирование основных параметров обобщенной модификации

Взлетную массу единой модификации под- считаем как сумму весов:

$$m_{\text{взл}} = m_{\text{сн}} + (m_{\text{п.н max}} + m_{\text{т max}})_{\text{Ан-26}}$$

где $m_{\text{сн}}$ – масса снаряженного самолета единой модификации, равная 15000 кг;

$m_{\text{п.н max}}$ – максимальная полезная нагрузка самолетов Ан-26 и Ан-32, равная 5500 кг.

В целях повышения рейсовой производительности обобщенной модификации ее максимальную полезную нагрузку увеличим до 8 тонн.

Практическую дальность полета с различными полезными нагрузками единой модификации определим, не выполняя аэродинамических расчетов, на основе использования

данных диаграмм «груз – дальность» серийных самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б в условиях базирования: $H = 0$, $CA+15^\circ C$.

Такой подход к изменению $m_{п.н}$ и L позволяет сформировать диаграмму «груз – дальность» как основной отличительный признак модификационных изменений (рис. 1).

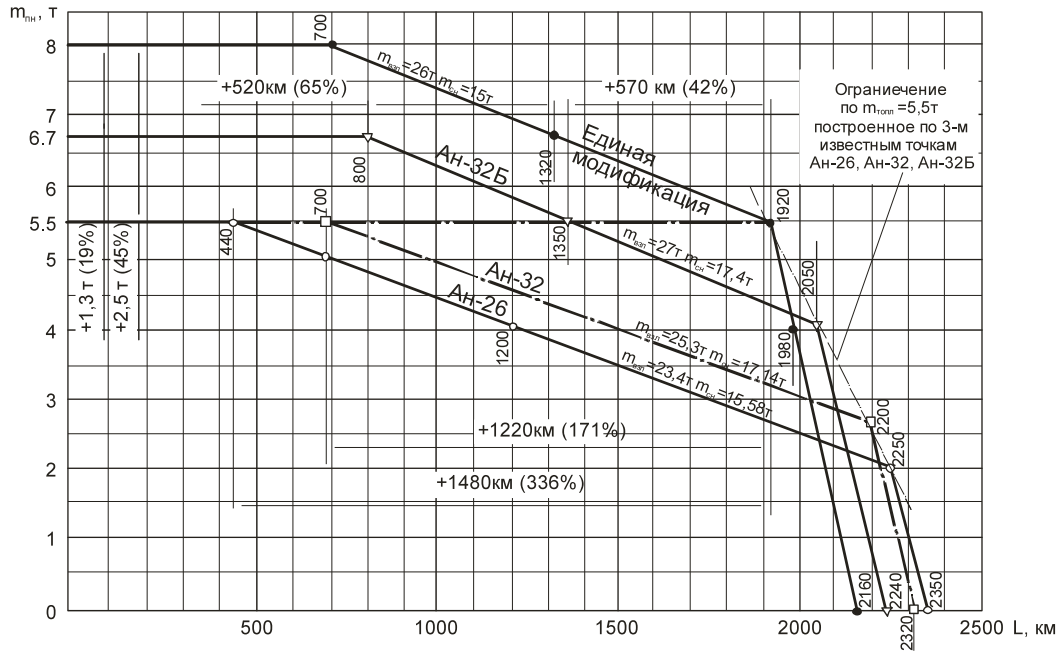


Рис. 1. Диаграмма «груз – дальность» обобщенной модификации на основе семейства самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б

Построение диаграммы «груз – дальность» единой модификации осуществлено следующим образом: горизонтальную прямую $m_{п.н} = 5500$ кг проводим до пересечения с линией ограничения максимального количества топлива ($m_{T\max} = 5500$ кг). Через полученную точку перелома проведены параллельно наклонным участкам любой из диаграмм «груз – дальность» серийных самолетов Ан-26,

Ан-32 или Ан-32Б наклонные участки единой модификации $L = f(m_{п.н} \geq 5,5 \text{ т})$ и $L = f(m_{п.н} \leq 5,5 \text{ т})$.

С учетом параметров характеристики «груз – дальность», а также на основе уравнения существования и требования замены силовой установки получены и другие параметры обобщенной модификации, которые приведены в табл.1.

Таблица 1

Параметры обобщенной модификации самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б

№ п/п	Самолеты				Обобщенная модификация
	Параметры	Ан-32Б	Ан-32	Ан-26	
1	Двигатели: тип, $N_{взл}/N_{чр}$, э.л.с. Срезка по t_H °C на $H = 0$ Ресурс в часах (назначенный)	АИ-20Д, 5 ^й сер. 5180x2 15 6 000	АИ-20М 4250x2 22 18 000	АИ-24РВ 2 820x2 22 15 000	ТВЗ-117ВМА-СБМЗ 2 750x2/3 200x1 30/45 (взл/чр) 20 000
2	ТГ, РУ или ВСУ	ТГ-16		РУ-19А	АИ9-3Б или ТА-14
3	ВВ, тип, $d_{вв}$, м × кол. лоп.	АВ-68ДМ, 4,7x4		АВ-72, 3,9x4	АВ-140Х, 3,96x6
4	Экипаж, чел.	3		4	2

5	$m_{взл. Т. Н=0 \text{ и } CA+15^\circ}$	27	25,3	23,4	26
6	$m_{с.н}/\bar{m}_{с.н,Т}$	17,4/0,644	17,14/0,677	15,85/0,77	15/0,577
7	$m_{п.н. \text{ max}}^{\circ} \text{ Т}$	6,7		5,5	8
8	$m_{Т \text{ max}}^{\circ} \text{ Т}$	5,5			
9	$m_{Т \text{ анз}}^{\circ} \text{ Т}$	1,1		1	0,92
10. Дальность, км	$m_{п.н} = 8,0, \text{ Т}$	—			700
	$m_{п.н} = 6,7, \text{ Т}$	800	—		1400
	$m_{п.н} = 5,5, \text{ Т}$	1350	700	440	1920
	$m_{п.н} = 4,0, \text{ Т}$	2060	1450	1200	2070
	$C_{п.н}$ при ограничении $m_{Т}$	2050, (4,3 т)	2200, (2,5 т)	2250, (2 т)	1920, (5,5 т)
	Перегоночная при $m_{п.н} = 0$	2240	2320	2350	2160
11	$N_{\text{крейс}}^{\circ} \text{ э. л. с.}$	2750		1650	2000
12	$C_e, \text{ кг/э.л.с.} \cdot \text{ ч, CA}$	0,199		0,239	0,195
13	$M_{\text{крейс}}, N_{\text{крейс}}, V_{\text{крейс. max}}$	0,48, 8000 м, 532 км/час		0,38/6000/433	0,45/6000/520
14	$L_{\text{впп}}$ для взлета, м	1890	1990	1970	Не определялись
15	$L_{\text{впп}}$ для посадки, м	2220	2320	2070	

Анализируя представленные данные, прежде всего следует обратить внимание на существенное изменение рейсовой производительности обобщенной модификации, определяемой как произведение $m_{п.н} \cdot L$ за один рейс. На основании пункта 10 (табл. 1) построено значение $m_{п.н} \cdot L$ (рис. 2) для рассматриваемых самолетов.

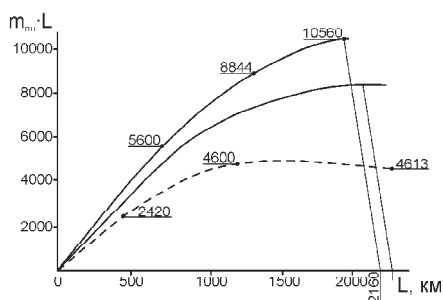


Рис. 2. Рейсовая производительность самолетов Ан-26, Ан-32, Ан-32Б и их единой модификации

Наиболее рейсовой производительностью и базовые самолеты Ан-26, Ан-32, Ан-32Б и их обобщенная модификация обладают при перевозке грузов на расстояние примерно в 2000 километров, причем у обобщенной модификации это наиболее ярко выражено.

Кроме того, обобщенная модификация обладает существенно большей рейсовой производительностью по отношению ко всем базовым вариантам.

С новой силовой установкой (см. табл. 1) единая модификация обеспечивает экономию по расходу топлива. В табл. 2 представлен сравнительный с Ан-26 расчет экономии топлива на 1000 км дальности на крейсерском режиме полета.

Таблица 2

Сравнительная оценка основных параметров обобщенной модификации и самолета Ан-26 по топливной эффективности

Характеристики	$C_{e \text{ крейс}}$, кг/л. с. ч	$N_{\text{крейс}}$, л. с.	$C_{ч. \text{ крейс}}$, кг/ч	$V_{\text{крейс. ср.}}$, км/ч	$T_{\text{час}}$, на 1000 км	$m_{Т}$, на 1000 км, кг	Экономия $m_{Т}$, на 1000 км, кг, (%)
Ан-26	239	1650	394	435	2,30	900×2	—
Единая модификация	195	2000	390	520	1,92	750×2	300, (17%)

Таким образом, топливная эффективность обобщенной модификации улучшится примерно на 17%.

Кроме того, обобщенная модификация имеет и другие существенные преимущества по сравнению с заменяемыми самолетами:

- более низкие обороты воздушного винта $n_{\text{ВВ}} = 8501200$ об/мин;
- «тихое руление» при $n_{\text{ВВ}} = 850$ об/мин в пределах аэродрома;
- значительно лучшие экологические показатели по вредным выбросам маршевого двигателя и шума на местности.

Сравнительная оценка эффективности обобщенной модификации на основе критерия затрат за жизненный цикл

Изменение приведенных выше технических параметров, естественно, требует определенных затрат при разработке и на этапе изготовления модификации, хотя следует ожидать их снижения на этапе эксплуатации.

Поскольку стоимостные изменения охватывают все этапы жизненного цикла, эффективность обобщенной модификации оценим с привлечением интегральных показателей критерия затрат за жизненный цикл, приведенных в работе [2].

По данным этой работы стоимость жизненного цикла оценивают выражением

$$C_{\text{ж.ц}} = A^P(m_{\text{к.н}} \cdot L)N_p, \quad (1)$$

где A^P – полные затраты на один рейс; N_p – число рейсов за весь период эксплуатации.

Другой формой идентификации стоимости жизненного цикла модификаций является ее выражение через заявленный ресурс T_q :

$$C_{\text{ж.ц}} = A^q(m_{\text{к.н}} \cdot L)T_q, \quad (2)$$

где A^q – приведенные расходы, приходящиеся на один час полета; T_q – заявленный ресурс в часах.

Если же амортизационный срок задан в календарном времени, то

$$C_{\text{ж.ц}} = A^q(m_{\text{к.н}} \cdot L)V_{\Gamma}T_{\Gamma}, \quad (3)$$

где V_{Γ} – годовой налет самолета в часах; T_{Γ} – календарный срок службы самолета в годах; V_{Γ} – для среднемагистрального самолета $V_{\Gamma} = 455 \ln(L_p) - 1884$; V_{Γ} – для ближнемагистрального самолета $V_{\Gamma} = 656 \ln(L_p) - 2800$; V_{Γ} – для регионального самолета $V_{\Gamma} = 481 \ln(L_p) - 1687$; L_p – средне-взвешенная дальность перевозок за год.

Кроме того, в этой же работе предложен новый критерий удельных затрат за жизненный цикл ($\bar{C}_{\text{ж.ц}}$), выражающий собой отношение полных затрат за жизненный цикл к полезной работе за весь период эксплуатации:

$$\bar{C}_{\text{ж.ц}} = \frac{A^q(A_{\text{ас}}, A_{\text{ад}}, A_{\text{тос}}, A_{\text{тод}}, A_{\text{топ}}, A_3, V_{\text{ап}})T_q}{m_{\text{к.н}} \cdot L \cdot N_{\text{рейс}}}, \quad (4)$$

где $A_{\text{ас}}, A_{\text{ад}}$ – расходы на амортизацию самолета и двигателя;

$A_{\text{тос}}, A_{\text{тод}}$ – расходы на техническое обслуживание самолета и двигателя;

$A_{\text{топ}}$ – расходы на топливо; A_3 – расходы на заработную плату; $V_{\text{ап}}$ – аэропортовые расходы, на час полета.

Используя параметры соотношений «груз – дальность», приведенные в табл. 1, несложно провести оценку эффективности единой модификации по показателю величины стоимости жизненного цикла и по вновь введенному критерию удельных затрат за жизненный цикл (табл. 3).

Таблица 3

Экономические характеристики самолетов Ан-26, Ан-32, Ан-32Б и их обобщенной модификации

Параметры	Модификации			Обобщенная модификация
	Ан-32Б	Ан-32	Ан-26	
Дальность, км	1350	700	440	1920
Крейсерская скорость, км/ч	532	532	433	520
Рейсовая производительность, т·км/рейс	7425	3850	2420	10500
Заявленный ресурс, л. ч	35000	35000	30000	50000
Стоимость самолето-часа, дол.	2100	2100	2250	2000
Стоимость жизненного цикла, дол.	$735 \cdot 10^5$	$735 \cdot 10^5$	$675 \cdot 10^5$	$100 \cdot 10^6$
Критерий удельных затрат за жизненный цикл, дол/т·км/р	0,59	0,59	1,55	0,39

Анализируя стоимостные показатели, приведенные в табл. 3, необходимо отметить следующее:

1. Стоимость жизненного цикла обобщенной модификации несколько возросла вследствие

того, что ее ресурс увеличился почти в полтора раза.

2. Стоимость самолето-часа несколько снизилась, а критерий удельных затрат за жизненный цикл (0,39) почти в 4 раза ниже,

чем у Ан-26, и в 1,5 раза ниже, чем у самолетов Ан-32 и Ан-32Б.

Из полученных результатов, приведенных в табл. 3, вытекает ряд направлений развития модификаций транспортных самолетов рассмотренных типов на момент их создания. Предложенный критерий удельных затрат за жизненный цикл позволяет оценить эффективность модификаций с учетом величины заявленного ресурса, рейсовой производительности, числа рейсов на этапе эксплуатации.

Таким образом, и абсолютная величина стоимости жизненного цикла, и вновь предложенный критерий удельных затрат, являясь интегральными экономическими величинами, позволяют на самой ранней стадии создания модификаций самолетов транспортной категории оценить их эффективность.

Так путем увеличенных затрат при разработке обобщенной модификации создается практически новый самолет, унаследовавший все лучшие качества предшественников Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б, но обладающий большей рейсовой производительностью, меньшей себестоимостью самолето-часа, а значит, и меньшими удельными затратами за жизненный цикл.

Выводы

1. Вместо эффективно используемых в течение нескольких десятков лет отечественных региональных транспортных самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б предложена их обобщенная модификация с новой отечественной силовой установкой.

2. Рейсовая производительность обобщенной модификации возросла из-за увеличения полезной нагрузки до 8 т при сохранении дальности на уровне базовых вариантов, при этом (вследствие замены силовой установки) топливная эффективность увеличена на 17 %.

3. Эффективность модификационных изменений технических параметров оценена по интегральным показателям – стоимости жизненного цикла и критерию удельных затрат за жизненный цикл. Установлено, что по критерию удельных затрат за жизненный цикл предложенная обобщенная модификация превосходит базовые варианты в 1,5...3 раза.

4. На основе проведенных исследований предложен практически новый самолет в виде

обобщенной модификации, унаследовавшей все лучшие качества базовых самолетов Ан-26, Ан-32 и Ан-32Б, но обладающей большей производительностью, меньшей себестоимостью самолето-часа и меньшими удельными затратами за жизненный цикл.

Литература

1. Андриенко Ю. Г. Особенности расчета топливной эффективности самолетов гражданского назначения как одного из критериев оценки принимаемых решений [Текст] /Ю. Г. Андриенко// Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: Сб. науч. тр. – НАКУ. Вып. 14 «ХАИ». – Вып. 14. – Х.: 2002. – С. 41–47.

2. Бабенко Ю. В. Метод управления основными технико-экономическими параметрами самолета на этапе разработки его модификаций [Текст] /Ю. В. Бабенко// Вісті академії інженерних наук України. – Х.: – 2006. №3(30) – С. 121–125.

3. Бабенко Ю. В. Экономические причины разработки самолетных модификаций [Текст] /Ю. В. Бабенко// Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. Сб. науч. тр. – НАКУ. Вып. 14 «ХАИ». – Вып. 19. – Х.: 2003. – С. 142–148.

4. Бабенко Ю. В. Концептуальные положения оценки экономической эффективности самолетов в условиях рыночных отношений [Текст] /Ю. В. Бабенко// Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. Сб. науч. тр. – НАКУ. Вып. 14 «ХАИ». – Вып. 22. – Х.: 2004. – С. 124–130.

5. Бадягин А. А. Проектирование пассажирских самолетов с учетом экономики эксплуатации [Текст] /А. А. Бадягин, Е. А. Овруцкий. – М.: Машиностроение, 1964. – 295 с.

6. Дружинін Є. А. Оцінка вартості проектів складних технічних систем на початкових етапах розробки [Текст] /Є. А. Дружинін, О. С. Яшина// Вісник Нац. техн. ун-ту ХПІ. – 2002. – №3. – С. 87-91.

7. Шейнин В. М. Роль модификаций в развитии авиационной техники [Текст] /В. М. Шейнин, В. М. Макаров//. – М.: Наука. – 1983. – 226 с.

Поступила в редакцию 29.05.2015

Ю. В. Бабенко. Управління ефективністю узагальненої модифікації регіональних транспортних літаків на етапі її розробки

Запропоновано узагальнена модифікація вітчизняних серійних транспортних літаків Ан-26, Ан-32 і Ан-32Б. Відмінна особливість запропонованої модифікації полягає в збільшеній величині корисного навантаження (при збереженні дальності на рівні базових варіантів), а також в заміні силової установки шляхом постановки в узагальнену модифікацію вітчизняних двигунів ТВ3-117ВМА. Так, шляхом збільшення комерційного навантаження забезпечено зростання рейсової продуктивності узагальненої модифікації, а внаслідок заміни силової установки покращалася її паливна ефективність. Оцінка вартісної ефективності модифікаційних змін проведена на основі вперше введених авторами інтегральних показників таких як вартість життєвого циклу і критерій питомих витрат за життєвий цикл. Встановлено що за прийнятим критерієм узагальнена модифікація перевершує базові літаки в 1,5 ... 3 рази.

Ключові слова: модифікації літаків транспортної категорії, ефективність, питоми затрати за життєвий цикл.

Babenko Julia. Management of the effectiveness of a generational transport aircraft modification at the stage of its development

A generalized modification of domestic production of transport the An-26, An-32 and An-32B aircraft is proposed. The distinctive features of proposed modification are: the increase in the value of the payload at maintaining the flight range at the base options, and in the replacement of the power plant by setting domestic TB3-117BMA engines into the generalized modification as well. Thus, by increasing the commercial load capacity the growth of flight productivity of the generalized modification is achieved, and as a result of the replacement of the power plant its fuel efficiency has improved. The evaluation of cost effectiveness of the modification changes is based on for-the-first-time introduced by the authors' integral indicators such as the life-cycle cost and the criterion of specific cost within the life-cycle. It was found that on the basis of the adopted criterion the generalized modification exceeds the base airplanes in 1.5 ... 3 times.

Key words: modifications of transport category aircraft, the effectiveness, the specific expenses within the life-cycle.

УДК 629.735.33

Л.В. КАПИТАНОВА

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЗЛЕТНЫХ МАСС МОДИФИКАЦИЙ САМОЛЕТОВ ТРАНСПОРТНОЙ КАТЕГОРИИ ПО УСЛОВИЯМ ВЗЛЕТА И ПОСАДКИ

Предложен новый метод формирования основных параметров самолетов различных модификаций (взлетной массы, тяговооруженности, отказа двигателя, аэродинамических свойств крыла и т.п.) по условию обеспечения длины разбега при взлете и длины пробега при посадке на уровне базового самолета. Установлено, что в результате модификационных изменений по условию равенства дистанций разбега при увеличении взлетной массы модификации самолета на 20% требуется увеличение тяговооруженности на 16%, тогда как реализация условия равенства дистанций пробега модификации и базового самолета приводит к необходимости увеличения тяговооруженности на 5%, т.е. этап пробега является определяющим в оценке взлетных масс модификаций по условию равенства потребной длины взлетно-посадочной полосы.

Ключевые слова: модификации самолетов, формирование взлетных и посадочных масс, дистанции разбега и пробега самолета.

Введение

Создание модификаций самолетов транспортной категории получило широкое распространение в отечественном и мировом самолетостроении.

Наиболее известные модификации:

– модификации отечественных самолетов: Ан-74, Ан-74-ТК-200, Ан-74-ТК-300, Ан-148-100, Ан-148А, Ан-148Б, Ан-148Е и др.;

– модификации самолетов В-737: В-737-100, В-737-200А, В-737-300, В-737-400, В-737-400, В-737-500 и др.;

– модификации самолетов западноевропейского концерна Airbus: А-319-100, А-319-130, А-320-110, А-320-230 и многие другие.

Создание модификаций указанных самолетов:

– обеспечило увеличение их жизненного цикла;

– приспособило их к современным условиям авиаперевозок;

– повысило их производительность и существенно снизило затраты на этапе их эксплуатации.

Однако при разработке модификаций возникает ряд трудностей, среди которых выделяется проблема обеспечения взлетно-посадочных характеристик самолета.

Увеличение производительности, ради чего и создаются модификации, неизбежно приводит к увеличению взлетной массы модификации самолета и, как следствие, к ухудшению

взлетно-посадочных характеристик, что в свою очередь влияет:

– на безопасность прохождения самых опасных этапов полета – взлета и посадки;

– классы аэродромов базирования, которые во многом определяют конкурентоспособность самолета;

– нагрузки на самолет при посадке и, следовательно, на его весовое совершенство и ресурс;

– требования к уровню подготовки пилотов;

– затраты на обеспечение безопасности полетов.

Таким образом, эти весьма важные факторы напрямую связаны с формированием масс модификаций самолетов на этапе их проектирования.

Цель работы

Сформировать новый метод определения масс модификаций самолетов транспортной категории по заданным параметрам разбега и пробега.

Решению этого проблемного вопроса и посвящены дальнейшие исследования.

Решение проблемы

Одним из направлений решения этой проблемы является определение основных параметров модификации (в том числе и ее массы) на основе равенства потребной взлетно-посадочной полосы (ВВП) модификации и базового самолета:

$$L_{впп}^M \approx L_{впп}^{\delta} \quad (1) \quad \text{где } L_p^M - \text{длина разбега модификации;}$$

Применительно к дистанции разбега такое требование приводится к виду

$$L_p^M \approx L_p^{\delta}, \quad (2) \quad \text{При разбеге самолет перемещается по}$$

взлетно-посадочной полосе со скоростью от $V_p=0$ до скорости отрыва $V_{отр}$ (рис. 1).

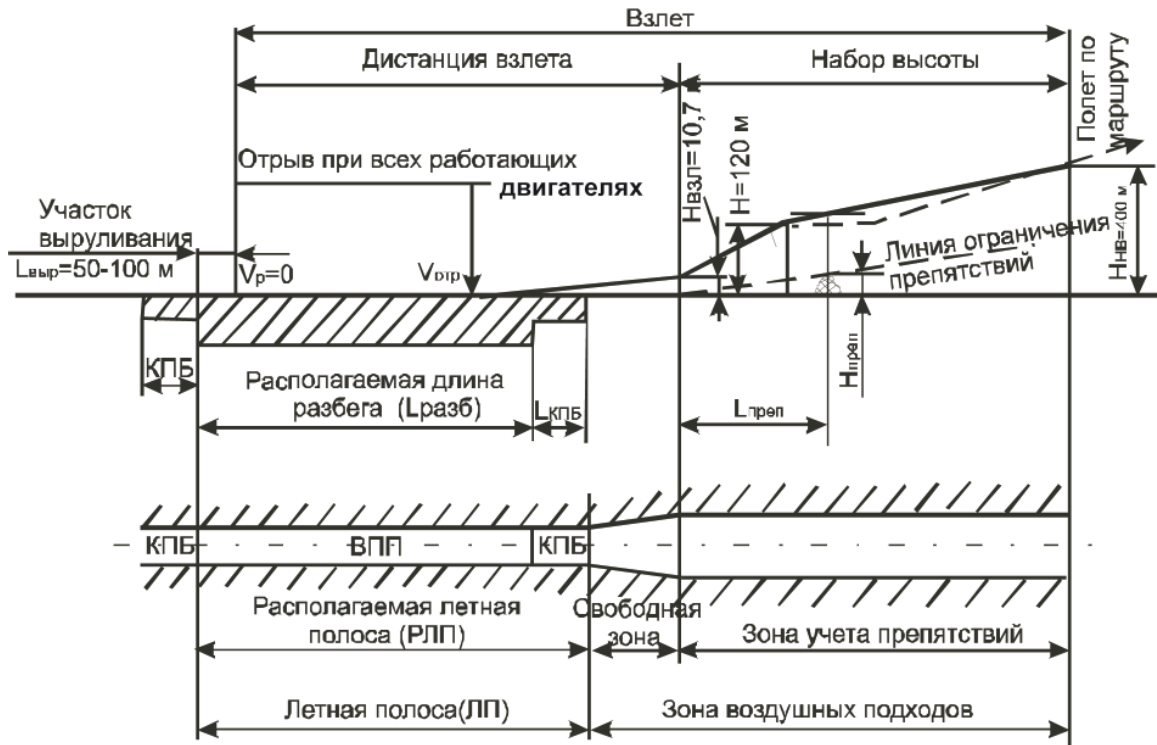


Рис. 1. Характерные участки самолета: КПБ – концевая полоса безопасности; ВПП – взлетно-посадочная

При расчете взлета самолета принимаем, что весь разбег совершается на основных опорах шасси, углы атаки α и отклонения тяги ϕ в процессе разбега считаются постоянными, а уравнение длины разбега при принятых допущениях имеет вид [4]

$$L_p = \frac{1}{2g} \cdot \int_0^{V_{отр}} \left(\frac{dV^2}{K_1 t_0 - f_k - \frac{\rho_0 S_{кр} V^2}{2m_0} (C_{x,p} - f_k C_{yp})} \right) \quad (3)$$

Интегрирование осуществляется графически от $V_p = 0$ до $V_{отр}$:

$$V_{отр} = \sqrt{\frac{2m_0}{\rho_0 C_{yотр} S_{кр}}}, \quad (4)$$

где m_0 – масса самолета при взлете;
 $S_{кр}$ – площадь крыла;

ρ – плотность воздуха;
 g – ускорение свободного падения;

$C_{yотр}$ – коэффициент подъемной силы при разбеге в точке отрыва самолета от ВПП;
 $C_{x,p}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления при разбеге.

Получим упрощенное, но достаточно точное аналитическое выражение для определения длины разбега.

С учетом объективно существующих ограничений а и б (см. рис. 2) по возможным массам модификаций необходимая тяговооруженность изменяется от $\bar{t}_0^M \approx 0,8$ до $\bar{t}_0^M \approx 1,24$.

Как видим, если модификацию самолета осуществлять из условия $L_p^M = L_p^{\delta}$, то предпочтительными будут области модификационных изменений с показателями $\bar{m}_0^M < 1,0$ и $\bar{t}_0^M > 1,0$. Полученные зависимости (5) и (7) позволяют

количественно оценить допустимое изменение основных параметров в модифицированном самолете при дистанции разбега $L_p^M = L_p^{\delta}$.

При создании модификаций условием выбора основных их параметров является условие (1), которое преобразуется к следующему виду для этапа пробеге самолета по ВПП (рис.2)

$$\frac{L_{пр}^M}{L_{пр}^{\delta}} \equiv \bar{L}_{пр} = 1,0, \quad (5)$$

т.е. должно выполняться равенство длин пробегов модифицированного и базового вариантов самолета.

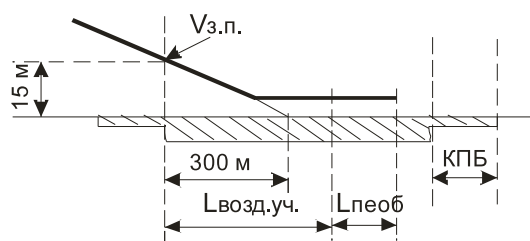


Рис. 2. Характерные участки посадки самолета

Для реализации условия (5) воспользуемся известным выражением при оценке длины пробеге [1]:

$$L_{пр} \cong \frac{V_{пос}^2}{2g \cdot \left[K_1 \left(1 - \frac{1}{n_{дв}} \right) \cdot r_p t_o + f_{пр} + \frac{1}{3} \frac{C_{xпр}}{C_{yпр}} \right]}, \quad (6)$$

- где $n_{дв}$ – число двигателей;
- r_p – коэффициент отношения тяги реверса к прямой тяге двигателей;
- K_1 – коэффициент, учитывающий падение тяги двигателя по скорости, $K_1 \approx 0,813$;
- $f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения колес при пробеге (среднее значение);
- $C_{xпр}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления на пробеге;
- $C_{yпр}$ – коэффициент подъемной силы на пробеге.

При этом величина посадочной скорости определяется по выражению, аналогичному (2):

$$V_{пос} = \sqrt{\frac{2m_{пос}}{\rho_o \cdot C_{yпос} \cdot S_{кр}}}. \quad (7)$$

Для реализации условия (5) сформируем равенство

$$\frac{1}{K_1 \left(1 - \frac{1}{n_{дв}} \right) \cdot r_p \cdot t_{ов} + f_{пр} + \frac{1}{3} \frac{C_{Xпр}}{C_{Yпос}}} = \frac{\bar{V}_{пос}^2}{K_1 \left(1 - \frac{1}{n_{дв}} \right) \cdot r_p \cdot t_{ов} \cdot \bar{t}_o + f_{пр} + \frac{1}{3} \frac{C_{Xпр}}{C_{Yпос}}}. \quad (8)$$

В равенство (8) следует подставить значения посадочных скоростей, определяемых на основе выражения (6) при $\bar{m}_{пос} = \bar{m}_o^M$, т.е. $(V_{пос}^{\delta})^2$; $V_{пос}^2$ и $(\bar{V}_{пос})^2$, и преобразовать его к виду

$$\bar{m}_o^M = \frac{\frac{K_1}{f_{пр} + \frac{C_{Xпр}}{3C_{Yпос}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{дв}} \right) r_p t_o^{\delta} \bar{t}_o + 1}{\frac{K_1}{f_{пр} + \frac{C_{Xпр}}{3C_{Yпос}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{дв}} \right) r_p t_o^{\delta} + 1}; \quad (9)$$

$$L_p = \frac{V_{отр}^2}{2g(K_1 t_o - f_k - \frac{\rho_o C_{Xр} S_{кр}}{6m_o} V_{отр}^2)}, \quad (10)$$

- где K_1 – коэффициент, учитывающий падение тяги двигателей по скорости и потери в воздухозаборниках (для самолетов с ТРД при стандартной атмосфере – $K_1 \approx 0,9$; при $t_o^{\delta} = +30^{\circ} C$ и 730 мм рт.ст. $K_1 \approx 0,813$ [5]);
- f_k – коэффициент трения качения ($0,02 \leq f_k \leq 0,08$, 0,02 – по сухому бетону, 0,04 – по твердому грунту);
- $V_{отр}$ – скорость отрыва (см. рис. 1);
- t_o – стартовая тяговооруженность.

Если исходить из условия (2), т.е. равенства длин разбега модификации самолета и базового самолета, то получим соотношение

$$\frac{1}{K_1 t_{o,\delta} - f_k - \frac{\rho_o C_{Xр} S_{кр}}{6m_o^{\delta}} (V_{отр}^{\delta})^2} = \frac{V^2}{K_1 t_{o,\delta} \bar{t}_o - f_k - \frac{\rho_o C_{Xр} S_{кр}}{6m_o} V_{отр}^2}, \quad (11)$$

в которое следует подставить значения неизвестных скоростей, определяемых на основании уравнения (4): $(V_{отр}^{\delta})^2$, $(V_{отр}^M)^2$ и $(\bar{V}_{отр}^{\delta})^2$. В таком случае получим выражение, связывающее

вающие основные параметры в процессе проектирования модификации самолета:

$$\bar{m}_0 = \frac{\frac{K_1}{f_k + C_{Xp}/3C_{Yотр}} t_0^{\bar{t}_0^M} - 1}{\frac{K_1}{f_k + C_{Yp}/3C_{Yотр}} t_0^{\bar{t}_0} - 1}, \quad (12)$$

где $t_0^{\bar{t}_0^M}$, $t_0^{\bar{t}_0}$ – тяговооруженность базового самолета и его модификации соответственно.

В качестве примера рассмотрим базовый самолет с исходной тяговооруженностью $t_0^{\bar{t}_0} = 0,30$ и $C_{Xp} = 0,08$, $C_{Yотр} = 1,70$. При

условиях $\bar{L}_p^M = 1$, $K_1 = 0,9$, $K_1 = 0,813$, $f_k = 0,02$ и $f_k = 0,08$ определим возможное увеличение взлетной массы, если тяговооруженность рассматриваемого самолета изменяется в пределах

$$0,7 \leq \bar{t}_0^M \leq 1,6.$$

Результаты расчета по выражению (12) показаны на рис.3, где выделены зоны, ограниченные двумя условиями:

– $m_{0min} = 0,78$. Это условие введено при эксплуатации модификации с пониженными взлетными массами (что чаще всего и встречается в практике эксплуатации самолетов с $m_0 > 300$ т);

– $m_{0max} = 1,26$ – условие, отражающее возможность эксплуатации модификации с повышенной взлетной массой (при обеспечении условий прочности).

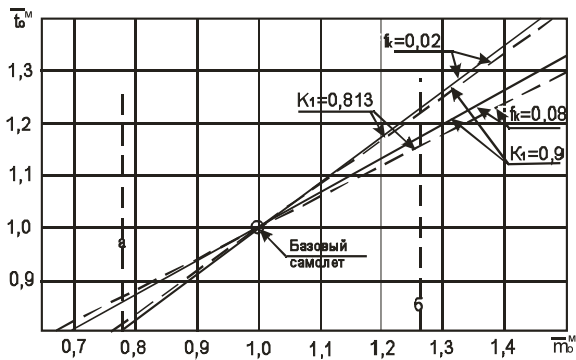


Рис. 3. Потребное изменение тяговооруженности модификаций тяжелого самолета транспортной категории с параметрами $m_0^{\bar{t}_0} = 300$ т; $t_0^{\bar{t}_0} = 0,3$; $C_{Xp} = 0,08$;

$C_{Yотр} = 1,70$; и $V_{отр}^{\bar{t}_0} = 71,828$ м/с (при $L_p^M \approx L_p^{\bar{t}_0}$):
а – ограничение по возможной загрузке модификаций самолета; б – ограничение по условию прочности

Для упрощения зависимости (9) в качестве параметров базового самолета примем значения $m_0^{\bar{t}_0} = 300$ т; $V_{пос}^{\bar{t}_0} = 66,227$ м/с; $C_x = 0,3$;

$C_{Yпос} = 2,0$; $f_{пр} = 0,25$; $r_p = 0,4$; $t_0^{\bar{t}_0} = 0,3$. В этом случае базовый самолет имеет такую

длину пробега:

– $L_{пр}^{\bar{t}_0} = 600$ м – при отказе критического двигателя ;

– $L_{пр}^{\bar{t}_0} = 562$ м – при всех работающих двигателях.

Принятые значения параметров базового самолета позволяют упростить выражение (9) в результате чего получим

$$\bar{m}_0^M = \frac{0,4K_1 \left(1 - \frac{1}{n_{дв}}\right) \bar{t}_0^M + 1}{0,4K_1 \left(1 - \frac{1}{n_{дв}}\right) + 1} \quad (13)$$

Для условия $\bar{L}_{пр} = 1$; $K_1 = 0,9$ и $K_1 = 0,813$ определим возможное изменение взлетной массы как при отказе критического двигателя, так и при работе всех двигателей.

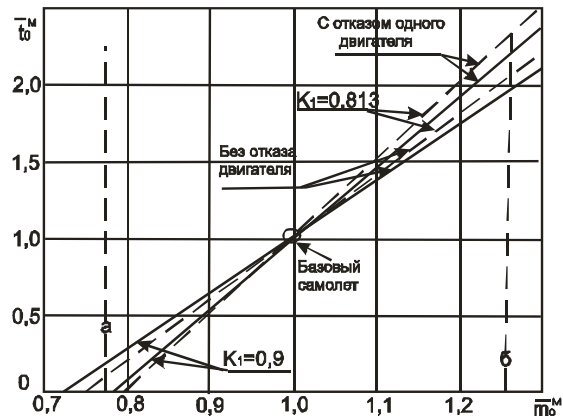


Рис. 4. Потребное изменение тяговооруженности модификаций тяжелого транспортного самолета ($m_0^{\bar{t}_0} = 300$ т) по условию $L_{пр}^M \approx L_{пр}^{\bar{t}_0}$.

а – ограничение по возможной загрузке модификаций самолета; б – ограничение по условию прочности

Таким образом, на рис. 4 показана взаимосвязь требуемых изменений тяговооруженности тяжелого самолета транспортной категории и взлетных масс его возможных модификаций, если их параметры выбраны при условии равенства длины пробега модификации самолета во время посадки и аналогичного параметра базового варианта такого самолета.

При этом учтены следующие условия и ограничения:

- отказ критического двигателя на пробеге;
- падение тяги двигателя по скорости во время посадки;
- снижение посадочной массы при уменьшенной полезной нагрузке;
- ограничение по прочности, связанное с разовым увеличением посадочной массы;
- состояние посадочной полосы в виде вели-

чины коэффициента качения колес по ВПП.

Отличительной особенностью приведенных данных является то, что они представлены в безразмерной форме и поэтому могут быть применены для любой модификации тяжелого самолета транспортной категории с силовой установкой, образованной четырьмя ТРД.

Анализируя зависимости, изображенные на рис.3, можно прийти к выводу, что реверс тяги ($\tau = 0$) можно не использовать при $\bar{m}_0^M \leq 0,735$; $\bar{m}_0^M \leq 0,787$; $\bar{m}_0^M \leq 0,755$; $\bar{m}_0^M \leq 0,804$.

Так, например, при $\bar{m}_0^M = 0,804$ и $\bar{\tau}_0^M = 0$ имеем $\bar{V}_{\text{нос}}^M = 0,897$; и $L_{\text{пр}}^M = 600\text{м}$, т.е. условие (5) выполняется при простом торможении колес шасси без применения реверса тяги двигателей.

Заключение

В работе представлен новый метод формирования масс модификаций самолетов транспортной категории по заданным параметрам разбега и пробега при различном коэффициенте падения тяги двигателя, а также с учетом изменения коэффициента трения колес шасси о ВПП.

С помощью таких моделей установлено, что во время осуществления модификационных

изменений по условию $L_p^M \approx L_p^B$ при увеличении массы модификации на 20 % требуется увеличение тяговооруженности на 16 %, тогда

как реализация условия $L_{\text{пр}}^M \approx L_{\text{пр}}^B$ приводит к необходимости увеличения тяговооруженности на 54 %.

Таким образом, этап пробега при посадке является определяющим при выборе массы и тяговооруженности во время проектирования модификаций тяжелых самолетов транспортной категории по условию $L_{\text{впп}}^M = L_{\text{впп}}^B$.

Литература

1. Шейнин В.М. Роль модификаций в развитии авиационной техники / В.М. Шейнин, В.М. Макаров. – М. : Наука, 1983. – 226 с.
2. Единые нормы летной годности гражданских транспортных самолетов. – М. : Машиностроение, 1985. – 470 с.
3. Торенбик Э. Проектирование дозвуковых самолетов / Э. Торенбик; пер. с англ. Е.П. Голубкова. – М. : Машиностроение, 1983. – 648 с.
4. Бочкарев А.Ф. Аэромеханика самолета. / А. Ф. Бочкарев. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.
5. Егер С. М. Проектирование самолетов. / С. М, Егер, Н. К. Лисейцев. – М. : Машиностроение, 1983. – 492 с.

Поступила в редакцию 15.05.2015

Л. В. Капітанова. Метод визначення злітних мас модифікацій літаків транспортної категорії за умов зльоту та посадки

Запропоновано новий метод формування основних параметрів літаків різних модифікацій (злітної маси, тягооснащеності, відмови двигуна, аеродинамічних властивостей крила тощо) за умовою забезпечення довжини розбігу під час зльоту і довжини пробігу під час посадки на рівні базового літака.

З'ясовано, що внаслідок модифікаційних змінень за умови рівняння дистанцій розбігу при збільшенні злітної маси модифікації літака на 20% потребується збільшення тягооснащеності на 16%, тоді як реалізація умови рівняння дистанцій пробігу модифікацій і базового літака приводить до необхідності збільшення тягооснащеності на 5%, тобто етап пробігу є основним під час оцінювання злітних мас модифікацій за умовою рівняння потрібної довжини злітно-посадкової полоси.

Ключові слова: модифікації літаків, формування злітних та посадкових мас, дистанції розбігу й пробігу літака.

L. V. Kapitanova. Takeoff mass determination method of modifications of transport category airplanes by takeoff and landing conditions

New method of modifications' main parameters selection (takeoff mass, thrust-to-weight ratio, engine failure, wing aerodynamic properties etc.) by condition of takeoff and landing run keeping at the level of basic airplane is proposed. It is established on the base of this method, that modifications by condition of takeoff run distance equivalence under modifications take-off mass increase by 20% requires thrust-to-weight ratio increasing by 16%; in the same time implementation of basic airplane modification landing run distance equivalence condition results in thrust-to weight ratio increase by 5%, landing run stage is determinative in the modifications' takeoff mass estimation by condition of required airfield length.

Key words: airplane modifications, takeoff and landing mass formation, airplane takeoff and landing runs.

УДК621.454.2

Я. Г. Бахмет

Китай, Пекин, ПАКУ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА

Работа является продолжением работ по исследованию регуляторов расхода ЖРД. В работе представлена построенная система дифференциальных нелинейных уравнений, которая описывала модель динамических характеристик регулятора. Для определения временных характеристик регулятора расхода, в качестве возмущающих сигналов были выбраны ступенчатое и прямоугольное изменения входного давления. Сигналы изменялись по амплитуде на 1%, 2,5%, 4% от номинального давления в 19,6 МПа и по длительности в 0,01с, 0,0052с, 0,0012с. Определено влияние на временные характеристики угла регулятора открытия дросселя и жесткости пружины.

Ключевые слова: регулятор расхода, динамическая характеристика, ступенчатый сигнал, прямоугольный сигнал, дроссель, золотник, временная характеристика.

Введение

Регуляторы расхода (РР) прямого действия для ЖРД, применяемые для разгонных блоков, обеспечивают стабильность режимов работы двигателей и возможность варьирования тягой по необходимому алгоритму. Такие РР могут обеспечить устойчивую подачу компонентов топлива в камеру сгорания, поддерживать постоянный расход при изменении перепадов давления в системе.

Рост мощности, тяговооруженности систем ЖРД приводит и к росту затрат на экспериментальные исследования при проектировании РР. В этом случае становится актуальной задача замены экспериментальной отработки РР численным экспериментом. Представленные результаты в данной работе являются продолжением исследований приведенных в работе [1,2].

Описание регулятора расхода

В качестве исследуемого РР выбрана конструкция, рассмотренная в работах [1, 2]. Конструкция (рис. 1) включает в себя два основных элемента: дроссельную часть, обеспечивающую требуемый закон изменения расхода в процессе работы двигателя и золотниковую, стабилизирующую перепад давления на дросселе [1].

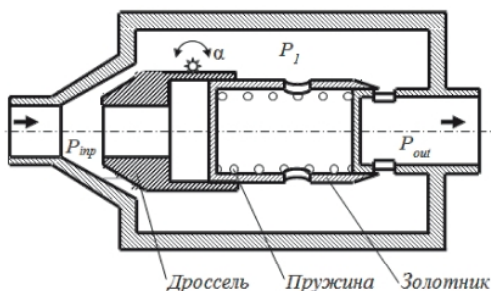


Рис. 1. Элементы конструкции

© Я. Г. Бахмет, 2015

Важным элементов конструкции является пружина, создающая дополнительное компенсирующее усилие при перемещении золотника.

Динамическая модель

Для построения динамических характеристик использовалась система дифференциальных уравнений, описывающая изменения переменных величин в РР [3, 4]. Приняты допущения – жидкость несжимаемая, утечка жидкости через зазоры отсутствует:

1. Уравнение движения жидкости через дроссельную часть регулятора:

$$\frac{L_{th}}{F_{th}(\alpha)} \frac{d\dot{m}_{th}}{dt} = P_{imp} - P_1 - \frac{\zeta_{th}}{2\rho(F_{th}(\alpha))^2} \dot{m}_{th}^2,$$

где L_{th} – длина проходного сечения дросселя;

\dot{m}_{th} – расход через дроссель; $F_{th}(\alpha)$ – площадь проходного сечения дросселя; P_{imp} , P_1 – давление жидкости на входе и внутри регулятора; α – угол поворота привода открытия дросселя; ζ_{th} – коэффициент потерь на дросселе; ρ – плотность жидкости.

2. Уравнение неразрывности (определяется давление внутри регулятора расхода):

$$\frac{V}{a^2} \frac{dP_1}{dt} = \dot{m}_{th} + F_S \rho \frac{dh}{dt} - \dot{m}_S,$$

где V – объем жидкости в полости; a – скорость звука в жидкости; F_S – площадь поршня;

h – перемещение золотника; \dot{m}_s – расход жидкости через золотниковые отверстия.

3. Уравнение движения жидкости через регулируемые золотником отверстия

$$\left(\frac{L_s}{N_{ots} S_s(h)} + \frac{L_w}{F_{op} \cdot N_h} \right) \frac{d\dot{m}_s}{dt} = \dot{m}_s^2,$$

$$= P_1 - P_{out} - \left(\frac{\zeta_s}{2\rho(N_{ots} S_s(h))^2} + R_t \right) \dot{m}_s^2,$$

где L_w , L_s – длины проходных сечений демпферных и золотниковых отверстий; N_{ots} , N_h – количество отверстий золотника и демпферного устройства; $S_s(h)$, h – смещение золотника; F_{op} – площади проходных сечений отверстий золотника и демпферного устройства; P_{out} – давление жидкости на выходе; ζ_s – коэффициент местных потерь отверстий золотника; R_t – потери давления на трение жидкости о корпус.

4. Уравнение движения золотника:

$$M_{Rd} \frac{d^2 h}{dt^2} = F_S (P_{imp} - P_1) - \xi_h \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 F_S^3 \rho^2 +$$

$$P_{hyd}(h) - P_S - R_{Rd} \frac{dh}{dt} - K_S h,$$

где M_{Rd} – приведенная масса золотника (масса золотника + часть пружины + перемещаемая жидкость); ξ_h – коэффициент гидравлических потерь; $P_{hyd}(h)$ – гидродинамическая сила на кромке золотника; P_S – усилие предварительного натяжения пружины; R_{Rd} – приведенный коэффициент трения; K_S – жесткость пружины.

Задав новую переменную $H = \frac{dh}{dt}$ (представляющую ускорение движущейся части золотника), модель была построена как нелинейная нормализованная система пяти дифференциальных уравнений 1-го порядка неизвестных функций: $\dot{m}_{th} = y1$, $h = y2$, $P_1 = y3$, $\dot{m}_s = y4$, $H = y5$.

Модель представляла систему уравнений вида:

$$\frac{dy1}{dt} = \frac{F_{th}(\alpha)}{L_{th}} \left(P_{imp} - y3 - \frac{\zeta_{th}}{2\rho(F_{th}(\alpha))^2} y1^2 \right),$$

$$\frac{dy2}{dt} = y5,$$

$$\frac{dy3}{dt} = \frac{a^2}{V} (y1 + F_S \rho \cdot y5 - y4),$$

$$\frac{dy4}{dt} = \frac{F_{op} N_h S_s(y2) N_{ots}}{L_S F_{op} N_h + L_w N_{ots} S_s(y2)} \times$$

$$\times \left(y3 - P_{out} - \left(\frac{\zeta_s}{2\rho(N_{ots} S_s(y2))^2} + R_t \right) y4^2 \right),$$

$$\frac{dy5}{dt} = \frac{1}{M_{Rd}} (F_S (P_{imp} - y3) - \xi_h y5^2 F_S^3 \rho^2 +$$

$$+ P_{hyd}(y2) - P_S - R_{Rd} y5 - K_S y2).$$

Особенностью модели является то, что она учитывает:

- течение жидкости через демпфирующие отверстия;
- инерционность массы золотника и жидкости (через приведенную массу);
- гидродинамическую силу, действующую на обтекаемую кромку золотника.

Для решения системы использовался метод Рунге-Кутты (встроенная функция `MathCad`) и метод Эйлера (построенная автором функция).

Численный эксперимент

Численные эксперименты проводились по определению переходных характеристик. Переходная характеристика отображает переходный процесс в системе при скачкообразном изменении возмущающих входных воздействий. В качестве возмущающих сигналов были выбраны ступенчатое и прямоугольное изменения входного давления.

Ступенчатый сигнал (давление на входе) изменялся по величине на 1%, 2,5%, 4% от номинального давления в 19,6 МПа.

Вид входного сигнала представлен на рис. 2.

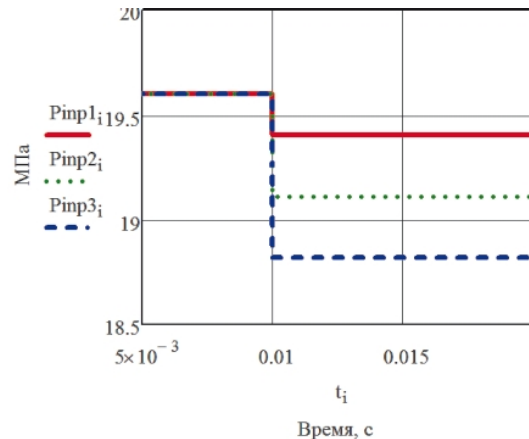


Рис. 2. Ступенчатый возмущающий сигнал на входе PP

Результаты поведения выходных параметров при ступенчатом изменении входного сигнала (открытие дросселя 10 градусов, жесткость пружины 30 кг/см) представлены на рисунках 2-5.

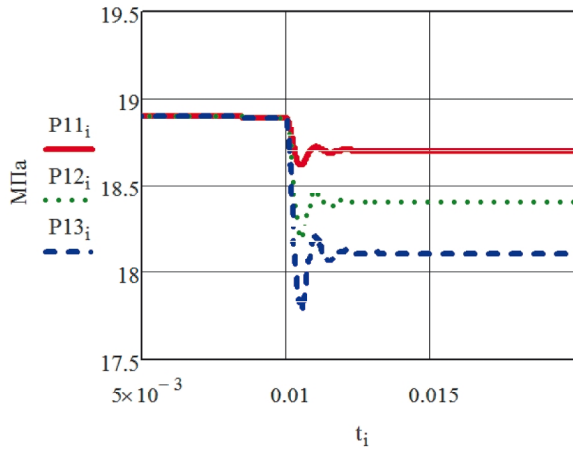


Рис. 3. Изменение давления внутри регулятора

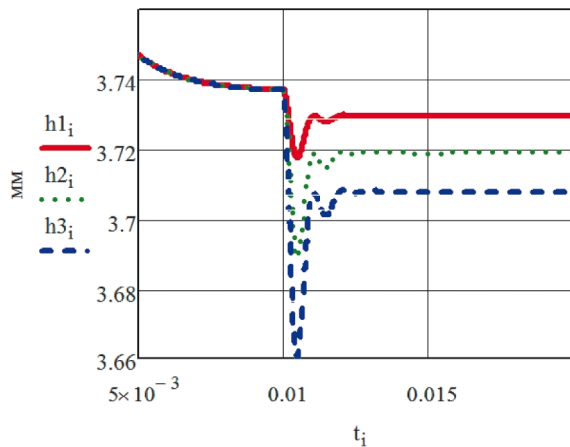


Рис. 4. Смещение золотника

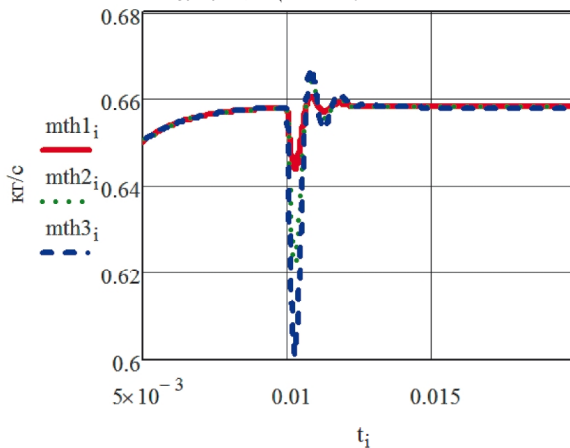


Рис. 5. Расход через дроссель

В эксперименте исследовалась зависимость динамических характеристик от открытия дросселя жесткости разгрузочной пружины поршня (при входном давлении 19,6 МПа).

Изменение этих параметров в процентном отношении представлено в таблице 1.

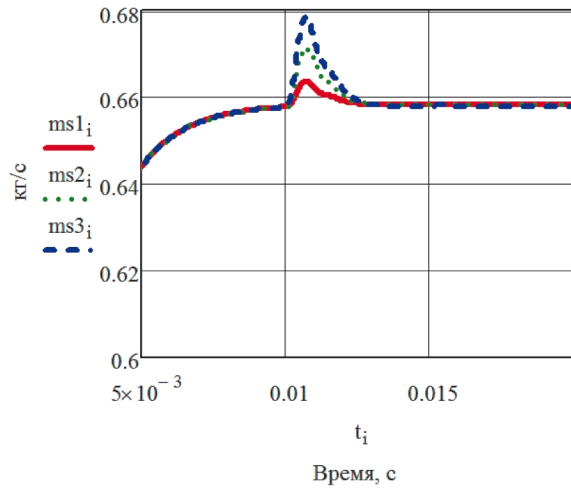


Рис. 6. Расход через золотник

Таблица 1

		$h, \%$	$\dot{m}_h, \%$	$\dot{m}_s, \%$	$P_1, \%$	$H, \text{см/с}^2$
$P_{inp}, \%$	1	0.5	1.9	0.9	1,5	6.6
	2,5	1,3	5,0	2,1	3,7	17,0
	4	2,0	8,5	3,1	5,9	26,3
$\alpha, \text{град.}$	10	1,20	5,63	2,14	3,66	16,4
	20	1,32	5,11	0,81	3,65	16,2
	30	1,50	4,77	0,68	3,89	15,8
$K_S, \text{кг/см}$	5	1,32	5,23	0,54	3,8	15,9
	20	1,34	4,99	0,48	3,8	15,9
	35	1,35	4,84	0,39	2,8	15,9

Прямоугольный сигнал (давление на входе) характеризовался увеличением и уменьшением на 1%, 2,5%, от номинального давления в 19,6 МПа, рис.7

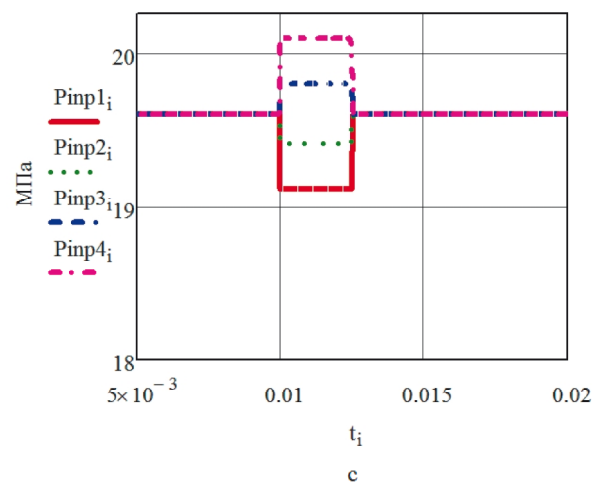


Рис. 7. Прямоугольный входной импульс

Графики для расхода на дросселе и расхода на золотнике представлены на рис.8, 9.

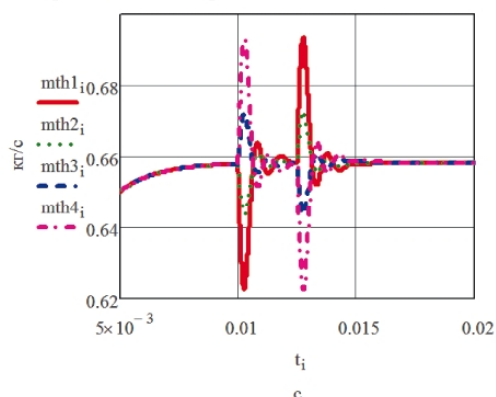


Рис. 8. Расход через дроссель при прямоугольном входном сигнале.

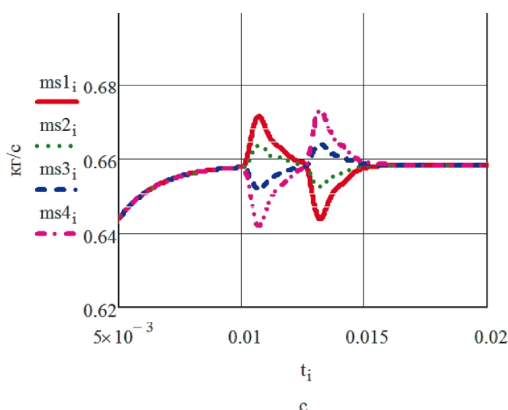


Рис. 9. Расход через золотник при прямоугольном входном сигнале.

Результаты поведения выходных сигналов при прямоугольном импульсе изменении входного сигнала, в процентном отношении представлены в таблице 2.

Таблица 2

		$h, \%$	$\dot{m}_{th}, \%$	$\dot{m}_s, \%$	$P_1, \%$	$ H , \text{см/с}^2$
$P_{inp}, \%$	-2.5	1.28	5.34	2.08	3.7	16.2
	-1	0.48	2.01	0.89	1.4	6.2
	1	0.50	2.12	0.87	1.5	6.2
	2.5	1.27	5.20	2.28	3.7	16.3
$\alpha, \text{град.}$	10	1.24	5.28	0.18	4.0	16.3
	20	1.26	5.19	0.04	4.0	15.4
	30	1.18	5.16	0.023	4.0	14.1
$K_s, \text{кг/см}$	5	1.25	5.68	2.46	3.7	16.2
	20	1.27	5.43	2.37	3.6	16.2
	35	1.26	5.27	2.30	3.7	16.2

Здесь также представлены полученные результаты при различном открытии дросселя и различной жесткости пружины.

Выводы

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Затухающий вид полученных сигналов позволяет сделать вывод, что переходной процесс является аperiодическим затухающим.

2. В результате проведения расчетного эксперимента было определено, что длительность переходного процесса составляет 0,006 с.

3. Максимальное отклонение из выходных рассматриваемых параметров соответствует расходу: от 1,9% до 8,5%. При этом изменения расхода больше подвержен дроссель, чем золотник. Это можно объяснить наличием демпфирующих полостей, одно из которых находится перед поршнем, а второе после поршня. При возникновении импульса с пониженным давлением внутри регулятора, возникает перепад давления между давлением в демпфирующей полости за поршнем и внутренней областью. Это приводит к всплеску роста расхода (за счет жидкости в демпфирующей полости) через золотник, рис. 6.

4. Особенностью отклика ускорения золотника для прямоугольного пика, является то, что возникающие ускорения золотника есть и в одну сторону, и в другую. Такое поведение регуляторов описано в литературе как движение с «положительным» и с «отрицательным» ускорениями. Это можно объяснить тем, что процесс является колебательным, что связано с инерционными силами. При этом ускорения золотника слабо зависят от открытия дросселя и жесткости пружины.

5. При определении влияния различных факторов на динамику регулятора установлено:

а) Увеличение длины импульса не оказывает влияние на смещение золотника, изменение расхода, на внутреннее давление в регуляторе расхода (результаты не приведены).

б) Изменение открытия дросселя слабо влияет на смещение золотника, изменение расхода на дросселе и внутреннее давление.

в) Изменение амплитуды прямоугольного сигнала в сторону увеличения приводит к росту смещения золотника, росту внутреннего давления, изменению (росту) расхода. Ускорения золотника при этом увеличиваются как в одну сторону, так и в другую.

г) Жесткость пружины в рассматриваемом диапазоне значений на динамику РР влияет не значительно. При этом, изменения внутреннего давления и максимального ускорения

золотника от жесткости пружины фактически не зависят.

Литература

1. Бахмет Я. Г. Построение расходной характеристики регулятора расхода ЖРД / Я. Г. Бахмет // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2013. - №10 (107) – С. 136-140. - рус.
2. Бахмет Я. Г. Влияние конструктивных параметров на статическую характеристику регулятора расхода ЖРД / Я. Г. Бахмет //

Авиационно-космическая техника и технология. - 2014. - № 17 (114) – С. 47-52. - рус.

3. Беляев Е. Н. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е. Н. Беляев, В. К. Чванов, В. В. Черваков – М.: Изд-во МАИ, 1999.- 228 с.
4. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б. Ф. Гликман – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.

Поступила в редакцию 14.07.2015

Я.Г. Бахмет. Чисельне моделювання динамічних характеристик регуляторів витрат

Робота є продовженням робіт по дослідженню регулювальників витрати РРД. У роботі представлена побудована система диференціальних нелінійних рівнянь, яка описує модель динамічних характеристик регулятора. Для визначення часових характеристик регулятора витрат як обурюючий сигнал були вибрані ступінчастий та прямокутний зміни вхідного тиску. Сигнали змінювалися по амплітуді на 1%, 2,5%, 4% від номінального тиску в 19,6 МПа і по тривалості в 0,01 с, 0,0052 с, 0,0012 с. Визначено вплив на тимчасові характеристики кута регулювальника відкриття дроселя і жорсткості пружини.

Ключові слова: регулятор витрат, динамічна характеристика, ступінчастий сигнал, прямокутний сигнал, дросель, золотник, часова характеристика.

I.G. Bakhmet. Numerical simulation of flow controller dynamic characteristics

Current research is a continuation of studies about LRE flow regulators. The paper shows system of differential nonlinear equations, which describes a model of regulator dynamic characteristics. To determine flow regulator time characteristics as disturbing signals were selected step and rectangular changes of inlet pressure. The signals varies amplitude was 1%, 2,5%, 4% from the nominal pressure 19,6 MPa, and duration 0,01 s, 0,0052 s, 0,0012 s.

Influence on temporal descriptions of corner of regulator of opening of throttle and inflexibility of spring is certain.

Key words: flow regulator, dynamic characteristics, step signal, rectangular signal, throttle, spool, time characteristics.

УДК 533.9.07

Н. Н. КОШЕЛЕВ, А. В. ЛОЯН, А. И. ЦАГЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РАЗРАБОТКА ВАКУУМНОЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЕЧИ С МИНИМАЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ ТЕМПЕРАТУРЫ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ

В статье раскрыта необходимость обеспечения максимальной равномерности температуры в зоне вакуумной пайки и отжига деталей электроракетных двигательных установок. Описано методика разработки вакуумной печи с минимальной температурной неравномерностью. Предложена альтернативная трехзонному нагревателю конструкция, а именно нагреватель с переменным сечением. Показано, что увеличение сечения центральной части цилиндрического нагревателя приводит к снижению доли джоулева тепла, выделяемой в данной зоне, что обеспечивает перераспределение тепловой мощности по длине нагревателя. Путем моделирования продемонстрирована возможность снижения температурной неравномерности на детали сложной формы до 10–15° при 1100–1200° С. Разработана конструкция нагревателя.

Ключевые слова: вакуумная печь, пайка, отжиг, нагреватель, неравномерность температуры.

Введение

Современный электрореактивный двигатель (ЭРД) представляет собой сложное изделие, для обеспечения работоспособности и надежности которого требуется высокая точность изготовления всех его элементов. Разнообразие материалов, технологий их обработки и соединений выдвигает комплекс требований к проведению пайки и термообработки изделий вакуумной техники с допусками на температурную неравномерность от 20 до 5°С [1].

Основной технологией неразъемных соединений деталей электроракетных двигателей и безнакальных полых катодов в отделении ЭРД ХАИ [2, 3] является вакуумная пайка при давлениях не более $3 \cdot 10^{-5}$ торр. Применение данной технологии позволяет создавать изделия сложной формы, соединять вместе такие материалы, как молибден, вольфрам, ковар и оксидную керамику и обеспечивать герметичность шва за счет отсутствия окисных пленок на поверхности паяемых деталей.

Кроме пайки в процессе изготовления изделий непосредственно применяются операции отжига деталей с целью получения необходимых магнитных и технологических свойств.

Стоит отметить, что пайка изделий электроракетных двигателей, работающих в условиях космического пространства и являющихся сильно теплонапряженными изделиями, требует применения специфических и дорогих припоев, давление насыщенных паров которых при температуре 500–700°С не превышает 10^{-7} торр, что позволяет избежать напыления проводящих покрытий на диэлектрические изоляторы.

Использование дорогих металлов и сплавов безусловно диктует требования снижения вероятности брака паяных соединений, что в свою очередь возможно при соблюдении изложенных выше требований на температурную неравномерность.

С решением поставленной задачи успешно справляются цилиндрические печи с трехзонным нагревателем, в конструкции которых присутствуют три нагревательных элемента с отдельными источниками питания, регулирование мощности на которых позволяет получить требуемую температурную равномерность в рабочей зоне.

Однако стоимость такого оборудования очень высока. При этом имеющиеся в отделении ЭРД оборудование не позволяет обеспечить необходимую неравномерность температуры для операций пайки, отжига и термообработки на магнитные свойства деталей для двигателей типа СПД70 и СПД100, значит, требует модернизации.

Целью данной работы была разработка вакуумной печи, использующей один источник питания, с температурной неоднородностью не более 20° на деталях сложной формы при геометрических размерах цилиндрической рабочей зоны $\varnothing 180 \cdot 150$ мм и температурах 900–1300°С.

Моделирование

За основу при проектировании вакуумной печи был взят способ последовательных тепловых моделирований методом конечных

элементов в программном пакете ANSYS. Это позволило просчитать большее количество вариантов конструкций печи, выбрать оптимальный путь решения поставленной задачи и снизить временные трудозатраты.

В качестве модельной детали, подвергаемой нагреву в печи был взят магнитопровод электроракетного двигателя типа СПД-100 (рис. 1).

Такая деталь имеет тонкостенную конфигурацию при сложной форме и наличии взаимно экранирующих поверхностей. Было принято допущение, что обеспечение температурной однородности на данной детали позволит считать, что на деталях более простой формы температурная неоднородность будет меньше.

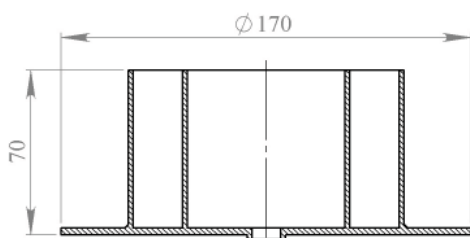


Рис. 1. Эскиз модельной детали

При проведении моделирования было сделано допущение, что печь является полностью осесимметричной, что позволило проводить 2D расчеты. Расчетная модель представлена на рис. 2.

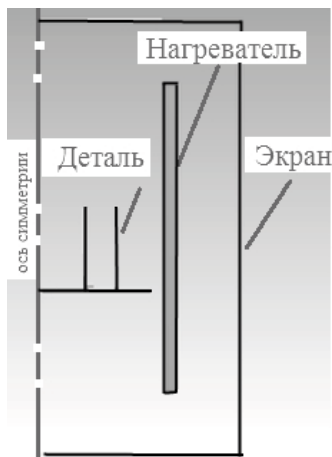


Рис. 2. Расчетная модель

На первом этапе моделирования был проведен анализ влияния экранирования (числа и материала экранов вакуумно-экранной изоляции) на степень температурной неоднородности по радиусу детали.

Для этого была проведена серия моделирований с различным числом экранов. Результаты моделирования (рис. 3) показали наличие сильной неоднородности по радиусу основания

детали (до 50 °С при применении одного экрана и до 30 °С при применении шести экранов).

Таким образом, стало ясно, что добиваться необходимой степени неравномерности температуры путем увеличения числа экранов экранно-вакуумной изоляции является технически нецелесообразным.

Для решения данной проблемы было предложено разбить нагреватель на три зоны (рис. 4а) с различным тепловыделением на них (1):

$$N = N_1 + 2 \cdot N_2, \quad (1)$$

где N – общая электрическая мощность, подаваемая на нагреватель, N_1 – мощность, выделяемая в центральной зоне, N_2 – мощность, выделяемая на каждой из периферийных зон.

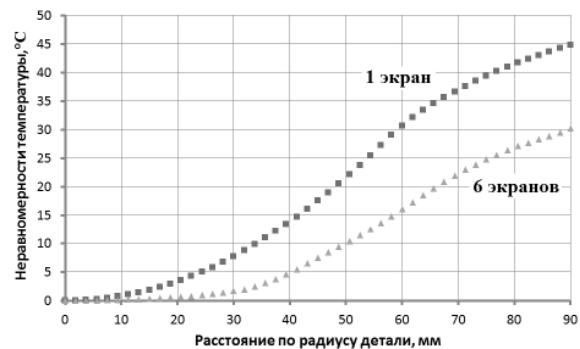


Рис. 3. Зависимость неравномерности температуры от радиуса основания модельной детали при различном числе экранов

Вторым этапом расчетов было проведение серии моделирования трехзонного нагревателя с целью нахождения необходимого соотношения мощностей между центральной и периферийными зонами и длины центральной зоны для обеспечения необходимой степени неоднородности.

Результаты моделирования показали, что доля мощности, выделяемая в центральной зоне, должна составлять 10-20% от общей электрической мощности при длинах центральной зоны и всего нагревателя 70-140 мм и 350..450 мм соответственно.

При этом применение трехзонного нагревателя полностью решало вопрос с требуемой температурной неоднородностью.

В качестве альтернативы трехзонному нагревателю авторами статьи был предложен другой способ повышения равномерности температуры в рабочей зоне печи – применение цилиндрического нагревателя переменного сечения (рис. 4б) с увеличенным сечением в центральной части с целью снижения доли джоулева тепла, выделяемой в данной области.

Для расчета требуемых геометрических параметров использовались следующие зависимости:

$$N = I^2 \cdot R = I^2 \cdot \rho \frac{h}{S}, \quad (2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{k}{1-k}, \quad (3)$$

$$D_2 = \sqrt{d^2 + \frac{1-k}{k} \frac{h}{H-h} (D_1^2 - d^2)}, \quad (4)$$

где R – электрическое сопротивление, S – площадь сечения нагревателя, k – доля мощности, выделяемая в центральной зоне, ρ – удельное электрическое сопротивление материала нагревателя, h – длина центральной части нагревателя, H – общая длина нагревателя, d – внутренний диаметр нагревателя, D_1 – наружный диаметр периферийных зон нагревателя, D_2 – наружный диаметр центральной зоны нагревателя.

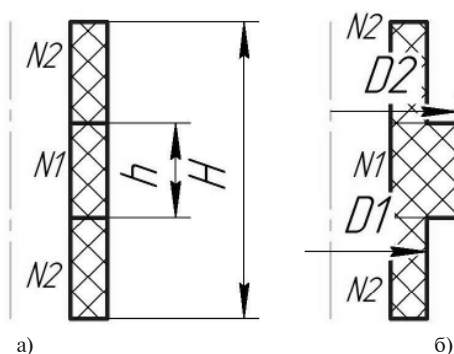


Рис. 4. Расчетные модели нагревателей: трехзонный нагреватель (а); нагреватель с переменным сечением (б)

Проведенные расчеты показали (рис. 5), что за счет увеличения сечения центральной части цилиндрического нагревателя возможно снизить долю джоулева тепла, выделяемой в данной зоне, и обеспечить перераспределение тепловой мощности по длине нагревателя.

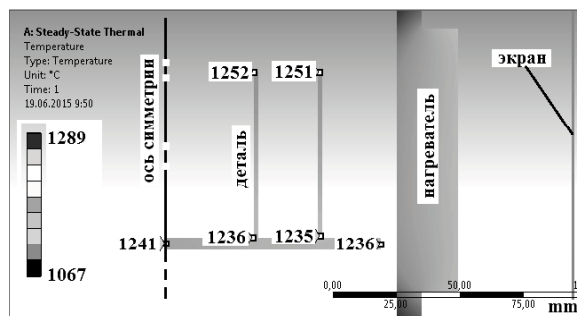


Рис. 5. Распределение температуры при финальном варианте конструкции нагревателя

Результаты моделирования предложенной конфигурации продемонстрировали возможность достижения поставленных требований по минимизации температурной неравномерности при следующих параметрах печи: электрическая мощность – 25 КВт, доля мощности, выделяемая в центральной части – 15%, длина центральной части – 100 мм, общая длина нагревателя 400 мм при внутреннем диаметре – 180 мм.

Полученная температурная неравномерность модельной детали составила не более 16°.

Результаты моделирования предложенной конструкции показали возможность снижения температурной неравномерности на детали до 7-16° при 900-1300 °С.

Разработка конструкции

Результаты теоретических изысканий позволили разработать конструкцию нагревательного элемента вакуумной печи.

Ширина и количество ламелей нагревателя рассчитывались при учете установленных ограничений по току в 500 А и по напряжению в 40 В.

В качестве материала нагревателя было решено использовать графит, как материал, имеющий низкое удельное сопротивление, вес, коэффициент линейного расширения и широкий температурный диапазон применения.

Разработанная конструкция нагревателя представлена на рис. 6.

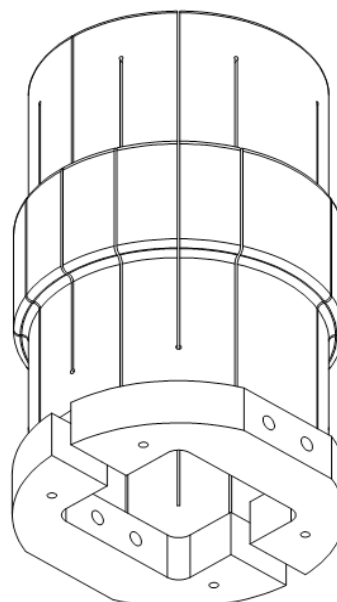


Рис. 6. 3D модель разработанного нагревателя

Таким образом, задача разработки печи с минимальной неравномерностью температуры в рабочей зоне была решена.

Выводы и дальнейшие перспективы

Авторами предложен метод минимизации температурной неравномерности в рабочей зоне цилиндрической вакуумной печи, а именно применение нагревателя переменного сечения с увеличенным сечением в центральной части с целью снижения доли тепловой мощности, выделяемой в данной области.

Разработана конструкция нагревателя, позволяющая снизить температурную неравномерность в рабочей зоне до 7-15° при 900-1300 °С.

Разработанную конструкцию после изготовления планируется установить на стенд вакуумной пайки отделения ЭРД ХАИ, что позволит проводить полный цикл пайки и температурной обработки деталей электроракетных двигателей, от маломощных типа СПД-20 до ЭРД типа СПД-100 с рабочей мощностью 1,5 кВт.

Литература

1. Гладков А.С. Пайка деталей электровакуумных приборов / А.С. Гладков, О.П.Подвигина, О.В.Чернов - М., Энергия, 1967 – 288 с.
2. Koshelev N. N. Investigation of Hollow Cathode for Low Power Hall Effect Thruster / N.N.Koshelev, A.V.Loyan // IEPС, Italy -2007-103.
3. Лоян А.В. Исследование распределения тепловых потоков в конструкции безнакального полого катода ЭРД при рабочих токах до 50 А / А.В.Лоян, Н.Н.Кошелев, А.И.Цаглов, М.Ю.Титов // // Авиационно-космическая техника и технология.- 2013.-№109 (107). - С.42 – 46.

Поступила в редакцию 20.06.15

Цаглов О.І., Лоян А.В., Кошелев М.М. Розробка вакуумної високотемпературної печі з мінімальною нерівномірністю температури в робочій зоні

У статті розкрито необхідність забезпечення максимальної рівномірності температури в зоні вакуумної пайки та відпалу деталей електроракетних рушійних установок. Описано методику розробки вакуумної печі з мінімальною нерівномірністю температури. Запропонована альтернативна трьохзонному нагрівачу конструкція, а саме нагрівач з змінним перерізом. Показано, що збільшення перерізу центральної частини циліндричного нагрівачу призводить до зменшення долі джоулевого тепла, що виділяється у даній зоні, що забезпечує перерозподіл теплової потужності по довжині нагрівача. Шляхом моделювання продемонстровано можливість зниження температурної нерівномірності на деталі складної форми до 10-15° при температурі 1100-1200 °С. Розроблено конструкцію нагрівача.

Ключові слова: вакуумна піч, пайка, відпал, нагрівач, нерівномірність температури.

Tsaglov A.I., Loyan A.V., Koshelev N.N. Development of vacuum high temperature furnace with minimum temperature nonuniformity in working zone

In article is described necessity to provide maxim temperature uniformity in the zone of vacuum soldering and annealing of electric propulsion unit details. The methodology of vacuum heater with minimum temperature nonuniformity development is described. It is proposed an alternative for three section heater – a heater with variable section. It is shown, that increasing of cylindrical hater central part section is leaded to reducing of Joule heat, which deposited in this part, and providing heat rearrangement by heater length. It is demonstrated by modeling that it is a capability to reduce temperature nonuniformity on complex detail to 10-15° for temperature rage 1100-1200 °С. The construction of heater with variable section is designed.

Key words: vacuum furnace, soldering, annealing, hater, temperature nonuniformity.

УДК 533.9.07

А. Н. ХАУСТОВА, А.В. ЛОЯН, О.П. РЫБАЛОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

РАЗРАБОТКА ОПТИЧЕСКОГО ПРИЕМНИКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ЭРОЗИИ ОТДЕЛЬНО НАРУЖНОЙ И ВНУТРЕННЕЙ КЕРАМИЧЕСКИХ ВСТАВОК ГАЗОРАЗРЯДНОЙ КАМЕРЫ СТАЦИОНАРНОГО ПЛАЗМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В статье описана типичная схема измерений спектра стационарного плазменного двигателя методом оптической эмиссионной спектроскопии. Рассмотрены основные недостатки данной схемы. Обоснована необходимость применения коллиматора и описана его конструкция. Представлены результаты предварительных экспериментов с двигателем СПД-20М8. Описана методика измерения угла расходимости коллиматора и приведены результаты измерений. Описана разработанная методика ОЭССК для измерений скорости эрозии керамических вставок по отдельности. Представлены результаты предварительных экспериментов с двигателем СПД-70.

Ключевые слова: стационарный плазменный двигатель, скорость эрозии, оптическая эмиссионная спектроскопия, коллиматор.

Введение

В настоящее время, в условиях стремительного развития космической отрасли, увеличивается количество задач выполняемых космическими аппаратами [1] (КА). Стационарный плазменный двигатель (СПД) является наиболее применяемым и перспективным типом двигателя для коррекции орбиты, ориентации и стабилизации КА [2]. Несмотря на значительный прогресс в понимании физических процессов, надежности конструкции, высоким коэффициентом полезного действия и достигнутом ресурсе [3], вопрос о ресурсоограничивающих факторах и методах «мгновенной оценки» скорости эрозии остается открытым.

Основным фактором, ограничивающим ресурс двигателя, является износ стенок газоразрядной камеры (ГРК) [3]. Данный вопрос является актуальной задачей, чему свидетельствует большое количество исследований [4 - 6].

На сегодняшний день разработано несколько методов контроля скорости эрозии [3]. Наиболее удачным, по мнению авторов статьи, является метод оптической эмиссионной спектроскопии (ОЭС).

Суть метода состоит в измерении интенсивностей (одной или нескольких) спектральных линий одного или нескольких элементов, входящих в материал конструкции СПД, с последующим пересчетом в скорость эрозии. Основными преимуществами ОЭС являются:

1. Возможность производить измерения во время работы двигателя, т.е. оценка массоуноса

материала конструкции может быть проведена на любом этапе выработки ресурса СПД.

2. Относительная простота и дешевизна измерительного комплекса [7].

3. Достаточно простая методика расчета скорости эрозии [8].

В то же время, одним из основных недостатков метода является интегральный характер измерений. Как правило, в приемник излучения направляется полный спектр свечения со всего двигателя, т.е. отсутствует возможность локальных измерений.

Ранее [3], в отделении ЭРД МНТЦ КЭД ХАИ были проведены сравнительные испытания скорости эрозии прямым весовым методом и ОЭС, реализованном по схеме рис. 1. Было показано, что метод ОЭС адекватно отображает скорость эрозии не только качественно, но и количественно.

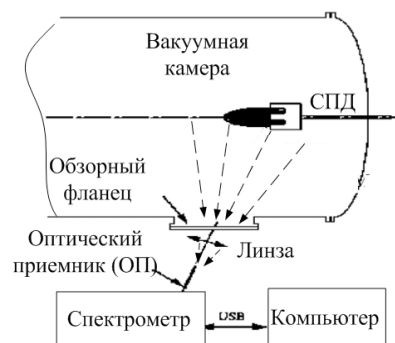


Рис. 1. Схема эксперимента методом ОЭС

В то же время было замечено, что эрозия наружных кромок внешнего и внутреннего изоляторов различается как между собой, так и в азимутальном направлении, рис. 2. Этот факт был идентифицирован при визуальном контроле и не мог быть обнаружен методом ОЭС в силу указанных ранее причин. Поэтому разработка модифицированного метода ОЭС, для получения возможности локальных измерений, является актуальной задачей.

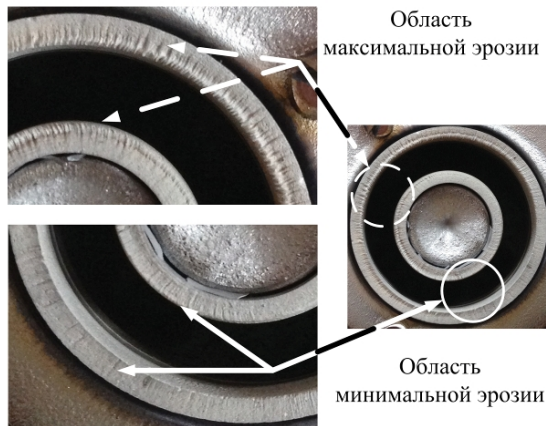


Рис. 2. Области эрозии СПД-20М8

В работе [9] показано, что изменяя ток подмагничивания во внутренней и наружной катушках, можно увеличивать (или уменьшать) скорость эрозии каждой из них в широком диапазоне. При этом отмечается, что интегральные характеристики СПД остаются практически без изменений. Отмечается слабая зависимость основных характеристик (коэффициента полезного действия, коэффициента использования массы, удельного импульса), в оптимальном диапазоне, и весьма существенная зависимость скорости эрозии от топологии магнитного поля. Этот факт стал заметен, только после 10530 часов испытаний PPS-1350 [10], что привело к существенному удорожанию разработки и удлинению ее сроков. В случае наличия методов (типа модифицированного метода ОЭС) экспресс-анализа, увеличение затрат можно было бы избежать. Таким образом, еще раз подтверждается необходимость модернизации метода ОЭС, с целью преодоления барьера его интегральности и возможности оценки скорости эрозии каждой из вставок в отдельности.

1 Разработка измерительного оборудования

В общем виде измерительный комплекс метода ОЭС, рис. 1, состоит из:

- оптического приемника;
- блока разложения полного электромагнитного излучения по длине волны - спектрометра;

- компьютера с программным обеспечением поддержки спектрометра;
- оптических и электрических кабелей и соединений.

Для схемы измерений, представленной на рис. 1, характерно наличие также обзорного фланца, через который излучение плазмы выводится из вакуумной камеры на собирающую линзу. Такая схема определяет специальные требования к этим дополнительным элементам. Они должны быть изготовлены из материалов оптически прозрачных во всем диапазоне от ультрафиолетового (УФ) до инфракрасного (ИК), где возможно наличие спектральных линий исследуемых элементов. В качестве такого материала, может быть выбрано кварцевое стекло марки КУ-1. Зависимость коэффициента пропускания от длины волны представлен на рис. 3.

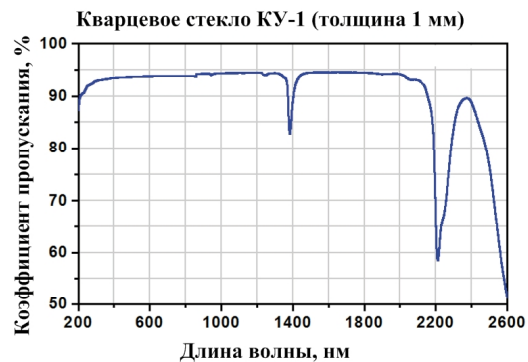


Рис. 3. Коэффициент пропускания кварцевого стекла марки КУ-1

С другой стороны, относительно низкая чувствительность спектрометра и весьма большое расстояние до исследуемого объема, заставляет применять собирающую линзу. При этом, как уже отмечалось ранее, в оптический приемник собирается излучение со всего объема плазменного факела, т. е. ни о какой «локальности» измерений речи идти не может.

В данной ситуации логичным представляется существенное уменьшение расстояния между источником и приемником излучения. Рассмотрим более детально такое предложение.

Известно, что одной из характеристик оптического приемника является телесный угол расходимости, т. е. угол все излучение из которого попадает в оптический приемник. Любые процессы излучения, происходящие вне угла расходимости, в оптический приемник не попадают.

Для имеющегося стандартного оптического приемника угол расходимости равен $25,4^\circ$. Таким образом, даже при приближении оптиче-

ского приемника на минимальное расстояние (к срезу двигателя), поперечные размеры зоны излучения, из которой будет производиться регистрация, будут составлять 5,5 мм; 7,2 мм; 14 мм; 15,8 мм, рис. 4а, соответственно, для наружной нижней, внутренней нижней, внутренней верхней, наружной верхней керамических вставок.

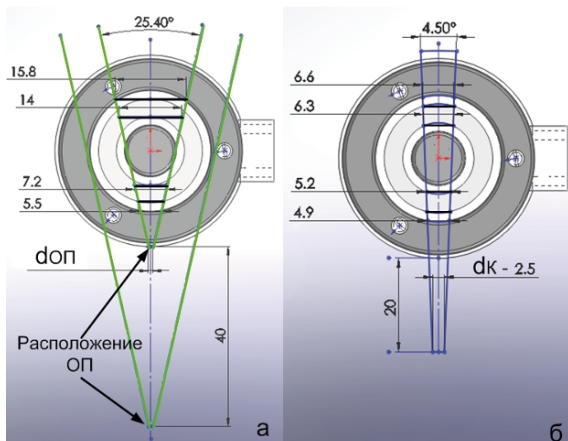


Рис. 4. Поперечные размеры зон приема излучения при измерении:

- а – оптическим приемником с углом расходимости 25,4°;
- б – коллиматором с углом расходимости 4,5°

Такое геометрическое различие линейных размером зон регистрации приведет к существенному усложнению математического аппарата обработки полученных спектров. И, как следствие, к увеличению погрешности расчета скорости эрозии.

Очевидно, что для снижения геометрических различий измерений, по различным частям керамических изоляторов, надо увеличивать расстояние между оптическим датчиком и источником излучения. Однако, уже на расстоянии 40 см, линейный размер исследуемой области будет равен линейному размеру двигателя. И, следовательно, возможность локальных измерений отсутствует.

Выходом из создавшейся ситуации может быть установка на оптический приемник коллиматора – устройства геометрически уменьшающего угол расходимости оптического приемника.

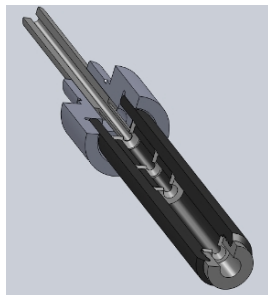


Рис. 5. Конструкция коллиматора

Коллиматор представляет собой цилиндрический корпус, внутри которого установлены графитовые шайбы, рис. 5. Диаметры отверстий шайб равны диаметру кабеля – 2,5 мм. Длина коллиматора составила 62 мм.

Измерение угла расходимости было произведено следующим образом, рис. 6.

На пластинах были отмечены диаметры световых пятен dn_1-dn_5 . Размеры диаметров измерялись большим инструментальным микроскопом (БМИ-1), погрешность измерения линейных размеров составляет – 0,002 мм.

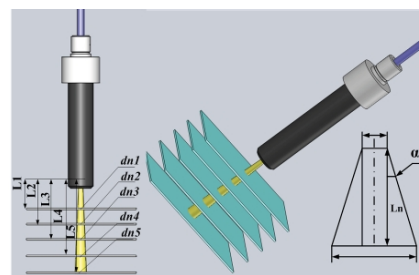


Рис. 6. Схема измерения угла расходимости коллиматора

Угол расходимости определялся по формуле (1).

$$\alpha = \arctg\left(\frac{dn_1 - d_K}{L_1}\right), \quad (1)$$

где α – угол расходимости коллиматора;
 dn_1 – диаметр светового пятна на пластине 1;
 L_1 – расстояние от коллиматора до пластины 1;
 d_K – внутренний диаметр коллиматора.

Погрешность расчета угла расходимости рассчитывалась по формуле (2 - 3).

$$\varepsilon = \frac{S}{\alpha} \cdot 100\%, \quad (2)$$

$$S = \sqrt{\frac{\partial f^2}{\partial (dn)} \cdot \Delta_{\text{БМИ-1}}^2 + \frac{\partial f^2}{\partial (d_K)} \cdot \Delta_{\text{БМИ-1}}^2 + \frac{\partial f^2}{\partial (L)} \cdot \Delta_{\text{ШЦ-1}}^2}, \quad (3)$$

где ε – погрешность;
 S – среднее квадратичное отклонение;
 $\Delta_{\text{БМИ-1}}$ – паспортная погрешность БМИ-1;
 $\Delta_{\text{ШЦ-1}}$ – погрешность штангенциркуля - ШЦ-1;

Результаты расчета, для различных L , представлены в таблице 1.

Очевидно, что с увеличением расстояния L , погрешность измерений падает. Соответственно угол расходимости составляет $4,5^\circ$; так как данное значение имеет минимальную погрешность - $0,074\%$. Таким образом, при расположении оптического приемника с коллиматором на расстоянии 20 см от источника излучения, линейные размеры исследуемых областей керамических вставок будут составлять 4,9 мм; 5,2 мм; 6,3 мм; 6,6 мм, соответственно, и будут различаться не более чем на 26% по кромке наружной керамики и 18% по внутренней.

Таблица 1
 Параметры расчета угла расходимости коллиматора

L_n , мм	d_n , мм	α , $^\circ$	$\Delta\alpha$, $^\circ$	ε , %
10	3,280	4,579	$2,838 \cdot 10^{-4}$	0,365
20	4,010	4,433	$1,419 \cdot 10^{-4}$	0,188
30	4,775	4,452	$9,458 \cdot 10^{-5}$	0,125
40	5,570	4,506	$7,094 \cdot 10^{-5}$	0,093
50	6,330	4,497	$5,675 \cdot 10^{-5}$	0,074

Рассмотрим детально алгоритм эксперимента измерения интенсивности спектральной линии методом ОЭС с применением коллиматора. В испытаниях применялся спектральный комплекс, описание которого приведено в работе [Хаустова А. Н. Разработка спектрального комплекса высокого разрешения для исследования спектра СПД // Авиационно-космическая техника и технология. - 2015 г., статья находится в печати] Схема эксперимента представлена на рисунке 7.

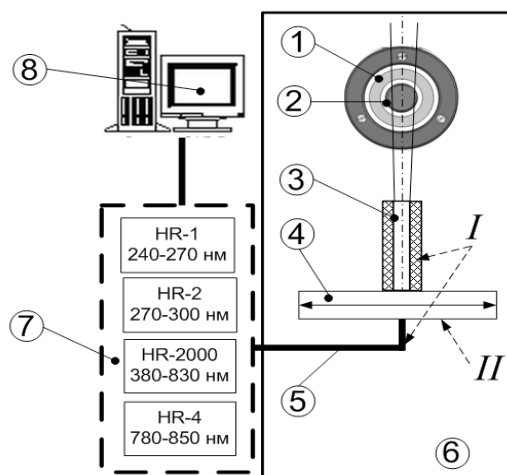


Рис. 7. Схема ОЭССК:

1 – наружная керамическая вставка; 2 – внутренняя керамическая вставка; 3 – коллиматор; 4 – механизм перемещения; 5 – оптический кабель; 6 – камера; 7 – спектральный комплекс; 8 – компьютер

Отличительной чертой данной схемы, от представленной на рис. 1, является наличие

коллиматора и механизма перемещения коллиматора с оптическим приемником. Первый узел (I) позволяет вырезать достаточно узкий угол и обеспечивает линейную локальность измерений, а второй (II) сканирование по всему факелу СПД. Таким образом, можно назвать предлагаемый метод - как метод ОЭС со сканированием плазмы через коллиматор (ОЭССК).

Уже сейчас можно выделить несколько характерных областей при применении метода ОЭССК, рис. 8.

Область I характеризуется тем, что в угол расходимости попадает только доля излучения из двигателя и только с наружной керамической вставки.

Область II будет регистрировать излучение из ГРК, а также максимальную эрозию наружной вставки;

Область III захватывает кромки как наружной, так и внутренней керамики;

Область IV захватывает область как наружной, так и внутренней керамики.

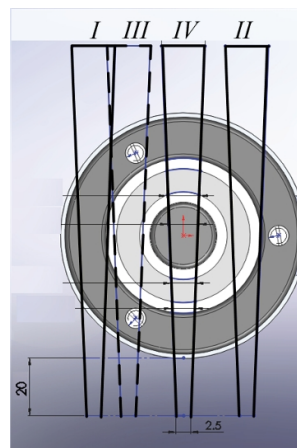


Рис. 8. Положение характерных областей метода ОЭССК относительно СПД-20М8

Следует ожидать необходимости применения различного математического аппарата для обработки полученных экспериментальных данных. Однако конкретная реализация этого положения будет рассматриваться авторами в наших последующих работах.

2 Результаты предварительных экспериментов

Для определения возможности линейных локальных измерений методом ОЭССК, были проведены предварительные эксперименты с двигателем СПД20М8. Измеренный спектр двигателя представлен на рис. 9. Шаг сканирования выбирался равным 2 мм, что обеспечивает отсутствие перекрытия областей. Спектр двигателя измерялся малогабаритным спектрометром высокого разрешения HR 2000, в диапазоне 380-830 нм.

В результате эксперимента было получено радиальное распределение интенсивностей всех присутствующих в измеренном спектре линий атомарного и ионизированного ксенона (Xe). На рисунке 10 показаны линии атомарного ксенона (XeI) 788 и 828 нм, и линия ионизированного (XeII) ксенона 541 нм.

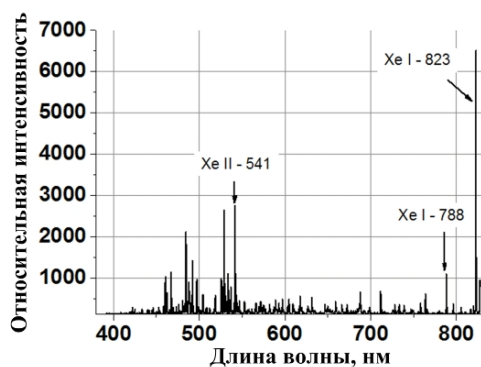


Рис. 9. Спектр СПД-20М8

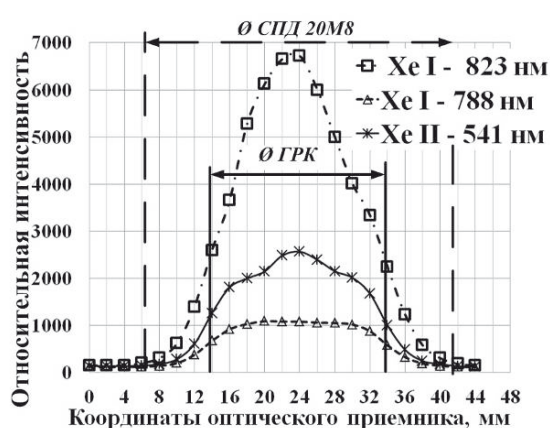


Рис. 10. Радиальное распределение интенсивности линий ксенона

Интенсивность линии 788 нм постоянна вдоль оси двигателя, линия иона ксенона 541 нм имеет ярко выраженный пик в области сердечника. Распределение интенсивности линии 823 нм постоянно возрастает, с приближением к оси двигателя, и симметрично относительно оси двигателя. Подобные результаты были получены при сканировании струи двигателя НЕТ и представлены в работе [10].

Кроме того, было замечено постоянное падение интенсивностей спектральных линий в течение первых 30 минут эксперимента, рис. 11. Причиной такого явления оказалось напыление продуктов эрозии двигателя на оптический приемник. Это загрязнение имеет высокую адгезию и удаляется только механическим путем. При этом чувствительность оптического приемника восстанавливается.

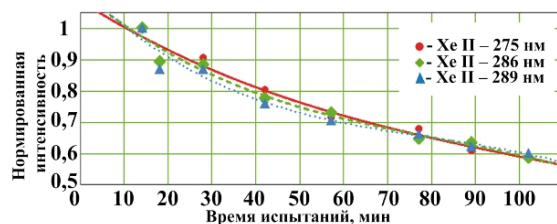


Рис. 11. Падение интенсивностей линий ксенона

В связи с этим была разработана рекомендация к модернизации схемы метода ОЭССК: необходима установка защитного стекла, с максимальным коэффициентом пропускания в спектральном диапазоне от УФ до ИК.

Следовательно, появляется новый этап – этап калибровки оптического комплекса.

3 Калибровка оптического комплекса

Калибровка была произведена с использованием эталонного источника – ртутной лампы, по следующей схеме, рис. 12.

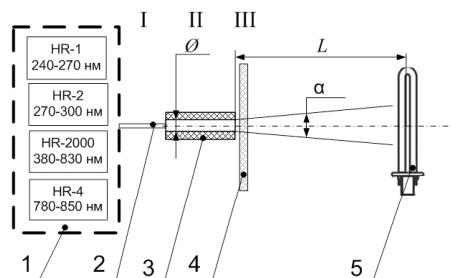


Рис. 12. Схема калибровки спектрального комплекса HR

Спектральный комплекс (1) с оптическим волокном (2) устанавливался на расстоянии L от лампы (5), произведено первое измерение (I). Затем на оптическое волокно одевался коллиматор (3), произведено измерение (II). При третьем измерении (III) перед коллиматором было установлено кварцевое стекло (4).

На рисунке 13, показано падение интенсивностей линий ртути, в первом диапазоне 230–270 нм, при измерении оптическим кабелем (I), коллиматором (II) и коллиматором с кварцевым стеклом (III).

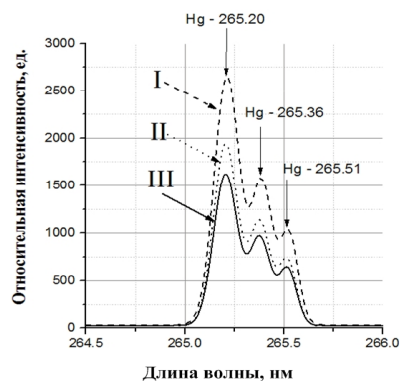


Рис. 13. Спектр ртутной лампы в зависимости от комплектации оптического приемника, диапазон HR-1

Угол расходимости оптического кабеля в 5,5 раз больше угла расходимости коллиматора. Соответственно объем, с которого собирается излучение коллиматором, в несколько раз меньше, что и было получено, падение интенсивностей линий ртути составило 30%. Как было отмечено ранее, коэффициент поглощения стекла составляет 10%, эти данные подтвердились при проведении калибровки.

На рис. 14 показан спектр ртутной лампы, измеренный в диапазоне 240-270 нм, спектрометром HR-2.

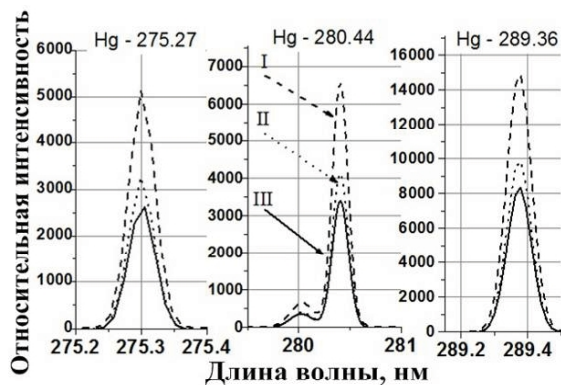


Рис. 14. Спектр ртутной лампы в зависимости от комплектации оптического приемника, диапазон HR-2

Значения коэффициентов поглощения, полученные при проведении измерений в диапазоне HR-1, подтвердились. Следовательно, на основании результатов калибровки можно сделать вывод, что при использовании оптического комплекса, установленного на расстоянии L от источника излучения, оснащенного коллиматором, с внутренним диаметром 2,5 мм и длиной 62 мм, и защитным стеклом марки КУ-1 – коэффициент поглощения равен 40%. Соответственно, для компенсации потери чувствительности оптического комплекса, следует уменьшить расстояние между источником и приемником излучения.

4 Испытания оптического приемника с двигателем

После подготовки эксперимента были проведены испытания оптического комплекса с двигателем СПД-70, на номинальном режиме его работы. Схема эксперимента была аналогичной, как и при измерениях с двигателем СПД-20М8, рис. 7. Оптический комплекс устанавливался на расстоянии 60 мм от среза двигателя. Оптическая ось была направлена на внутреннюю керамическую вставку ГРК. Результаты представлены на рисунке 15.

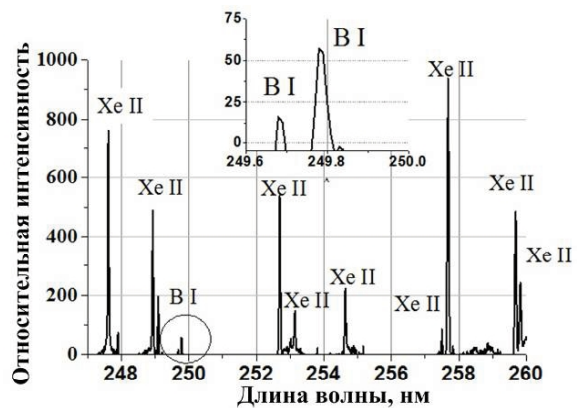


Рис. 15. Спектр СПД-70 в диапазоне 247-260 нм

В спектре присутствует большое количество линий ионов ксенона Xe II. Оптическая чувствительность ксенона в данном диапазоне очень слабая, но из-за большой концентрации атомов ксенона, линии регистрируются очень хорошо. Также присутствуют две линии продуктов эрозии керамики, это линии бора - 249,67 нм и 249,77 нм. Однако, из-за малой концентрации атомов бора, интенсивности этих линий очень малы и регистрируются очень плохо.

При расположении оптического приемника таким образом, чтобы оптическая ось была направлена во внутреннюю полость ГРК, для обеспечения обзора внутренней керамики; на протяжении первых 30 минут эксперимента, было отмечено запыление защитного кварцевого стекла продуктами эрозии керамики. Данный факт подтвердился при визуальном осмотре стекла и последующей калибровке, при тех же параметрах, что и до эксперимента, рис. 12. Падение интенсивностей линий составило 80% в УФ диапазоне и 60% в ИК. Следовательно, требуется доработка конструкции оптического комплекса и оснащение его элементами защиты от запыления, для предотвращения быстрой деградации его пропускной способности.

5 Выводы

В результате проведенной работы был разработан и изготовлен оптический комплекс для измерения скорости эрозии отдельно наружной и внутренней керамических вставок СПД.

Проведены предварительные эксперименты с двигателем СПД-20М8, в результате которых было получено радиальное распределение интенсивностей линий нейтрального и ионизированного ксенона. Распределение интенсивностей линий ионов ксенона имеют ярко выраженный пик, в области сердечника; в то время как интенсивности линий нейтрального ксенона либо постоянны в области газоразрядной камеры, либо постепенно возрастают, при приближении к оси двигателя.

На основании результатов предварительных экспериментов был разработан метод измерения скорости эрозии отдельно наружной и внутренней керамических вставок ГРК СПД – метод оптической эмиссионной спектроскопии со сканированием плазмы через коллиматор (ОЭССК).

Также было отмечено запыление оптического кабеля продуктами эрозии, при его близком расположении к срезу двигателя и, следовательно, падение его чувствительности.

Произведена доработка конструкции оптического приемника, посредством установки защитного кварцевого стекла КУ-1, с коэффициентом пропускания, в диапазоне 200 – 1400 нм, равным 90%, для предотвращения запыления оптического приемника и последующего падения его чувствительности. Было установлено, что при механической чистке приемника, его свойства восстанавливаются.

Посредством калибровки вычислен коэффициент поглощения оптического комплекса: коэффициент поглощения коллиматора, длиной 62 мм и внутренним диаметром 2,5 мм, составил 30%. Измерен коэффициент поглощения кварцевого стекла, который составил 10%.

Проведены испытания оптического комплекса с двигателем СПД-70, при номинальных параметрах его работы. Проведен качественный анализ измеренного спектра. В спектре зарегистрированы линии атомарного ксенона (диапазон 600–850 нм) и ионизированного (диапазон 240–600 нм). Оптическая чувствительность ксенона в УФ диапазоне очень слабая, но из-за большой концентрации атомов, линии регистрируются очень хорошо. Также зарегистрированы линии продуктов эрозии деталей конструкции (железо (Fe)) и керамики (бор (B)) ГРК.

Отмечено, запыление защитного кварцевого стекла на протяжении первых 30 минут измерений, что привело к падению чувствительности оптического комплекса, и, следовательно, падению интенсивностей линий при стабильных параметрах работы двигателя. Посредством калибровки было получено, что чувствительность оптического комплекса упала на 80 % в УФ диапазоне и на 60 % в ИК диапазоне. Сделаны выводы о необходимости доработки конструкции оптического комплекса: требуется разработка, и установка элементов защиты кварцевого стекла от запыления.

Литература

1. Ким В. П. Стационарные плазменные двигатели в России: проблемы и перспективы [Электронный ресурс] / В. П. Ким // Труды МАИ – 2013. – № 60. – С. 1–12. Режим досту-

па: <https://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=35374>. – 1.04.2015 г.

2. Липатов А.С. Экспериментальное исследование стационарного плазменного двигателя малой мощности [Текст] / А. И. Бугрова, Г. Э. Бугров, В. А. Давыдов [и др.] // Письма в ЖТФ – 2014. – том 40. – Вып. 31. – С. 68-74.

3. Лоян А. В. Экспериментальное исследование ресурсных характеристик МСПД [Текст] / А. В. Лоян, Т. А. Максименко, В. А. Подгорный // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Харьков, 2008. – Вып. 9(56). – С. 44-47.

4. Блинов Н. В. Спектроскопические исследования струи холловского двигателя с целью определения скорости эрозии ускорительного канала в ходе длительных ресурсных испытаний [Текст] / Н. В. Блинов, Ю. М. Головин, О. А. Горшков, Е. Н. Дышлок // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Харьков, 2005. – Вып. 9(25). – С. 152-156.

5. Pagnon D. Measurement and modeling of the inside channel depositions of the sputtered ceramics on HET PPSX000-ML. A tool to predict the erosion along the thruster lifetime [Текст] / D. Pagnon, S. Pellerin, P. Lasgorceix, C. Legentil // 30th International Electric Propulsion Conference. – Italy, 2007. – P. 1-10.

6. Celik M. Use of emission spectroscopy for real-time assessment of relative wall erosion rate of BHT-200 hall thruster for various regimes of operation [Текст] / M. Celik, O. Batishev, M. Martinez-Sanchez // Vacuum, 2010. - Vol. 84. - No. 9. - P. 1085–1091.

7. Ocean Optics Техническое описание и руководство по эксплуатации [Электронный ресурс].- USA.: Ocean Optics Inc, 2009.- 24 p. Режим доступа: <http://oceanoptics.com/wp-content/uploads/hr2000.pdf>.

8. Аналіз струменя плазмового двигуна, що буде встановлений на молодіжний супутник, за допомогою метода оптичної емісійної спектроскопії [Текст] : звіт о НДР (заключний.): М/100-2007 / М-во освіти і науки України, Нац. аэрокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ»; кер. Лоян А. В. – Харьков, 2008. – Вып. 9(56). – 59 с.

9. Приданников С. Ю. Исследование характеристик стационарных плазменных двигателей при длительной работе [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.07.05М., / Приданников Сергей Юрьевич. – Калининград, 2003. – 203 с.

10. Sommerville J. D. Optical Diagnostic for Xenon Hall Thrusters Including Metastable Contributions [Текст] / J. D. Sommerville, L. B. King // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2006. - P. 1-9.

Поступила в редакцию 12.05.2015

А. М. Хаустова, А. В. Лоян, О. П. Рибалов. Розробка оптичного приймача для вимірювання швидкості ерозії окремо наружної та внутрішньої керамічних вставок газоразрядної камери стаціонарного плазмового двигуна

У статті описана типова схема вимірювань спектру стаціонарного плазмового двигуна методом оптичної емісійної спектроскопії. Розглянуті основні недоліки даної схеми. Обґрунтована необхідність застосування коліматора та описана його конструкція. Представлені результати попередніх експериментів з двигуном СПД-20М8. Описана методика вимірювання кута розбіжності коліматора та приведені результати вимірювання. Описана розроблена методика ОЕССК для вимірювання швидкості ерозії керамічних вставок окремо. Представлені результати попередніх експериментів з двигуном СПД-70.

Ключові слова: стаціонарний плазмовий двигун, швидкість ерозії, оптична емісійна спектроскопія, коліматор.

A. N. Khaustova, A. V. Loyan, O. P. Ribalov. Development of optical receiver for erosion rate measurements of gas discharge chamber external and internal ceramics separately

Typical scheme of the stationary plasma thruster spectrum measurements is described in the paper. Main shortcomings of this scheme are considered. Necessity of usage collimator is proved and its construction is described. The results of preliminary experiments with SPT-20M8 are presented. The methodic of divergence angle measurement is described and angle measurements results are presented. Developed methodic of OESSC for the separately ceramic erosion rate measurement is described. Results of the preliminary experiments with SPT-70 are presented.

Key words: stationary plasma thruster, erosion rate, optical emission spectroscopy, collimator.

УДК 629.7.063.3

Н.П. ВЕЛИКАНОВА¹, П.Г. ВЕЛИКАНОВ¹, А.С. КИСЕЛЕВ²

¹Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А.Н. Туполева – КАИ

²ОАО «УЗГА», Казань, Россия

АНАЛИЗ РЕСУРСНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДИСКА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ГТД ДЛЯ ВЕРТОЛЕТА

На основе результатов испытаний по ГОСТ 25.502-79 «Методы механических испытаний металлов» при мягком осевом цилиндрическом нагружении и двух уровнях температур – $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и $t_2 = 400^\circ\text{C}$ с пульсирующим изотермическим циклом нагружения при частоте $f = 0,25$ Гц и расчетом методом конечных элементов диска турбины авиационного ГТД для вертолетов был выполнен анализ ресурсных возможностей.

Ключевые слова: ресурс, двигатель, диск, температура, турбина, сплав ЭИ698-ВД, МЦУ, число циклов.

Введение

Анализ долговечности наиболее нагруженного диска турбины модификации вертолетного двигателя ТВ3-117 выполнен на основе оценки напряженно-деформированного состояния и экспериментального исследования малоциклового усталости образцов из материала диска в исходном состоянии и после длительной эксплуатации.

Объектом исследования является диск первой ступени турбины двигателя ТВ3-117 для вертолета Ка-32. Материал диска – деформируемый жаропрочный сплав ЭИ698-ВД на никелевой основе.

Оценка напряженно-деформированного состояния диска проводилась с применением конечно-элементного комплекса ANSYS.

1. Расчет методом конечных элементов

Для расчета диска первой ступени турбины вертолетного двигателя ТВ3-117 методом конечных элементов в соответствии с конструкторской документацией в системе Unigraphics NX9 была построена геометрическая модель одной двенадцатой части диска. Сектор в 30 градусов был выбран в соответствии с количеством отверстий в диске. Для облегчения построения расчетной конечно-элементной сетки в геометрической модели было выполнено упрощение, связанное с удалением мелких фасок и скруглений. Геометрическая модель диска показана на рис. 1.

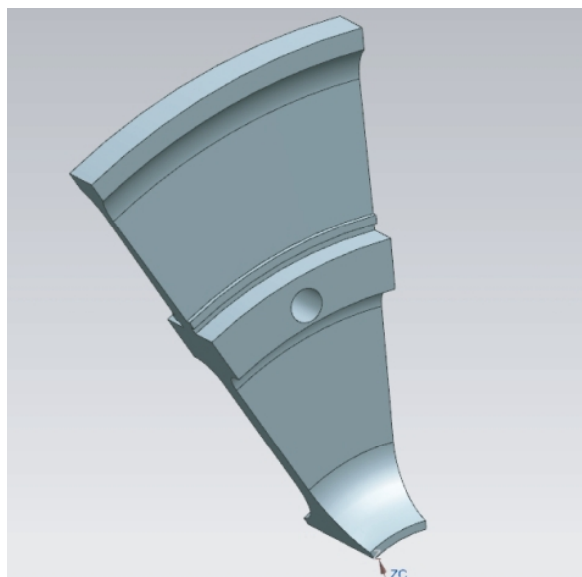


Рис. 1. Геометрическая модель диска

Далее при помощи трехмерного формата передачи данных Parasolid данная геометрическая модель экспортировалась в универсальную расчетную среду Workbench системы Ansys. В качестве типа расчета был выбран Static Structural, то есть расчет на статическую прочность. Для адекватного расчета сектора диска в расчет была введена полярная система координат с осью Z, совпадающей с осью вращения диска, а ось X соответствует радиальному направлению. Относительно новой системы координат задавались условия циклической симметрии (см. рис. 2).

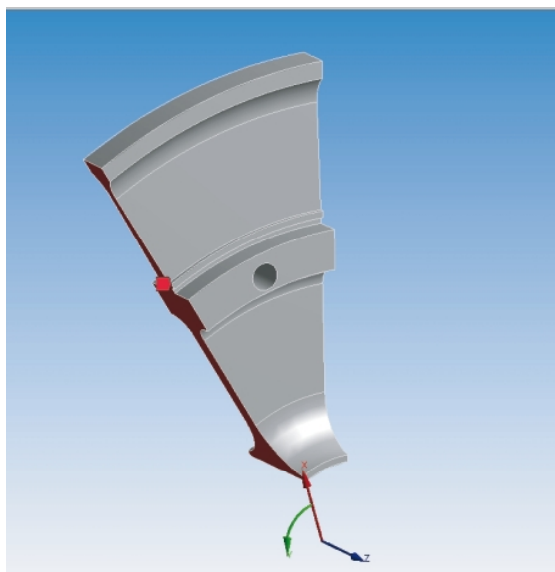


Рис. 2. Условие циклической симметрии сектора диска в полярной системе координат

В соответствии с рабочим чертежом на диск турбины первой ступени двигателя ТВ3-117 в качестве материала использовался жаропрочный сплав ЭИ698-ВД, свойства которого показаны в таблицах 1-2.

Таблица 1
Механические свойства при испытании на длительную прочность сплава ЭИ698-ВД

T, °C	$\sigma_{дл}$, МПа	τ , ч
750	420	50
650	720	50

Таблица 2
Физические свойства сплава ЭИ698-ВД

E, МПа	G, МПа	ρ , кг/куб.м
200000	-	8320

При построении расчетной сетки использовался автоматический метод построения. При этом сетка получилась тетраэдральная, с размером элемента 2 мм. В расчете использовались двадцатиузловые элементы с тем, чтобы повысить качество и достоверность расчета. Полученная конечно-элементная модель сектора диска показана на рисунке 3.

В соответствии с исходными данными на расчет, к модели были применены граничные условия. На рисунке 4 желтым цветом показано приложенное вращение диска со скоростью 19792 об/мин на режиме холодного выхода на максимальные обороты, красным цветом показана приложенная суммарная центробежная сила лопаток (с полками и ножками) в

738,617 кН (75318 кгс). Для исключения случая жесткого перемещения диска он был закреплен по задней поверхности ступицы от осевых перемещений.

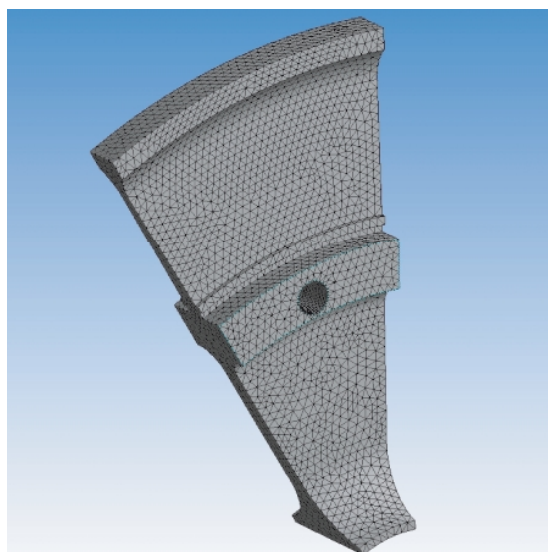


Рис. 3. Конечно-элементная модель сектора диска

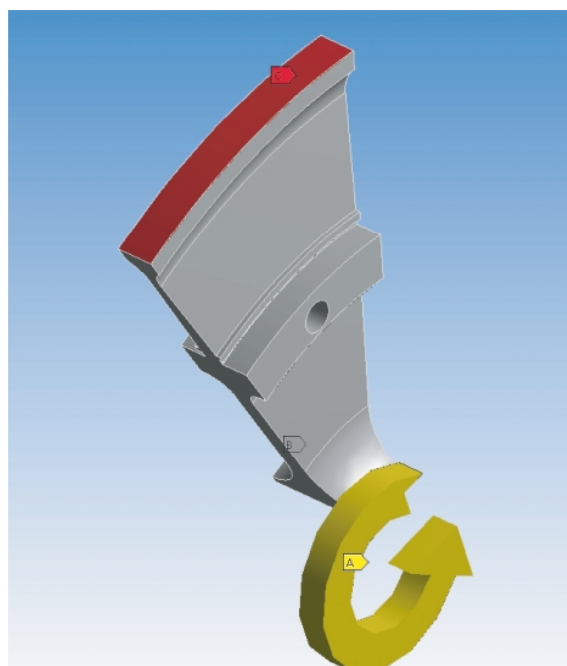


Рис. 4. Схема приложения нагрузок к модели сектора диска

В результате проведенного расчета было получено напряженно-деформированное состояние диска на режиме холодного выхода с максимальными оборотами. На рисунках 5-10 показаны изолинии полей эквивалентных по Мизесу напряжений, а на рисунке 11 показаны изолинии распределения радиальных деформаций диска.

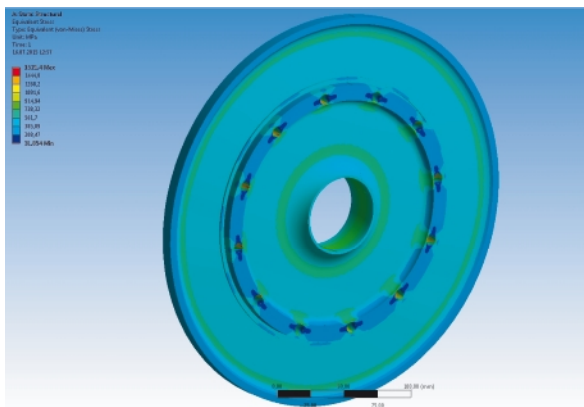


Рис. 5. Изолинии распределения напряжений диска

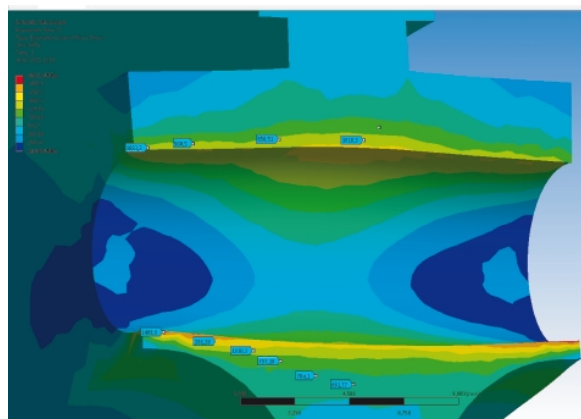


Рис. 8. Изолинии распределения напряжений диска

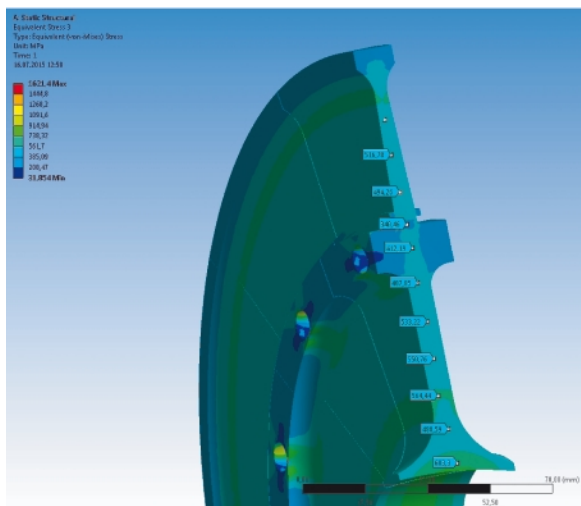


Рис. 6. Изолинии распределения напряжений диска

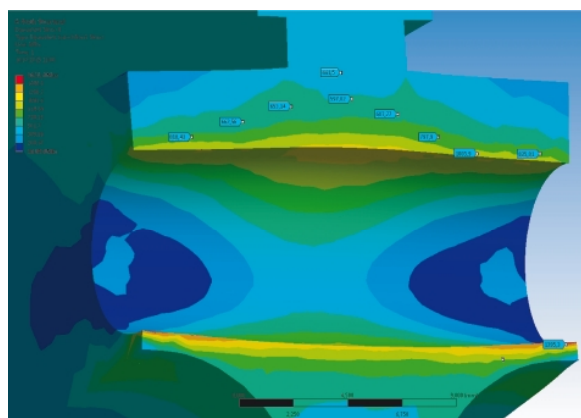


Рис. 9. Изолинии распределения напряжений диска

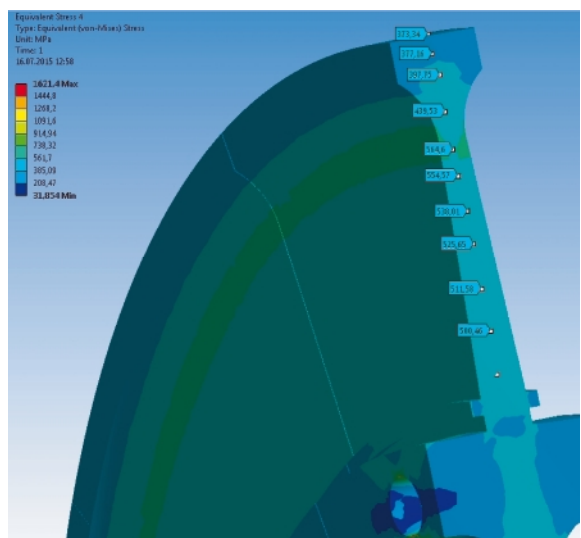


Рис. 7. Изолинии распределения напряжений диска

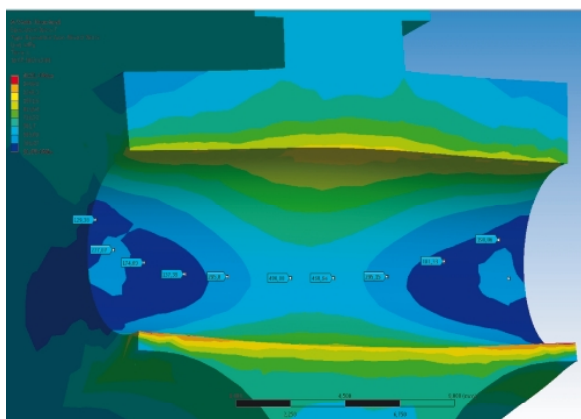


Рис. 10. Изолинии распределения напряжений диска

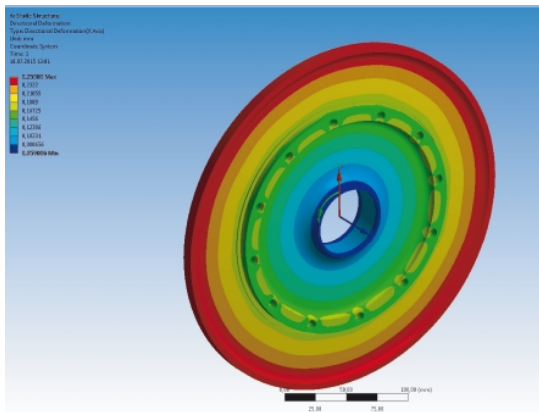


Рис. 11. Изолинии распределения радиальных деформаций диска

При проведении сравнения полученных методом конечных элементов результатов с результатами по методу интегральных уравнений выявилось удовлетворительное совпадение расчетных данных. Некоторые различия объясняются более подробным учетом особенностей геометрии диска в трехмерной постановке при расчете методом конечных элементов.

Для определения минимального запаса по напряжениям были определены максимальные напряжения, действующие в диске: 679,3 МПа (6927 кгс/см²) на расстоянии 0,0771 м (7,71 см) от оси вращения диска. Поскольку расчет проводился на режиме холодного выхода на максимальные обороты, то воспользуемся значением допускаемых напряжений для температуры 280 градусов по Цельсию (соответствует температуре сечения диска на расстоянии 0,0769 м (7,69 см)) и удвоенной длительности работы (20 часов): 980,6 МПа (10000 кгс/см²). Таким образом, минимальный запас по напряжениям получился 1,444, что удовлетворяет нормам прочности. Отметим, что при расчете методом интегральных уравнений, минимальный запас получился 1,46 на расстоянии 0,0769 м (7,69 см) от оси вращения диска, что совпадает с результатом расчета методом конечных элементов.

2. Анализ ресурсных возможностей

Для прогнозирования долговечности дисков турбин по параметру малоциклового усталости могут быть использованы эмпирические зависимости (например, Мэнсона) или экспериментальные данные по испытаниям на малоцикловую усталость (МЦУ) образцов из материала дисков.

В данной работе использовались результаты экспериментального исследования стандартных цилиндрических образцов из сплава ЭИ698-ВД с диаметром рабочей части 5 мм. Испытания

проводились до разрушения, в соответствии с ГОСТ 25.502-79 «Методы механических испытаний металлов» при мягком осевом цилиндрическом нагружении и двух уровнях температур – $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 400\text{ }^\circ\text{C}$ с пульсирующим изотермическим циклом нагружения при частоте $f = 0,25\text{ Гц}$.

Статистическим анализом результатов проведенного исследования установлено:

- сопротивление МЦУ сплава ЭИ698-ВД характеризуется совокупностью значений долговечности N_p (долговечность до образования трещины МЦУ), удовлетворительно аппроксимируемой логарифмически нормальным законом с различными средними значениями N_p в зависимости от уровня напряжения и температуры испытания с постоянной дисперсией 0,0087 при температуре $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и 0,061 при температуре $t_2 = 400\text{ }^\circ\text{C}$ при одинаковом уровне механических свойств в исходном состоянии материала [1];

- на сопротивление материала дисков МЦУ оказывает влияние уровень механических свойств, температура испытания и эксплуатационная наработка; при этом характеристики рассеяния циклической долговечности зависят только от температуры испытания – при увеличении температуры от $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2 = 400\text{ }^\circ\text{C}$ дисперсия увеличивается в 7 раз; средние значения долговечности убывают с повышением температуры испытания, с уменьшением пластичности по мере увеличения наработки [2].

При снижении характеристики пластичности (относительное сужение в процентах) на 34% долговечность снижается на 25%.

На основе результатов проведенных расчетов и экспериментальных исследований был выполнен анализ ресурса диска турбины для вертолетного ГТД. По экспериментальным данным испытаний образцов из сплава ЭИ698-ВД после длительной наработки установлены зависимости изменения числа циклов нагружения от максимальных напряжений, действующих в диске для $t_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 400\text{ }^\circ\text{C}$. Затем методом линейной интерполяции было получено значение числа циклов нагружения N_p . Для сечения с максимальным действующим напряжением 679,3 МПа (6927 кгс/см²) на расстоянии 0,0771 м (7,71 см) от оси вращения и температурой $t_3 = 280\text{ }^\circ\text{C}$ число циклов нагружения N_p составило 135722 циклов. По данным [3], за один час на вертолете реализуется 18 циклов, отсюда ресурс диска до образования трещины МЦУ будет $135722/18 \sim 7540$ циклов.

Литература

1. Великанова Н.П. Изменение характеристик прочностной надежности дисков турбин

авиационных ГТД в процессе длительной эксплуатации / Н.П. Великанова, П.Г. Великанов // Авиационно-космическая техника и технология. - №10 (77).- Харьков. 2010 – С.123-125.

2. Великанова Н.П. Статистический анализ результатов экспериментального исследования сопротивления малоцикловой усталости жаро-

прочного сплава ЭИ698-ВД / Н.П. Великанова // Известия вузов. Авиационная техника. - №4 – Казань, 2009 – С.25-28.

3. Шанявский А.А. Моделирование усталостных разрушений металлов. Синергетика в авиации / А.А. Шанявский, - Уфа: ООО (Монография), 2007. – 500 с.

Поступила в редакцию 01.06.2015

Н.П. Великанова, П.Г. Великанов, А.С. Кисельов. Аналіз ресурсних можливостей диска турбіни авіаційного ГТД для гелікоптера

На основі результатів випробувань за ГОСТ 25.502-79 «Методи механічних випробувань металів» при м'якому осьовому циліндричному навантаженні і двох рівнях температур – $t_1 = 20^\circ\text{C}$ і $t_2 = 400^\circ\text{C}$ з пульсуючим ізотермічним циклом навантаження при частоті $f = 0,25$ Гц і розрахунками методом кінцевих елементів диска турбіни авіаційного ГТД для гелікоптерів було виконано аналіз ресурсних можливостей.

Ключові слова: ресурс, двигун, диск, температура, турбіна, сплав ЭИ698-ВД, МЦВ, кількість циклів.

N.P. Velikanova, P.G. Velikanov, A.S. Kiselev. Analysis of resource capabilities of aircraft GTE turbine disk for helicopters

Based on test results according to GOST 25.502-79 «Methods of mechanical testing of metals» in soft cylindrical axial loading, and two levels of temperature – $t_1 = 20^\circ\text{C}$ and $t_2 = 400^\circ\text{C}$ isothermal pulsed load cycles at a frequency $f = 0,25$ Hz and finite element analysis aircraft GTE turbine disk helicopter was analyzed for resource capabilities.

Key words: resource, engine, disk, temperature, turbine, alloy EI698-VD, LCF, cycle number.

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ КАМЕР ПО ОКРУЖНОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

Приведены математические зависимости для расчета статических характеристик радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, приспособленные для численной реализации. Рассмотрены два конструктивных варианта расположения камер на рабочих поверхностях подшипника. Представлены результаты расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение для радиально-упорного гидростатодинамического подшипника при положении первой камеры под линией действия внешней нагрузки и при ее расположении под 45° относительно линии действия внешней нагрузки. Выполнен анализ полученных результатов и даны рекомендации по применимости рассмотренных конструктивных схем.

Ключевые слова: статические характеристики, конструктивные варианты, несущая способность, расход жидкости, потери на трение, гидростатодинамический подшипник, камера.

Введение

Оптимизация геометрических и рабочих параметров радиально-упорного гидростатодинамического подшипника представляет достаточно сложную задачу, так как на его работоспособность оказывает влияние большое количество факторов. Одним из таких факторов является расположение несущих камер относительно линии действия внешней нагрузки. На принятие окончательного решения оказывают влияние не только статические характеристики подшипника, но и удобство организации подвода и отвода из подшипника рабочей жидкости. Целью работы является сравнение характеристик радиально-упорного гидростатодинамического подшипника при различном расположении камер по его окружности. Конструктивная схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [1].

В гидростатодинамическом подшипнике несущая способность создается как за счет подачи рабочей жидкости под большим давлением, так и за счет вращения или гидродинамических эффектов. Основным критерием работоспособности таких подшипников является минимальная толщина слоя рабочей жидкости, обеспечивающая отсутствие контакта микронеровностей вала и подшипника за полный оборот вала.

1. Теоретическая модель подшипника

Величину избыточного давления в слое рабочей жидкости можно определить из со-

вместного решения уравнений баланса расходов и уравнений Рейнольдса. Записывая баланс расходов рабочей жидкости как равенство расходов через входное компенсирующее устройство и по контуру i -й камеры, можно определить давление в этой камере. Запишем систему уравнений для определения давлений в камерах, полученную из уравнений баланса расходов.

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_{10,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k1,i})_n} - a_{12,i} (P_{k1,i-1})_n - a_{13,i} (P_{k1,i+1})_n - a_{11,i}, \quad (1)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_{9,i} \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k2,i})_n} - b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n - b_{12,i} (P_{k2,i+1})_n - b_{10,i}, \quad (2)$$

где $a_{10,i}; a_{12,i}; a_{13,i}; a_{11,i}$ и $b_{9,i}; b_{11,i}; b_{12,i}; b_{10,i}$ — коэффициенты постоянные в процессе одного итерационного расчета.

Запишем выражения (1) и (2) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху:

$$(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} = \bar{a}_{10,i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} - \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n - \bar{a}_{13,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n - \bar{a}_{11,i}, \quad (3)$$

$$(\bar{P}_{k2,i})_{n+1} = \bar{b}_{9,i} \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_{k2,i})_n} - \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k2,i-1})_n - \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k2,i+1})_n - \bar{b}_{10,i}. \quad (4)$$

Безразмерные параметры в выражениях (3) и (4) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{b}_{9,i} = b_{9,i} / \sqrt{P_{вх}}; \bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \bar{b}_{12,i} = b_{12,i};$$

$$\bar{b}_{10,i} = b_{10,i} / P_{вх}.$$

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k1,i})_n$ и $(\bar{P}_{k2,i})_n$ получаем новые значения давлений в камерах на $n+1$ шаге по уравнениям (3) и (4). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности расчета ε_1 , т.е.

$$|(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k1,i})_n| \leq \varepsilon_1,$$

$$|(\bar{P}_{k2,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k2,i})_n| \leq \varepsilon_1.$$

Для определения давлений на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1} + \rho \omega^2 \cdot R_{cp} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2}, \end{aligned} \quad (6)$$

где x_1, z_1 и x_2, z_2 – оси координат;

P_1 и P_2 – давления на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ρ – плотность рабочей жидкости;

K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} – коэффициенты турбулентности течения рабочей жидкости;

$R_{cp} = (R_{кам1} + R_{кам2}) / 2$ – средний радиус наружной конической поверхности подшипника;

$R_{кам1}$ и $R_{кам2}$ – радиусы расположения начала и конца камер;

h_1 и h_2 – текущие зазоры наружной и внутренней рабочих поверхностей диска.

В уравнении (5), записанном для наружной конической поверхности подшипника, введено слагаемое $\rho \omega^2 \cdot R_{cp} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \right)$, учитывающее

влияние центробежных сил инерции, как это делается в работе [2].

Уравнения Рейнольдса (5) и (6) обобщены на случай турбулентного течения смазки с помощью коэффициентов K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} . Выражения для этих коэффициентов в соответствии с методом В.Н. Константиnescу имеют вид:

$$K_{x1} = 1 + 0,044(\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,725},$$

$$K_{z1} = 1 + 0,0247(\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,65},$$

$$K_{x2} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,725},$$

$$K_{z2} = 1 + 0,0247(\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,65},$$

где $\sigma_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07}$ и $\sigma_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07}$;

$Re_1 = \frac{U_1 \cdot h_1}{\nu}$ и $Re_2 = \frac{U_2 \cdot h_2}{\nu}$ – числа Рейнольдса;
 ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Запишем выражения (5) и (6) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) = \\ = \Omega_1 \cdot \frac{\partial(\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{y.б.} \cdot \sin \alpha \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \right), \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \\ = \Omega_2 \frac{\partial(\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Безразмерные параметры в выражениях (7) и (8) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{h}_1 = h_1 / \delta_{01}; \bar{h}_2 = h_2 / \delta_{02};$$

$$\varphi_1 = X_1 / R_{cpD1}; \varphi_2 = X_2 / R_{D2};$$

$$\bar{Z}_1 = Z_1 / R_{\text{срД1}}; \bar{Z}_2 = Z_2 / R_{\text{Д2}};$$

$$\bar{P}_1 = P_1 / P_{\text{вх}}; \bar{P}_2 = P_2 / P_{\text{вх}};$$

$$\Omega_1 = \frac{6\mu\omega R_{\text{срД1}}^2}{\delta_{01}^2 P_{\text{вх}}}; \Omega_{\text{у.б.}} = \frac{\rho\omega^2 R_{\text{срД1}}^2}{\delta_{01}^2 P_{\text{вх}}}; \Omega_2 = \frac{6\mu\omega R_{\text{Д2}}^2}{\delta_{02}^2 P_{\text{вх}}}.$$

Для численного решения уравнений Рейнольдса (7) и (8) применяется метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Задаваясь начальными значениями давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определялись значения давлений в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности

$(\bar{P}_{i,j})_{n+1} - (\bar{P}_{i,j})_n \leq \varepsilon_2$, где ε_2 — точность определения давлений на межкамерных перемычках.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника, как сумму грузоподъемностей наружной конической и внутренней цилиндрической его рабочих поверхностей.

$$\bar{i}_{\Sigma} = \bar{i}_H + \bar{i}_B, \quad (9)$$

где $\bar{i}_H = i_H / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная грузоподъемность наружной части подшипника;

$\bar{i}_B = i_B / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная грузоподъемность внутренней части подшипника.

Суммарную осевую грузоподъемность определяем как разницу осевых грузоподъемностей левой и правой конических поверхностей наружной части подшипника.

$$\bar{i}_{\text{осев}} = \bar{i}_{\text{ос.лев}} - \bar{i}_{\text{ос.прав}}, \quad (10)$$

где $\bar{i}_{\text{ос.лев}} = i_{\text{ос.лев}} / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная осевая грузоподъемность левой конической части подшипника;

$\bar{i}_{\text{ос.прав}} = i_{\text{ос.прав}} / (P_{\text{вх}} \cdot R_{\text{Д1}}^2)$ — безразмерная осевая грузоподъемность правой конической части подшипника.

Зная давления в камерах можно определить расход рабочей жидкости через подшипник

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{наруж.}} + Q_{\text{внутр.}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{наруж.}} = 2\varphi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж1}}^2 \sqrt{\frac{2P_{\text{вх}}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \bar{P}_{k1,i}}$ — расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника;

K — число камер в подшипнике на его половине наружной рабочей части;

$$Q_{\text{внутр.}} = 2 \cdot \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж2}}^2 \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{вх}}}{\rho}} \sum_{i=1}^k \sqrt{1 - \bar{P}_{k2,i}}$$

— расход рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника;

$\varphi_{\text{вх}}$ — коэффициент входа равный 0,62...0,82;

$r_{\text{ж1}}$ и $r_{\text{ж2}}$ — радиусы жиклеров на входе в камеры для наружной и внутренней частей подшипника;

$P_{\text{вх}}$ — давление питания рабочей жидкости от насоса;

ρ — плотность рабочей жидкости.

Потери мощности на трение определяем по известной зависимости [3].

$$N_{\text{тр}} = \omega R \iint_{S'} \tau dS, \quad (12)$$

где τ — функция распределения касательных напряжений в слое рабочей жидкости; S — площадь поверхности трения; R — радиус поверхности трения.

Общие потери на трение определяем как сумму потерь в наружной и внутренней частях подшипника.

$$N_{\text{тр}\Sigma} = N_{\text{тр.лев}} + N_{\text{тр.прав}} + N_{\text{трВ}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{тр.лев}}$ — потери мощности на трение в левой наружной конической части подшипника;

$N_{\text{тр.прав}}$ — потери мощности на трение в правой наружной конической части подшипника;

$N_{\text{трВ}}$ — потери мощности на трение во внутренней части подшипника.

2. Результаты расчета характеристик подшипника

На основании изложенной теории были рассчитаны грузоподъемность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение для радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различном расположении камер по окружности относительно линии действия внешней нагрузки. Результаты расчета приведены на рис. 1-4.

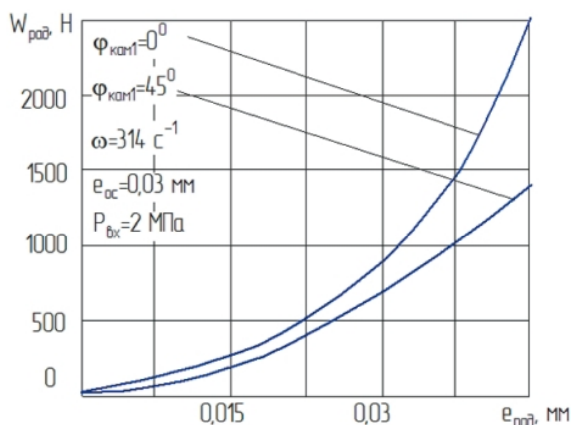


Рис. 1. Зависимость радиальной грузоподъемности радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

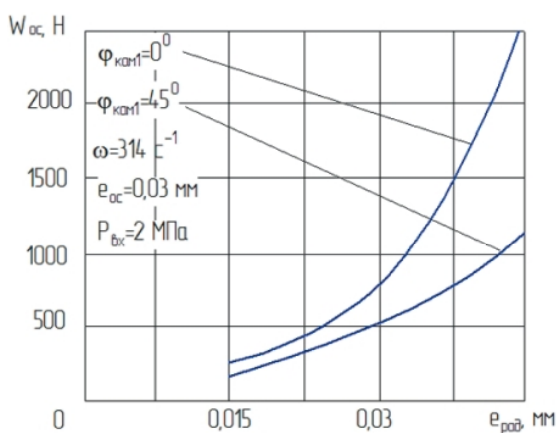


Рис. 2. Зависимость осевой грузоподъемности радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

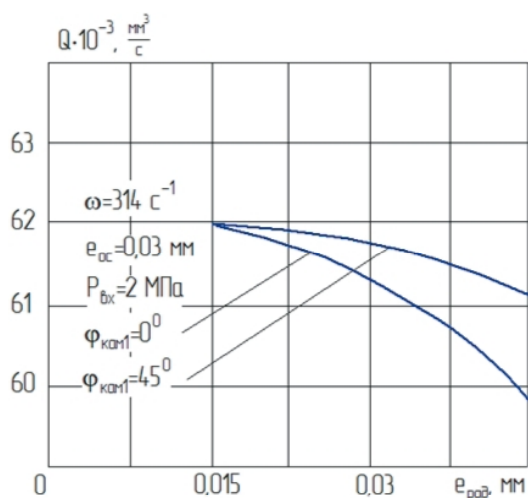


Рис. 3. Зависимость расхода рабочей жидкости в радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

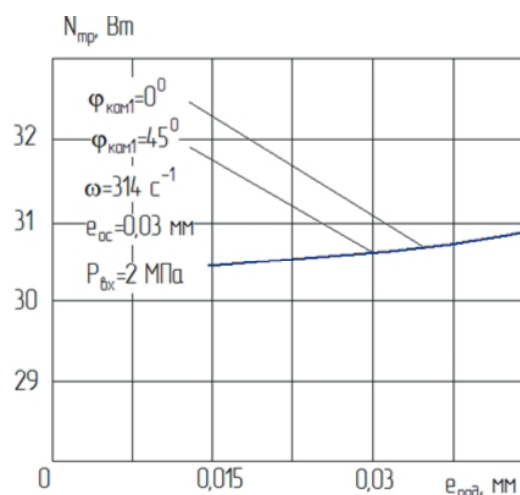


Рис. 4. Зависимость потерь на трение в радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа от радиального эксцентриситета

Из приведенных графиков видно, что радиальная грузоподъемность подшипника, у которого первая камера расположена под углом 0° относительно линии действия внешней нагрузки больше, чем у подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° . Разница грузоподъемностей подшипников возрастает с увеличением радиального эксцентриситета $e_{\text{рад}}$. Для радиального эксцентриситета $e_{\text{рад}} = 0,045$ мм при осевом эксцентриситете $e_{\text{ос}} = 0,03$ мм радиальная грузоподъемность подшипника, у которого первая камера расположена под углом 0° по отношению к линии действия внешней нагрузки, выше радиальной грузоподъемности подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° примерно 3,56 раза (см. рис. 1).

Осевая грузоподъемность подшипника с первым вариантом расположения камер ($\varphi_{\text{кам1}} = 0^\circ$) также выше осевой грузоподъемности подшипника со вторым вариантом расположения камер ($\varphi_{\text{кам2}} = 45^\circ$). Это видно из рис. 2.

Расходы рабочей жидкости через подшипник для двух рассмотренных вариантов расположения камер отличаются очень мало и незначительно уменьшаются с увеличением радиального эксцентриситета (см. рис. 3).

Выводы

Из полученных результатов можно сделать вывод, что грузоподъемности подшипника при расположении первой камеры 0° относительно линии действия внешней силы выше, чем грузоподъемности подшипника, у которого первая камера расположена под углом 45° . Однако с

точки зрения организации подвода и слива рабочей жидкости более приемлемым является вариант расположения первой камеры под 45° относительно вертикали. Для окончательного принятия решения требуется проверка этих вариантов расположения камер в динамике, т.е. проведения исследований по определению границ устойчивости ротора на рассматриваемых подшипниках. Потери мощности на трение для обоих рассмотренных случаев расположения камер отличаются очень мало и незначительно растут с увеличением радиального эксцентриситета (примерно на 1%, см. рис. 4).

Литература

1. Назин В.И. Математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатического подшипника [Текст] / В.И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология.- 2013.-№9/106.-с. 127-133.
2. Токарь И.Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: монография. / И.Я. Токарь.-М.: Машиностроение, 1972.- 167 с.
3. Богданов О.И. Расчет опор скольжения [Текст]: справ. / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко.-К.: Техника, 1966.-262 с.

Поступила в редакцию 25.01.2015

В.І. Назін. Вплив розташування камер по колу на статичні характеристики радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу

Приведені математичні залежності для розрахунку статичних характеристик радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу, пристосовані для чисельної реалізації. Розглянуто два конструктивні варіанти розташування камер на робочих поверхнях підшипника. Представлені результати розрахунку тримкості, витрати робочої рідини і втрат потужності на тертя для радіально-упорного гідростатодинамічного підшипника при положенні першої камери під лінією дії зовнішнього навантаження і при її розташуванні під 45° відносно лінії дії зовнішнього навантаження. Виконаний аналіз отриманих результатів і дані рекомендації щодо застосовності розглянутих конструктивних схем.

Ключові слова: статичні характеристики, конструктивні варіанти, тримкість, витрата рідини, втрати на тертя, гідростатодинамічний підшипник, камера.

V.I. Nazin. Influence of location of chambers on circumference on static characteristics of radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing of the doubled type

Mathematical dependences are resulted for the calculation of static descriptions of the radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing of the doubled type, adjusted for numeral realization. Two structural variants of location of chambers are considered on the workings surfaces of bearing. The results of calculation of bearing strength are presented, expense of working liquid and losses of power on a friction for the radial-persistent gidrostatodinamicheskogo bearing at position of the first chamber under the line of action of the external loading and at its location under 45° in relation to the line of action of the external loading. The analysis of the got results and dany of recommendation on applicability of the considered structural charts is executed.

Keywords: static descriptions, structural variants, bearing ability, expense of liquid, losses on a friction, gidrostatodinamicheskij bearing, chamber.

УДК 621.45.038

Н.А. ПАНЧЕНКО

*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт», Киев, Украина*

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ПОДАЧЕ ОХЛАДИТЕЛЯ ЧЕРЕЗ ПАРНЫЕ ОТВЕРСТИЯ

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения плоской поверхности при подаче охладителя через систему парных (антивихревых) отверстий на поверхность пластины. Приводится сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментального исследования. Показано, что лучшее согласование расчетных и экспериментальных данных имеет место при использовании k - ϵ модели турбулентности. Выполнен анализ физической структуры потока и дано объяснение увеличения эффективности пленочного охлаждения. Для CFD моделирования был использован коммерческий пакет ANSYS CFX 14.

***Ключевые слова:** пленочное охлаждение, система парных отверстий, адиабатная эффективность пленочного охлаждения, численное моделирование, k - ϵ модель турбулентности.*

Введение

Повышение температуры газа перед турбиной является главным направлением термодинамического совершенствования ГТД и ГТУ различного назначения. В современных мощных энергетических турбинах входная температура газа составляет 1500-1550 °С, а в серийных авиационных – достигла 1600-1650 °С. Поскольку температура газа ограничивается допустимой температурой долговечности материала лопаток, которая для лучших сплавов составляет сегодня только 1000...1100 °С, то в современных лопатках наряду с теплозащитными покрытиями, широко применяются внутреннее (конвективное) и внешнее (пленочное) охлаждение. Для этого используются открытые схемы охлаждения с использованием воздуха, отбираемого от ступеней компрессора. В целом, в последние 50 лет прогресс в росте температуры газа на 80% обеспечивался за счет создания новых систем охлаждения и только на 20% - за счет разработки новых материалов.

Пленочное (завесное) охлаждение является основным методом внешнего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин, оно сохраняет свою перспективу до температуры газа перед турбиной порядка 1800 °С. Однако традиционные схемы пленочного охлаждения в виде системы одно-, двух- и многорядных дискретных наклонных отверстий характеризуются рядом недостатков. Основными из них являются: очень высокий расход охладителя и сравнительно низкая эффективность охлаждения при высоких значениях параметров вдува,

что обусловлено отрывом потока от поверхности охлаждения и возникновением вторичной вихревой структуры («почечного» вихря), разрушающего пленку охладителя (газовую завесу) и способствующего «подсосу» горячих газов из основного потока к охлаждаемой поверхности.

Перспективные конфигурации пленочного охлаждения, рассматриваемые в ведущих научных центрах США, Японии, Германии, России и Украины, характеризуются сложной технологией и очень высокой стоимостью изготовления. Поэтому большой практический интерес представляет поиск новых технических решений, позволяющих обеспечить требуемую эффективность охлаждения, в сочетании с приемлемым расходом охладителя и более простой технологией изготовления.

К таким решениям относится двухрядная система парных отверстий [1,2] со сложными углами подачи охладителя («double jet»), в которой происходит сложное взаимодействие охлаждающих струй первого и второго ряда отверстий (рис. 1), способствующее разрушению «почечных» вихрей и возникновению антивихревой структуры. Как следствие, следует ожидать и более равномерного покрытия поверхности пленкой охладителя.

В работе [3] представлены первые результаты экспериментального исследования эффективности пленочного охлаждения плоской пластины за системой парных отверстий (рис. 1). Диаметр цилиндрических отверстий d составлял 3,2 мм, угол наклона отверстий к плоскости пластины α равнялся 30°, который наиболее

распространен в практике газотурбостроения. Поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины составляли $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$, поперечный шаг отверстий каждого ряда - $t = 12,8$ мм ($t/d = 4,0$), продольный шаг между первым и вторым рядом - $t_1 = 10$ мм ($t_1/d = 3,125$), сдвиг отверстий первого и второго ряда в поперечном направлении составлял $\Delta = 3,2$ мм ($\Delta/d = 1,0$). При анализе и обобщении опытных данных расстояние « x » отсчитывалось от «среза» отверстия второго ряда.

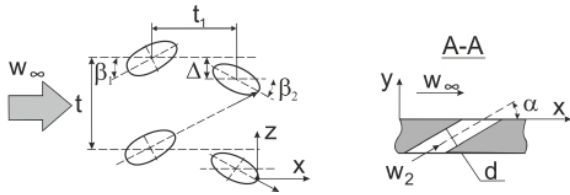


Рис. 1. Схема исследованной системы парных отверстий

Параметр вдува определяется по соотношению:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty}, \quad (1)$$

где ρ_2, w_2 – плотность и скорость вдуваемого потока; ρ_∞, w_∞ – плотность и скорость основного потока.

Эффективность пленочного охлаждения определяется по соотношению:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_2 - T_\infty}, \quad (2)$$

где T_∞ – температура основного потока; T_{aw} – температура адиабатной поверхности; T_2 – температура вдуваемого потока.

Экспериментальные данные показали, что система парных отверстий при малых ($m=0,5$) и умеренных ($m=1,0$) параметрах вдува показывает более высокую эффективность пленочного охлаждения, чем традиционная система наклонных отверстий. При более высоких параметрах вдува ($m=1,5$) эффективность охлаждения соответствует традиционной схеме наклонных отверстий.

Исследованная схема подачи охладителя имеет лучшие характеристики по неравномерности по сравнению с традиционной схемой, при $x/d \geq 15$ поперечное распределение эффективности пленочного охлаждения практически равномерно. Каких-либо физических объяснений такого поведения эффективности пленочного охлаждения в работе [3] не представлено.

Поэтому целью настоящей работы является теоретическое исследование эффективности

пленочного охлаждения и физической структуры потока за системой парных отверстий с использованием коммерческого пакета ANSYS CFX 14.

1. Компьютерное моделирование

В последние годы CFD-моделирование получило широкое распространение при решении различных задач термогазодинамики. Сегодня достижения вычислительной техники и вычислительной математики позволяют решать достаточно сложные задачи, однако далеко не всегда их использование дает надежные результаты.

В настоящей работе протестировано 4 RANS и 2 RSM модели турбулентности, которые широко используются для расчета вихревых и закрученных потоков [4]. Модели $k-\epsilon$ группы представлены стандартной $k-\epsilon$ моделью и RNG $k-\epsilon$ моделью, модели $k-\omega$ группы – стандартной $k-\omega$ моделью и SST моделью Ментера, а также две анизотропные модели напряжений Рейнольдса (RSM) – SSG и LRR. Для сравнения использовались собственные экспериментальные данные [3].

Компьютерная модель. Исследуемая геометрическая 3D-модель пленочного охлаждения плоской поверхности со вдувом охладителя через систему парных наклонных цилиндрических отверстий была построена в ANSYS Design Manager. Она представляет собой канал, в который охладитель подается из большого объема (пленума) через парные отверстия (рис. 2). Схема расположения отверстий и их геометрические размеры были такими же, как и при экспериментальном исследовании (рис. 1). Длина основного и предвключенного участков модели составляла соответственно $x/d = 25$ и $x/d = 50$, где d – диаметр охлаждающих каналов.

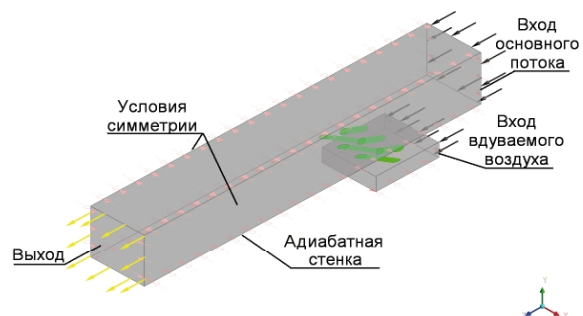


Рис. 2. Геометрическая 3D-модель пленочного охлаждения плоской поверхности при вдуве охладителя через систему парных отверстий

Расчетная сетка. При численном моделировании использовалась комбинированная

неструктурированная сетка, которая состояла из 3818807 элементов и 990063 узлов. На поверхности пластины около отверстий и вблизи стенок пленума выполнено локальное сгущение расчетной сетки, состоящее из 20 ячеек. Значение y^+ во всех случаях находилось в пределах от 0,5 до 1,1.

Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям выполненных экспериментов, расположение областей задания граничных условий представлено на рис. 2. Температура основного потока на входе – 25 °С, вдуваемого – 72 °С. На входе в канал средняя скорость основного потока задавалась равной 37,8 м/с. Граничные условия, задаваемые при одновременной подаче вдуваемого воздуха через два ряда отверстий (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0$ и 1,5. Интенсивность турбулентности основного потока на входе задавалась равной 1%. На выходе из канала среднее статическое давление задавалось стандартным и равным 101300 Па. Расчеты проводились при числе Рейнольдса Re_d , определенном по эквивалентному диаметру канала и скорости основного потока, равном $0,9...1,25 \times 10^5$.

2. Анализ моделей турбулентности

На рис. 3 представлены результаты тестовых расчетов средней эффективности пленочного охлаждения для всех использованных моделей. Как следует, при $m = 0,5$ все модели турбулентности показывают удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, при этом результаты расчета незначительно превышают экспериментальные данные. Лучшие результаты получены при использовании $k-\varepsilon$ модели турбулентности, в этом случае расхождение эксперимента и моделирования не превышает 10%.

При $m = 1,0$ на начальном участке ($x/d < 10$) все модели показывают завышенные результаты. При $x/d > 10$ наиболее близкие к экспериментальным данным результаты получены для $k-\varepsilon$ модели турбулентности. При $m = 1,5$ результаты расчета на участке $x/d < 20$ для всех моделей заметно превышают экспериментальные данные.

По-видимому, при $m = 1,0$ и $m = 1,5$ на начальном участке ($x/d < 10...20$) все модели турбулентности недостаточно точно моделируют структуру скоростного и температурного поля, что не позволяет получить надежные данные по эффективности пленочного охлаждения. Это может объясняться значительной трехмерностью, повышенной турбулентностью потока, сложной вихревой структурой и т.д.

Таким образом, при компьютерном моделировании пленочного охлаждения с подачей

охладителя в систему парных отверстий при низкотурбулентном и безградиентном обтекании пластины при малых ($m = 0,5$) и умеренных ($m = 1,0; x/d > 10$) параметрах вдува возможно использование $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Полученные результаты свидетельствуют о том, что CFD-моделирование двухструйной схемы пленочного охлаждения с помощью существующих моделей пока затруднительно. Необходимо дальнейшее совершенствование моделей с целью учета сложного взаимодействия струй.

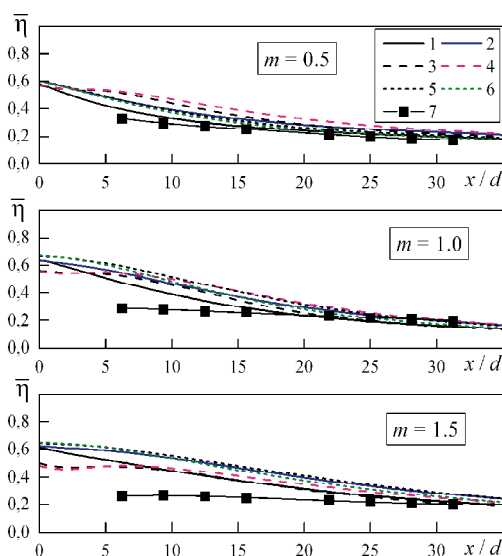


Рис. 3. Средняя эффективность пленочного охлаждения: 1 – $k-\varepsilon$ модель; 2 – RNG $k-\varepsilon$ модель; 3 – $k-\omega$ модель; 4 – SST $k-\omega$ –модель; 5 – LLR RSM; 6 – SSG RSM; 7 – экспериментальные данные

3. Физическая структура потока

Для понимания основных причин, определяющих эффективность пленочного охлаждения, выполнено компьютерное моделирование физической структуры потока с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности, которая показала наилучшие результаты при тестировании моделей турбулентности при $m = 0,5$ и 1,0 ($x/d \geq 10$). Для $m = 1,5$ данные расчета взяты для $x/d = 20$, где совпадение расчетов и экспериментальных данных удовлетворительное. Также как и при проведении экспериментов, анализ сделан для случая обратного теплового потока: основной поток – холодный, вдуваемый – горячий.

Для анализа физической структуры потока за парными отверстиями ниже рассмотрены поля температур и проекции векторов скорости в поперечной плоскости на расстояниях $x/d = 3; 5; 10$ и 20 от задней кромки второго ряда (рис. 4). При вдуве охладителя через парные отверстия и $m = 0,5$ формируются сложная вихревая структура с «защитным»

слоем охладителя, который препятствует поступлению холодного (внешнего) потока к стенке, и поверхность «закрыта» горячим (пленочным) потоком (обратный тепловой поток). Это способствует увеличению эффективности охлаждения по сравнению с традиционной схемой наклонных отверстий.

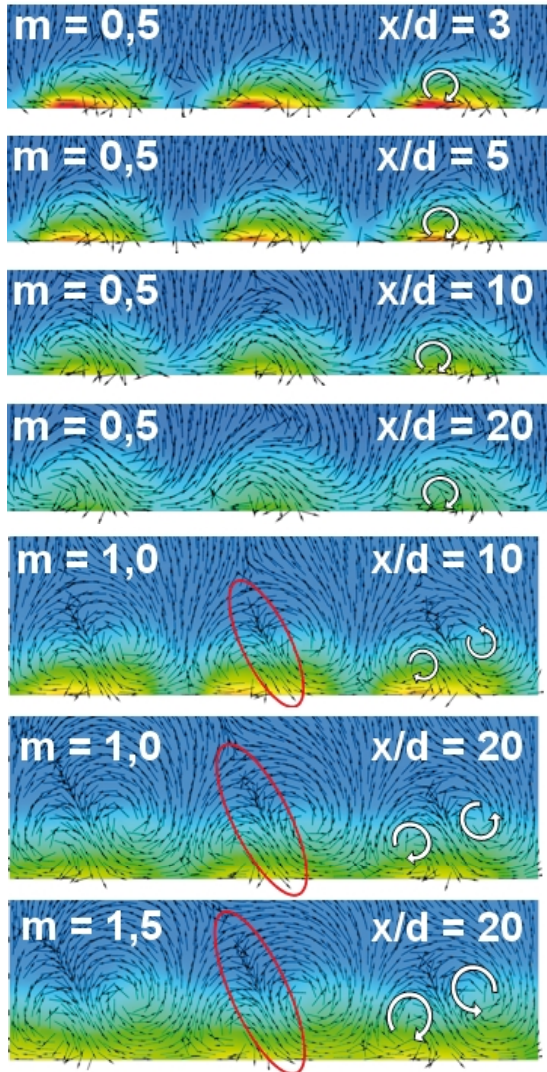


Рис. 4. Поля температур и проекции векторов скорости в поперечных плоскостях за парными отверстиями

При $m = 1,0$ вихревые структуры с «защитным» охладителем препятствуют поступлению холодного внешнего потока к стенке и поверхность также «закрыта» горячим потоком. Однако уже заметно формирование несимметричной вихревой структуры с наклонным внешним струйным течением к поверхности, которое на расстоянии $x/d = 20$ от отверстий становится более интенсивней, чем при $x/d = 10$.

При $m = 1,5$ на расстоянии $x/d = 20$ от отверстий струйное наклонное течение доста-

точно развито и переносит холодный воздух с вышележащих слоев к поверхности, что существенно снижает эффективность пленочного охлаждения.

Различие экспериментальных и расчетных данных при $m = 1,0$ и более, по-видимому, обусловлено влиянием на результаты компьютерного моделирования факторов вычислительного характера. Полученные выше результаты подтверждают сделанный выше вывод о необходимости совершенствования моделей турбулентности для моделирования данной схемы, особенно при больших параметрах ддува.

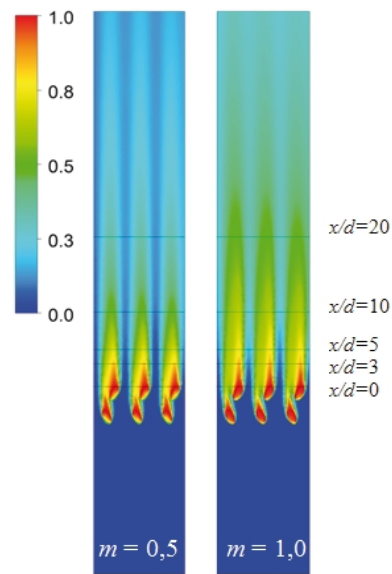


Рис. 5. Локальная эффективность пленочного охлаждения

На рис. 5 показаны поля эффективности пленочного охлаждения при $m = 0,5$ и $1,0$. Таким образом, можно сделать вывод, что при $m = 0,5$ и $1,0$ у поверхности формируется анти-вихревая структура потока, разрушающая «почечный» вихрь и формирующая защитный слой охладителя, который препятствует поступлению основного потока к стенке. При $m = 1,5$ для исследованных условий вихревая структура становится очень интенсивной и струйное наклонное течение переносит основной поток с вышележащих слоев к поверхности, что существенно снижает эффективность пленочного охлаждения. По-видимому, требуется дальнейшее исследование данной схемы с целью определения более оптимальной конфигурации системы парных отверстий.

Заключение

Теоретически исследована эффективность пленочного охлаждения и физической струк-

туры потока за системой парных отверстий. Показано, что при низком параметре вдува ($m=0,5$) рассмотренные в работе модели турбулентности ($k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST $k-\omega$, LLR RSM, SSG RSM) удовлетворительно согласуются с полученными экспериментальными данными; при этом лучшие результаты демонстрирует $k-\varepsilon$ модель. При $m=1,0$ и $m=1,5$ все модели показывают завышенные результаты, особенно на начальном участке ($x/d < 10...20$), что свидетельствует о больших погрешностях моделирования пленочного охлаждения при больших параметрах вдува.

На основе анализа физической структуры потока дано объяснение поведения эффективности пленочного охлаждения от параметра вдува.

Литература

1. Kusterer K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Электронный

ресурс] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn and etc. // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, 14-18 June, 2010. – Электрон. дан (1 файл). GT2010-22604. – 13 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

2. Lu Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Lu Y., Dhungel A., Ekkad S.V., Bunker R.S. // Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No.1. P.011003 – 011013.

3. Халатов А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности системой парных отверстий: влияние внешней турбулентности и ускорения потока [Текст] / Халатов А.А., Панченко Н.А., Борисов И.И. и др. // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Т. 21, №5. – С. 571-578.

4. Халатов А.А. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при выдуве охладителя в сферические углубления [Текст] / Халатов А.А., Безлюдная М.В., Дашевский Ю.Я. и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – №7/114. – С. 77-82.

Поступила в редакцию 29.05.15

Н.А. Панченко. Комп'ютерне моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача через парні отвори

Представлені результати чисельного моделювання плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через систему парних (антивихрових) отворів на поверхню пластини. Наводиться порівняльний аналіз чисельного моделювання та експериментального дослідження запропонованої схеми. Показано, що краще узгодження розрахункових і експериментальних даних має місце при використанні $k-\varepsilon$ моделі турбулентності. Виконано аналіз фізичної структури потоку і дано пояснення збільшення ефективності плівкового охолодження. Для CFD моделювання був використаний комерційний пакет ANSYS CFX 14.

Ключові слова: плівкове охолодження, система парних отворів, адіабатна ефективність плівкового охолодження, чисельне моделювання, $k-\varepsilon$ модель турбулентності.

N.A. Panchenko. Numerical simulation of double jet film cooling

This paper presents results of numerical simulation of the flate plate film cooling with double jet holes configuration (anti-kidney vortex) at the inlet. The comparison analysis of numerical simulation and experimental study of the proposed scheme is given. It is shown that better coordination between the calculated and experimental data takes place using the $k-\varepsilon$ turbulence model. The analysis of the physical structure of the stream is executed and the explanation of increasing the efficiency of film cooling is given. The numerical simulation was carried out using the commercial software package ANSYS CFX 14.

Key words: film cooling, double jet, adiabatic film cooling efficiency, numerical simulation, $k-\varepsilon$ turbulence model.

А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ, Т.И. ПРИБОРА, В.В. ТИХОМИРОВ*ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ СУБМОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Приведен пример использования субмоделирования для получения достоверного значения напряжений и деформаций в критической зоне детали. Описано дальнейшее применение результатов определения напряженно-деформированного состояния для обеспечения прочностной надежности элементов двигателей в рамках концепции конструктивного подобия. Эффективность применения концепции конструктивного подобия подтверждена успешной серийной эксплуатацией авиационных ГТД. В настоящей работе рассмотрено применение метода установления ресурсов на основании использования кривых МЦУ, построенных для образцов с надрезом. Рассмотренный метод определения циклических ресурсов деталей авиационных ГТД, основанный на построении кривых МЦУ для образцов с надрезом, представляет интерес для практического использования.

Ключевые слова: *напряженно-деформированное состояние, долговечность, концентрация напряжений, критические зоны детали, концепция конструктивного подобия, субмодель, «жесткий» цикл.*

1. Введение

Успешное проектирование, доводка, сертификация и обеспечение надежной эксплуатации авиационных ГТД во многом зависит от достоверного определения напряженно-деформированного состояния (НДС) основных деталей. Циклический ресурс в основном зависит от НДС в критических зонах – зонах концентрации напряжений.

Результаты расчетов НДС зависят от правильности и уровня выбранной расчетной модели, в особенности в районе критических зон.

Существуют методы, позволяющие оптимизировать конечно-элементную сетку и повысить точность расчета НДС.

Одним из методов, позволяющих повысить точность расчетов и оптимизировать конечно-элементную сетку, является метод субмоделирования [1].

В соответствии с этим методом, расчеты проводятся в несколько этапов. Сначала выполняется расчет с достаточно грубой сеткой, чтобы определить локализацию зон максимальных напряжений (критические зоны). Затем в районах максимальных напряжений вычленяется субмодель [2], имеющая значительно большую плотность сетки. При этом граничные условия берутся из полной модели.

Полученные напряжения и деформации в дальнейшем используются для обеспечения прочностной надежности деталей авиацион-

ных ГТД. Особенно эффективно использование результатов определения напряженно-деформированного состояния элементов конструкции в русле концепции конструктивного подобия деталей [3].

2. Формулирование проблемы

Проблема получения достоверного уровня напряжений в критических зонах детали часто заключается в создании оптимальной конечно-элементной сетки.

Определение достаточности измельчения сетки можно производить с использованием вычисления погрешностей между расчетами на грубой, средней и мелкой сетках, учитывая при этом и погрешность от пересчета граничных условий на субмодель [2]. В настоящей работе рассмотрен пример с использованием для определения достаточности измельчения сетки полной деформации в зонах концентрации напряжений.

Таким образом в настоящей статье рассматриваются проблемы получения достоверных значений напряжений, деформаций в критических зонах деталей и использование результатов определения НДС для обеспечения прочностной надежности деталей авиационных ГТД в рамках концепции конструктивного подобия.

Конкретным примером может служить использование ретроспективного метода установления циклических ресурсов двигателям с высокой степенью двухконтурности (Д-18Т серии 3, Д-436Т1-ТП, Д-436-148).

Граничные условия в виде перемещений брались из предыдущего расчета и прикладывались на внутренние (в полной модели) поверхности субмодели.

Расчет НДС субмоделей выполнялся последовательно с уменьшением размера элемента. Уменьшение размера элемента в субмоделе прекращалось, когда величина полной деформации оставалась неизменной в пределах допуска 1,5% относительно расчета с предыдущим размером элемента (рис. 5).

Для снижения уровня действующих напряжений в критических зонах диска внесены изменения в профиль межпазового выступа, а именно: увеличен радиус сопряжения (модификация диска).

Некоторые результаты расчетов НДС, проведенных для исходного и модифицированного дисков, приведены в таблице 1.

В таблице анализируются изменения величин эквивалентных напряжений, полных деформаций в основании межпазового выступа со стороны выхода из колеса. Результаты приведены для исходного и модифицированного вариантов колес. Расположение критической зоны не изменилось

Таблица 1

Эквивалентные напряжения и полная деформация в критической зоне дисков компрессора

Модель	Профиль диска	
	Исходный	Модифицированный
Полная модель	$\sigma_{\text{экв}} = 942,5 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0095$	$\sigma_{\text{экв}} = 903,1 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0084$
0 субмодель	$\sigma_{\text{экв}} = 942,4 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,009496$	$\sigma_{\text{экв}} = 902,6 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0084$
1 субмодель	$\sigma_{\text{экв}} = 902,2 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,01094$	$\sigma_{\text{экв}} = 877,7 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,008856$
2 субмодель	$\sigma_{\text{экв}} = 904,5 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0117$	$\sigma_{\text{экв}} = 870 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,008998$
3 субмодель	$\sigma_{\text{экв}} = 909,7 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0121$	-
4 субмодель	$\sigma_{\text{экв}} = 913 \text{ МПа}$ $\xi_{\text{total}} = 0,0124$	-

Используя результаты расчета (см. таблицу 1), на рисунке 5 приведена графическая зависимость величины полной деформации от относительного размера элемента. Как видно из графика, по мере измельчения размера элемента, изменение величины полной деформации уменьшается и становится практически нулевой величиной.

Это означает, что дальнейшее измельчение сетки субмодели становится нецелесообразным и полученные величины напряжений и полной деформации могут быть использованы для анализа статической прочности и циклической долговечности детали (в данном случае – рассматриваемого диска).

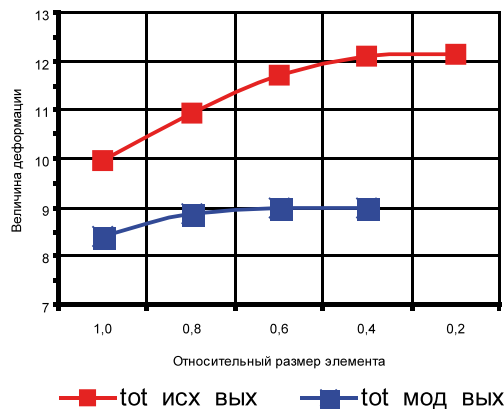


Рис. 5. Характер изменения величины полной деформации от относительного размера элемента сетки в субмодели

За относительный размер элемента принято отношение

$$l_i = l_i / l_{\text{исх}}, \quad (2)$$

где l_i - размер конечного элемента в i -й субмодели;

$l_{\text{исх}}$ - размер конечного элемента в полноразмерной модели.

Сравнивая величины эквивалентных напряжений и полных деформаций, полученные в результате определения НДС с использованием субмоделирования для исходного и модифицированного дисков, видим, что при введении конструктивных изменений величина полной деформации изменяется в значительно большей степени, чем величина эквивалентных напряжений (см. таблицу 2).

Величина уменьшения эквивалентных напряжений при модификации диска составила 4,7%, величина уменьшения полной деформации составила 27,43%.

Таблица 2

Результаты расчета с физической нелинейностью свойств материала диска 1 ступени

Диск	Эквивалентные напряжения, МПа	Полная деформация, %
Исходный	913	0,0124
Модифицир.	870	0,008998

Это может означать, что величина полной деформации является более чувствительной к конструктивным изменениям и, поэтому, при анализе циклической долговечности целесообразно использовать величину полной деформации. Далее можно переходить к определению параметров прочностной надежности.

Определение параметров прочностной надежности деталей вновь создаваемого двигателя производится на основании аналитической зависимости (3). Предложенная зависимость связывает между собой соответствующие параметры прочностной надежности объекта и модели и ряд коэффициентов, учитывающих влияние составляющих конструктивного подобия.

$$P_{oi} = P_{mi} \prod_{j=1}^n \zeta_j \quad (i = 1 \dots n), \quad (3)$$

где P_o , P_m – параметры прочностной надежности оригинала и модели;

$\zeta(i = 1 \dots 6)$ – коэффициенты, учитывающие влияние отличий в условиях нагружения и свойств материала оригинала и модели.

При анализе статической прочности может быть использована величина эквивалентных напряжений.

Обеспечение статической прочности деталей авиационных ГТД может быть выполнено на основании сравнения с напряженностью аналогичных деталей подобной конструкции, работающих на двигателях – прототипах. Обычно такое сравнение может быть проведено в рамках установленных запасов прочности. Установленные величины запасов прочности могут меняться в зависимости от достоверности применяемых методик определения НДС деталей, размеров деталей, применяемых материалов и пр.

Запас местной статической прочности в критических зонах детали (модели) находится с использованием аналогичного запаса прочности детали – прототипа (оригинала) по формуле (4):

$$n_o = n_m \cdot \prod_{j=1}^n (\zeta_j), \quad (4)$$

где ζ_1 – коэффициент, учитывающий влияние масштабного фактора на свойства материала;

ζ_2 – коэффициент, учитывающий влияние отличий в тепловом состоянии на свойства материала;

ζ_3 – коэффициент, учитывающий отличие уровня эквивалентных напряжений в критических зонах оригинала и модели;

ζ_4 – коэффициент, учитывающий отличие свойств применяемых материалов деталей модели и оригинала;

ζ_5 – коэффициент, учитывающий отличие в технологии изготовления деталей;

ζ_6 – коэффициент, учитывающий отличие повреждаемости деталей в полетном цикле по длительной прочности.

Коэффициенты $\zeta_1 \dots \zeta_6$ могут вычисляться либо аналитически, либо приниматься на основании экспериментально-расчетных данных.

Определение циклической долговечности деталей может осуществляться на основании расчетно-экспериментальных работ.

Одним из методов определения циклической долговечности является использование кривых малоциклового усталости (МЦУ), построенных на основании испытаний гладких круглых образцов. Этот способ отличается большой консервативностью результатов [4]. При этом методе принимается, что механизм накопления и развития малоциклового повреждения в гладком образце и в зоне концентрации напряжений в полноразмерной детали одинаков.

Между тем, в зонах концентрации напряжений процессы упруго-пластического деформирования материала и накопления малоциклового повреждения «являются нестационарными и характеризуются непрерывной трансформацией полей деформаций и напряжений как в пределах цикла нагружения, так и от цикла к циклу» [5].

В гладком образце максимальные напряжения растяжения действуют по всему сечению и не имеют возможности перераспределяться, подгружая соседние области сечения [4].

Успешно применяется ретроспективный метод установления ресурсов авиационных ГТД на двигателях разработки ГП «Ивченко-Прогресс». В настоящее время наработка парка двигателей, созданных на основании концепции конструктивного подобия (в том числе применения ретроспективного метода установления ресурса) превысила 2 млн часов. Нарботка отдельных экземпляров превышает 24000 часов. Использование метода конструктивного подобия позволило в короткие сроки достичь двигателям разработки ГП «Ивченко-Прогресс» уровня величин ресурсов зарубежных авиационных ГТД [3].

В настоящей работе рассмотрено применение метода установления ресурсов на основании использования кривых МЦУ, построенных для образцов с надрезом (рис.6).

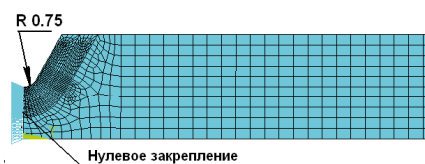


Рис. 6. Модель образца с надрезом

Рассматривается определение циклического ресурса модифицированного диска на основании сравнения НДС исходного и модифицированного дисков. При этом циклический ресурс исходному диску установлен ранее с требуемыми запасами по циклической долговечности. Материал обоих дисков – титановый сплав ВТЗ-1.

На основании имеющихся данных по испытаниям образцов с надрезом при «мягком» нагружении и расчетов образца с надрезом (рис.6) с учетом пластики, была построена кривая МЦУ при «жестком» нагружении для титанового сплава ВТЗ-1. Величина надреза $R = 0,75$ мм. При определении НДС образца с надрезом применялось субмоделирование.

По результатам расчетов построен график зависимости полной деформации от числа циклов нагружения (рис.7). Для жесткого цикла нагружения (при постоянной величине деформации) из построенного графика можно получить число циклов до разрушения.

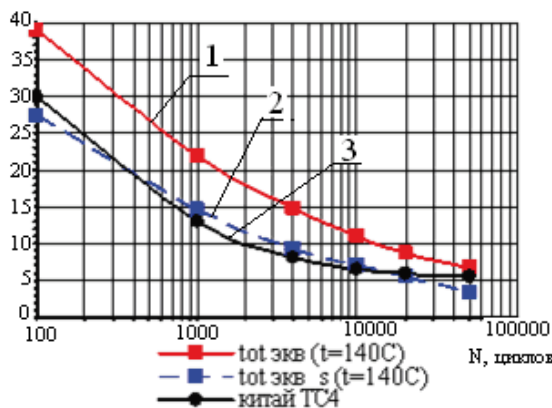


Рис. 7. Экспериментальные кривые МЦУ образца с надрезом титанового сплава ВТЗ-1

На графике приведены 3 кривые:

1. кривая 1–численный анализ результатов испытаний;

2. кривая 2–кривая, построенная на основании кривой 1 с учетом возможного разброса свойств материала;

3. кривая 3–кривая МЦУ, построенная для зарубежного аналога титанового сплава ВТЗ-1.

Как видно из рисунка 7, кривая МЦУ, построенная с учетом возможного разброса свойств, хорошо совпадает с кривой МЦУ, построенной по экспериментальным данным

с учетом разброса свойств материала для зарубежного аналога сплава ВТЗ-1.

Используя построенный график, можно определить циклический ресурс модифицированного диска.

4. Выводы

1. Использование субмоделирования при расчете МКЭ деталей авиационных ГТД позволяет получить достоверные значения напряжений и деформаций в зонах концентрации напряжений.

2. Рассмотренный метод определения циклических ресурсов деталей авиационных ГТД, основанный на построении кривых МЦУ для образцов с надрезом представляет интерес для практического использования.

3. Использование принципа конструктивного подобия позволяет получить критерий для обеспечения достаточной статической прочности и циклической долговечности деталей авиационных ГТД.

Литература

1. Beisheim J.R. On the Three-Dimensional Finite Element Analysis of Dovetail Attachments [Текст] / J.R. Beisheim, G.B. Sinclair // Journal of Turbomachinery, – 2003. – Vol. 125, No 2.– P. 372-379.

2. Шереметьев А.В. Выбор необходимых параметров конечно-элементных сеток при расчетах на прочность лопаток авиадвигателей [Текст] / А.В. Шереметьев, А.В. Петров// Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журнал. – 2004. – № 7(15). – С.114 – 118.

3. Шереметьев А.В. Обеспечение прочностной надежности авиационных ГТД большой степени двухконтурности [Текст] / А.В. Шереметьев, Т.И. Прибора, Р.П. Придорожный, В.В. Тихомиров //Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.: Нац. аэрокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2014. – № 10/117. – С. 61-68.

4. Шереметьев А.В. Прогнозирование циклической долговечности и установление ресурсов основных деталей авиационных ГТД [Текст] / А.В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журнал. – 2005. – № 8(24). – С.45 – 50.

5. Трощенко В.Т. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения [Текст] / В.Т. Трощенко, А.А. Лебедев, В.А. Стрижало и др. – К Логос, 2000- С.571

Поступила в редакцию 08.07.2015

О.В. Шереметьев, Т.І. Прибора, В.В. Тихомиров. Аналіз використання результатів субмоделювання при визначенні напружено-деформованого стану та ресурсу деталей авіаційних ГТД

Наведено приклад використання субмоделювання для отримання достовірного значення напруг і деформацій у критичній зоні деталі. Описано подальше застосування результатів визначення напружено-деформованого стану для забезпечення міцнісної надійності елементів двигунів в рамках концепції конструктивної подібності. Ефективність застосування концепції конструктивної подібності підтверджена успішною серійною експлуатацією авіаційних ГТД. У даній роботі розглянуто застосування методу встановлення ресурсів на підставі використання кривих МЦВ, побудованих для зразків з надрізом. Розглянутий метод визначення циклічних ресурсів деталей авіаційних ГТД, заснований на побудові кривих МЦУ для зразків з надрізом представляє інтерес для практичного використання.

Ключові слова: напружено-деформований стан, довговічність, концентрація напружень, критичні зони деталі, концепції конструктивної подібності, субмодель, «жорсткий» цикл.

A.V. Sheremetev, T.I. Pribora, V.V. Tihomirov. Analysis of using submodeling results in determining the stress-strain state and components life of aircraft GAS-turbine engine

An example of submodeling use was given in order to obtain reliable values of stress and strain in the critical area of component. Further application of the results of determining the stress-strain state is described to provide strength reliability of engine components within the concept of structural similarity. Effectiveness of the concept of constructive similarity is confirmed by successful commercial operation of aircraft gas-turbine engines. In this paper we consider the application of the method of establishing the service life on the basis of LCF curves constructed for notched samples. A considered method of determining the cyclic life of aviation gas-turbine engine parts, based on the construction of LCF curves for notched samples, is of interest for practical use.

Key words: stress-strain state, endurance, stress concentration, critical areas of component, concept of structural similarity, submodel, «hard» cycle.

УДК 539.3

**Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, Н.Ю. ОВЧАРОВА¹, П.Н. КУЛАКОВ¹, С.Б. КУЛИШОВ²,
А.Н. СКРИЦКИЙ²**¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков,*²*ГП НТКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина*

ПРОБЛЕМЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЛОПАТОЧНОМ АППАРАТЕ КОМПРЕССОРА ГТД В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ПОТОКЕ

Колебания лопаточного аппарата компрессора ГТД в газовом потоке анализируются на основе трехмерной конечно-элементной модели лопаток и модели трехмерного потока газа с учетом вязкости, турбулентности и диссипации. Проводится расчет параметров нестационарного потока в проточной части компрессора. Выделяется система третьей ступени, включающая венцы рабочих и направляющих лопаток на входе и выходе. Проводится анализ динамических напряжений в рабочих лопатках третьей ступени. Учитывается воздействие гармоник возмущающих сил на установившемся и переходных режимах. Выявлены наиболее опасные режимы колебаний лопаток в потоке.

Ключевые слова: компрессор, лопатки, колебания, газовый поток, МКЭ, динамические напряжения

Введение и постановка задачи

Удельная мощность современных ГТД постоянно растет, что ведет к увеличению интенсивности газодинамических нагрузок на лопаточный аппарат, в первую очередь, компрессоров. Анализ динамической прочности лопаточного аппарата является актуальной проблемой и решению ее посвящен ряд работ, в том числе [1 – 5]. Сложность проблемы связана с необходимостью анализа взаимодействия газодинамического потока со всей системой направляющих и рабочих лопаток. Достаточно подробные решения задачи для отдельных ступеней связаны с недостаточной информацией о параметрах потока на входе и выходе отдельной ступени в реальном компрессоре. Поэтому приходится начинать с более упрощенного решения о параметрах потока во всей проточной части компрессора. Потом выделяются системы отдельных ступеней с венцами направляющих и рабочих лопаток, для которых возможно получить уточненные решения. Выделение нестационарной составляющей потока также представляет сложную задачу. Поэтому нестационарные возмущающие нагрузки ищутся в узких диапазонах частот опасных гармоник [6, 7]. Такие частоты на установившихся режимах кратны скорости вращения ротора и числу источников возмущения по окружности (числу направляющих лопаток или стоек). Кроме того ряд резонансов возникает на переходных режимах [7, 8].

В работе рассматривается проточная часть компрессора, в которой расположены 4 рабочие ступени, 5 направляющих ступеней и стойки. Построены трехмерные конечно-элементные модели лопаточного аппарата совместно с трехмерной моделью потока. Рабочие лопатки считаются деформируемыми и упругими, направляющие лопатки и стойки являются недеформируемыми. Трехмерная конечно-элементная модель потока на основе уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности и диссипации (k-ε модель) [5] позволяет провести расчет скоростей и давлений в проточной части компрессора.

1. Анализ параметров потока

Скорость вращения лопаток компрессора равна 837 рад/с. Под действием центробежных сил происходит деформация лопаток, в частности, их раскрутка. Колебания лопаток происходит относительно их деформированного положения [6].

На основании сформированных конечно-элементных моделей и методик расчетов был проведен численный анализ параметров газодинамического потока в проточной части компрессора. Поле давлений в среднем сечении сектора проточной части приведено на рис. 1. Сама упругая система и поле давлений не обладают осевой или поворотной симметрией. Поэтому выделение сектора потока является условным.

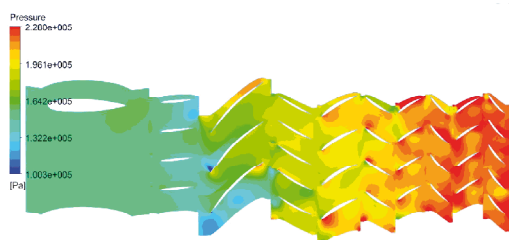


Рис. 1. Поле давлений в среднем сечении проточной части компрессора

На основе этих данных проводится расчет полей скоростей и давлений в газодинамическом потоке в системах отдельных ступеней. Системы каждой ступени включают венцы рабочих лопаток и направляющих лопаток на входе и выходе. Система отдельной ступени является более простой чем вся проточная часть, что позволяет провести в каждой из них уточненный расчет с учетом отсутствия поворотной симметрии.

В предыдущих работах [6-8] рассматривались особенности колебаний лопаток первой и второй ступени в потоке. Поэтому в данном случае рассмотрены поля скоростей (рис. 2) и давлений (рис. 3) в третьей ступени.

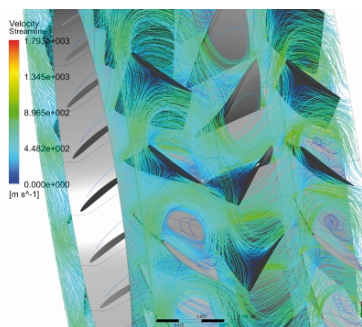


Рис. 2. Фрагмент поля скоростей и линий тока в системе третьей ступени

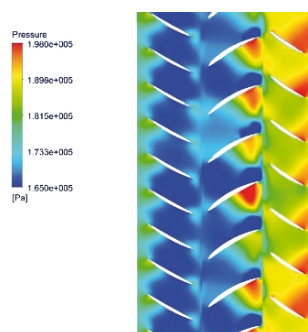


Рис. 3. Распределение давлений в потоке в системе третьей ступени

Виден турбулентный характер потока газа в системе направляющих и рабочих лопаток.

Рис. 3 показывает снижение давлений со стороны спинки рабочих лопаток и повышение давлений со стороны корыта, особенно у выходной кромки лопаток.

После анализа полей давлений выделяется нестационарная составляющая давлений в потоке, что позволяет получить распределение амплитудных значений давлений на обоих сторонах лопатки

2. Анализ динамических напряжений в лопатках третьей ступени

На стационарных режимах для третьей ступени проводится анализ воздействия гармоник с частотой 125 Гц, соответствующей числу оборотов $n = 7500$, а также с частотой 3000 Гц, что соответствует гармонике nz , где $z = 24$ (числу направляющих лопаток третьей ступени). Для примера, показано воздействие гармоник с частотами 125 Гц и 3000 Гц на стационарном режиме (рис. 4, 5).

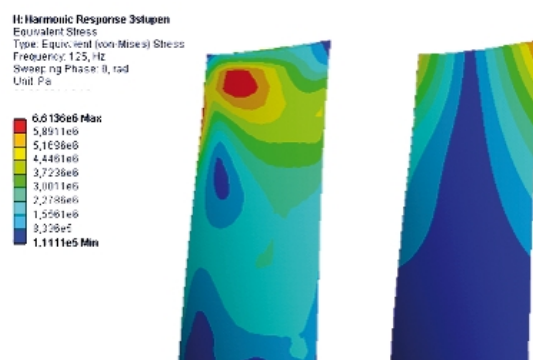


Рис. 4. Поля эквивалентных напряжений (слева) и перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 125 Гц

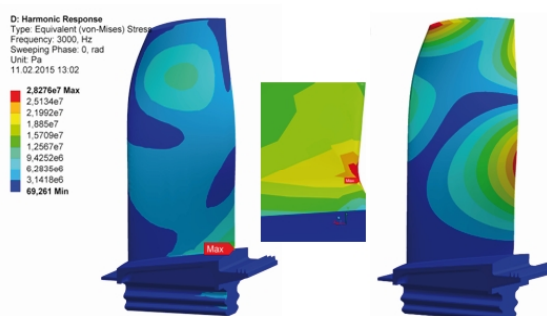


Рис. 5. Поля эквивалентных напряжений и их фрагмент (слева) и поля перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 3000 Гц

При колебаниях с частотой 125 Гц эквивалентные напряжения не превышают 7 МПа и расположены на периферии, колебания происходят по форме близкой к первой крутильной. Вынужденные колебания с частотой 3000 Гц происходят по преимущественно второй кру-

тильной форме, максимальные эквивалентные напряжения расположены в корне лопатки у выходной кромки и не превышают 29 МПа.

Для третьей ступени согласно диаграмме Кэмпбелла (рис. 6) на переходных режимах гармоники $k = 1$ и $k = 2$ не вызывают резонанса. Гармоника $k = 3$ вызывает резонанс с частотой 330 Гц, а гармоника $k = 4$ вызывает резонанс с частотой 275 Гц.

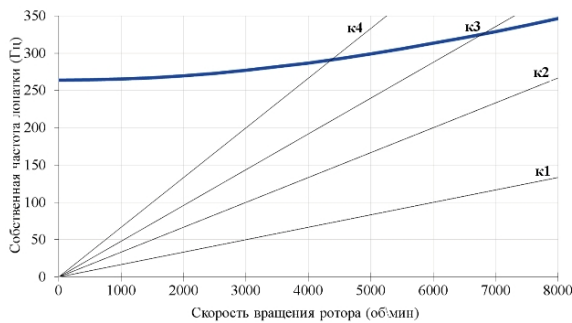


Рис. 6. Кэмпбелл-диаграмма для рабочего колеса третьей ступени

Распределение напряжений и перемещений в рабочей лопатке третьей ступени под действием третьей гармоники показано на рис. 7.

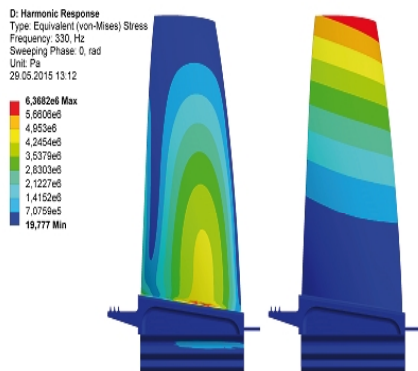


Рис. 7. Поля эквивалентных напряжений (слева) и поля перемещений (справа) при колебаниях лопатки третьей ступени с частотой 330 Гц

На переходных режимах колебания происходят по формам близким к первой изгибной, а эквивалентные напряжения не превышают 6,4 МПа.

Наиболее возбудимыми для лопаток рабочего колеса третьей ступени оказывается первая изгибная и первая и вторая крутильные формы.

В целом лопатки третьей ступени оказываются менее напряженными, чем лопатки первой и второй ступеней.

Выводы

Серия работ [6-8] и данная позволяют получить представление о напряжениях в лопатках рабочих колес компрессора. Анализ параметров газодинамического потока проводится поэтапно: упрощенно для всей проточной части и уточнено для отдельных ступеней. Это позволяет снизить размерность задачи на каждом этапе. Анализ амплитуд гармоник возмущающих сил проводится в узком диапазоне частот, которые определяются заранее.

Наиболее напряженными являются первая и вторая ступени [6-8], однако, анализ напряженного состояния всех ступеней позволяет избежать пропуска опасных режимов.

Наибольшие вибрационные напряжения не превышают 50 МПа. Наибольшие напряжения возникают под действием окружных неравномерностей потока, вызываемых стойками и направляющими венцами с числом лопаток 26 и 30. Анализировалось воздействие максимально возможных значений возмущений. С учетом этого фактора и демпфирования колебаний в материале и замковых соединениях максимальные напряжения в лопатках первой ступени будут еще меньше. Наиболее возбудимыми оказываются преимущественно первые изгибные формы и первые и вторые крутильные формы. Использование вычислительных систем большой мощности открывает дополнительные возможности решения общей проблемы [2]. Однако, необходимые решения могут достигаться благодаря накопленному опыту и взаимодействию с представителями промышленности.

Литература

1. Биргер И.А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. А. Биргер, Б.Ф. Шорр - М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Шкловец А.О. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока [Текст] / А.О. Шкловец, Г.М. Попов, Д.А. Колмокова // Авиационно-космическое машиностроение. Известия Самарского научного центра РАН. – 2012. –Т.14, №1(2) – С. 517 -521.
3. Rzdkowski R. Unsteady Forces Acting on the Rotor Blades in the Turbine Stage in 3D Viscous Flow in Nominal and Off-Design Regimes [Text] / R. Rzdkowski, V. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, L. Kubitz // Journal of Vibration Engineering, and Technologies, 2014. – 2(2) – P. 89 – 95.

4. Лугина Н.С. Влияние нестационарности газового потока на аэродинамические характеристики ступени осевого компрессора. Численное моделирование и эксперимент [Текст] / [Н.С. Лугина, М.В. Кузьмин и др.]. // Вестник двигателестроения. – Запорожье, АО «Мотор Сич» – 2006. – №3. С. 21 – 25.

5. Рублевский Е.Ю. Численное исследование двухступенчатого вентилятора [Текст] / Е.Ю. Рублевский, Д.А. Плакущий, В.И. Письменный, Ю.А. Кваша // Вестник двигателестроения. – Запорожье, АО «Мотор Сич» – 2013. №2. С. 169 – 176.

6. Воробьев Ю.С. Анализ колебаний лопаточного аппарата компрессора ГТД [Текст]

/ Ю.С. Воробьев, Романенко В.Н. и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – №10 (107). – С. 55 – 59.

7. Воробьев Ю.С. Вынужденные колебания ступени компрессора ГТД в потоке. [Текст] / [Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, П.Н. Кулаков, и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАКУ «ХАИ». – 2014. 8 (115). – С. 152 – 155.

8. Воробьев Ю.С. Моделирование колебаний лопаток компрессоров ГТД в нестационарном потоке [Текст] / [Ю.С. Воробьев, Н.Ю. Овчарова, П.Н. Кулаков и др.] / Вибрации в технике и технологиях. – Львов. – 2014. – №3(75). С. 50 – 56.

Поступила в редакцию 22.07.2015

**Ю.С. Воробйов, Н.Ю. Овчарова, П.М. Кулаков, С.Б. Кулішов, А.Н. Скрицький.
Проблеми аналізу динамічних напружень в лопатковому апараті компресора ГТД в газодинамічному потоці**

Коливання лопаткового апарату компресора ГТД в газовому потоці аналізуються на основі тривимірної скінчено-елементної моделі лопаток і моделі тривимірного потоку газу з урахуванням в'язкості, турбулентності і дисипації. Проводиться розрахунок параметрів нестационарного потоку в проточній частині компресора. Виділяється система третьої ступені, що включає вінці робочих і напрямних лопаток на вході і виході. Проводиться аналіз динамічних напружень в робочих лопатках третьої ступені. Враховується вплив гармонік збуджуючих сил на сталому та перехідних режимах. Виявлені найбільш небезпечні режими коливань лопаток в потоці.

Ключові слова: компресор, лопатки, коливання, газовий потік, МСЕ, динамічні напруження.

Iu.S. Vorobiev, N. Iu. Ovcharova, P.N. Kulakov, S.B. Kulishov, A.N. Skrickiy. Problems of dynamic stress analysis in blading GTE compressor in the gasdynamic flow

The blading compressors vibrations of gas turbine engines in the gas flow are analyzed on the basis of 3-D finite element model of the blades and a 3-D model of gas flow with taking into account viscosity, turbulence and dissipation. The calculations parameters of unsteady flow in the flow part of the compressor are conducted. The system of the third stage, including crowns of the working vanes and the guide vanes at inlet and outlet is allocated. The analysis of the dynamic stresses in the working blades of the third stage is conducted. Take into account the impact of harmonics perturbing forces at steady state and transient conditions. The most dangerous oscillation modes blades in the flow are revealed.

Key words: compressor, blades, vibrations, gas flow, FEM, dynamics stresses.

УДК 621.45.02.024

В.В. ЛОГІНОВ

*Харківський університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, Харків***АНАЛІЗ СТАНУ НАДІЙНОСТІ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ**

В статті проведений аналіз стану надійності авіаційної техніки Повітряних Сил Збройних Сил України. Основними факторами, що впливають на рівень надійності авіаційної техніки, є значна частка застарілих літальних апаратів та недосконалість технологій дослідження стану надійності. Показано, що сьогодні стан справності авіаційної техніки є критичним для обороноздатності країни і не перевищує 20%. Проведений аналіз виявлених несправностей за видами підготовок, розподіл відмов авіаційної техніки та інцидентів, що виникли в польоті, за спеціалізаціями. Наведені приблизні співвідношення проблем підтримання справності літальних апаратів за роками.

Ключові слова: надійність, авіаційна техніка, експлуатаційні характеристики, ресурс планера, ресурс двигуна.

Вступ

Досягнення безвідмовності роботи авіаційної техніки (АТ) в польоті - одна з основних задач Повітряних Сил Збройних Сил України (ПС ЗСУ). Серед заходів, що проводяться з метою виконання цієї задачі, важливе місце займає контроль технічного стану авіаційної техніки з метою випуску в політ тільки справного літака або вертольота. Необхідність проведення контролю викликана зміною надійності АТ в процесі експлуатації. Тому дослідження проблеми підтримання визначеної надійності АТ є досить актуальною.

Постановка задачі. Сьогодні авіація ПС ЗСУ зіткнулася з проблемами, які не мають критичного значення в авіації інших країн, наприклад, США, Франції, Італії, Туреччини. Ці проблеми пов'язані із катастрофічно низьким рівнем справності авіаційного парку, який станом на кінець 2010 року [1-3] складав нижче 20%. Причинами цього, на думку командування ПС ЗСУ, є:

1. Вичерпання встановлених строків служби планерів літальних апаратів (ЛА), авіаційних двигунів та їх комплектувальних виробів і неможливість їх подальшого продовження внаслідок досягнення граничного стану.

2. Потреба у виконанні капітального ремонту або переведенні на експлуатацію за технічним станом понад 60 % ЛА бойового складу та понад 70% їх авіаційних двигунів.

3. Накопичення значної кількості несправних агрегатів, обладнання, комплектувальних виробів ЛА та двигунів, які можуть бути відновлені виключно виконанням заводського ремонту.

4. Недостатні запаси авіаційно-технічного майна, акумуляторних батарей, авіаційної гуми, піротехнічних засобів систем аварійного

покидання ЛА, захисного та висотного спорядження льотного складу.

Тому необхідно проаналізувати основні фактори, що впливають на підтримання визначеної надійності АТ.

Метою статті є аналіз стану надійності АТ.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Існує ряд об'єктивних факторів, що сприяють прояву даних причин в експлуатації. Це, насамперед, інтенсивне старіння АТ у поєднанні з низькою інтенсивністю її експлуатації [4].

Дійсно, терміни експлуатації більшості ЛА, які сьогодні знаходяться на озброєнні авіації ПС ЗСУ становлять 25-30 років [1-3, 5, 6], тобто знаходяться на межі призначених термінів експлуатації для більшості зразків (рис. 1).

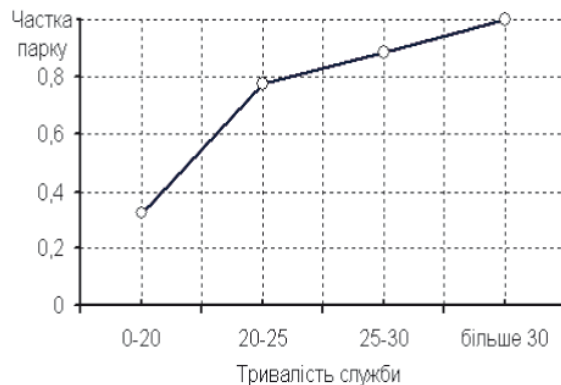


Рис. 1. Віковий стан авіаційного парку ПС ЗСУ (за станом на 2010 рік)

Поряд з цим, інтенсивність використання АТ складає в середньому 10-15 год/рік для

діючих зразків до 2014 року включно. Звичайно при такому розподілі термінів служби та низькій інтенсивності використання АТ на перше місце виходять відмови, що пов'язані із процесами природного старіння. Виникає перерозподіл основних факторів, що впливають на стан безпеки польотів. Замість помилкових

дій особового складу саме фактор надійності вже виступає основним фактором (рис. 2).

Проте з початком антитерористичної операції на сході України інтенсивність використання АТ суттєво збільшилась. Ці зміни також необхідно оцінювати у зв'язку з нерівномірною інтенсивністю використання техніки та витрачанням її ресурсу.

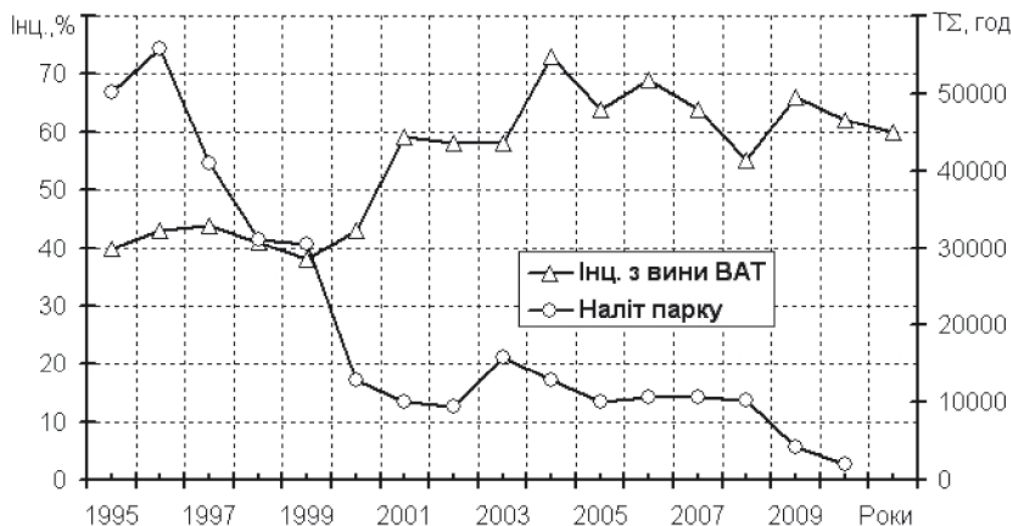


Рис. 2. Зміна надійності АТ при низьких інтенсивностях її використання: ВАТ – відмови авіаційної техніки; Інц – інциденти; T_{Σ} – сумарний наліт парку.

При цьому тенденція до стабілізації даних показників не спостерігається. Такі показники надійності авіаційної техніки, як середній наліт на одну несправність T_c , середній наліт на одну відмову, яка виявлена у польоті $T_{п}$, середній наліт на одну відмову, яка призвела до інциденту $T_{інц}$, середній наліт на одну відмову, яка призвела до невиконання польотного завдання $T_{пз}$, є сьогодні вкрай низькими (рис. 3).

проектуванні значень, які діють для даних ЛА, а також є на рівні відповідним показникам надійності аналогів ЛА іноземного виробництва. Проте, немає ніяких підстав стверджувати, що ЛА, які знаходяться на озброєнні ПС ЗСУ, мають такі ж показники надійності, як в ЛА іноземного виробництва.

По-перше, якість вказаних оцінок показників надійності суттєво залежить від об'єму та якості статистичного матеріалу (сумарний наліт, кількість реєструємих випадків, об'єктивність інформації тощо). І якщо відповідні показники для США та НАТО розраховуються для нальотів, що знаходяться в межах 10^6 - 10^7 годин нальоту на рік, то для України вибірка формується при нальотах, що не перевищують 10^4 годин на рік.

Іншим аспектом цієї проблеми є суттєва нерівномірність використання ЛА ПС ЗСУ. При цьому створюються умови, коли результати аналізу надійності "розпливаються" по усьому парку АТ.

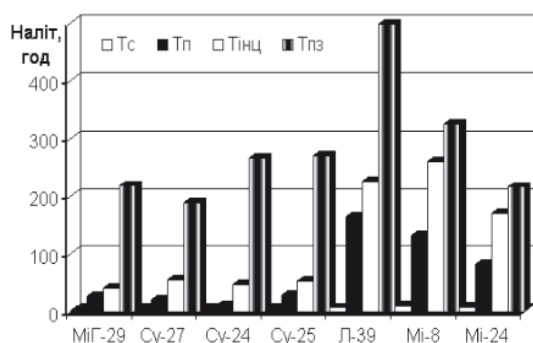


Рис. 3. Показники надійності АТ за типами.

У роботах [7-9] відмічено, що значення основних показників надійності літаків та вертольотів знаходяться в межах заданих при

Основна частина досліджень

Важливим фактором, що сприяє прояву вищеперахованих причин зниження надійності АТ ПС ЗСУ, є також її неготовність нині діючої системи експлуатації до ефек-

тивного функціонування в умовах різкого зниження надійності [10]. І це стосується не лише організаційних питань, але й питань підготовленості інженерно-технічного складу до своєчасного виявлення та усунення несправностей АТ, які не є характерними для умов нормального її функціонування. Тут мається на увазі наступне:

– виникнення нових відмов, які ще не зустрічалися в експлуатації даних типів АТ, наприклад, руйнування килів МиГ-29, руйнування стійок шасі літаків Су-24 на стоянках тощо;

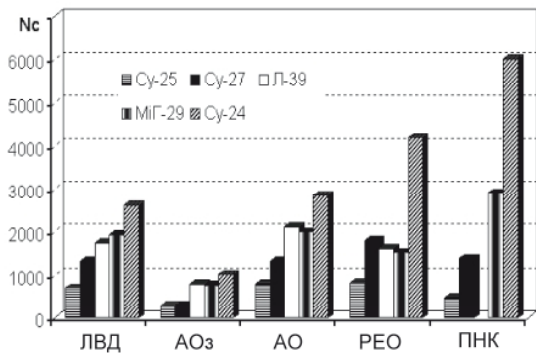
– суттєве збільшення інтенсивності відмов АТ з причини її інтенсивного старіння та несвоєчасного виконання або невиконання ремонтів на авіаційних ремонтних підприємствах.

На рис. 4 представлені діаграми розподілу несправностей за фахом для літаків та вертольотів, що знаходяться сьогодні на озброєнні ПС ЗСУ.

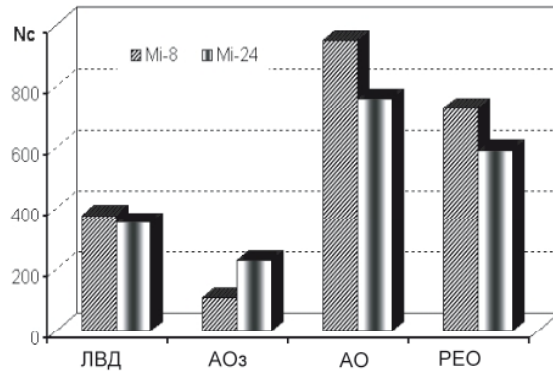
Відомості представлені за двадцять років – з 1992 по 2011 рік.

Незважаючи на велику кількість несправностей, що мали місце в процесі експлуатації АТ та низьку інтенсивність польотів, лише біля 30 % усіх несправностей (рис. 4, а, б), були виявлені та усунуті в процесі виконання підготовок. Значна їх частка виявляється в процесі проведення контрольних оглядів та паркових днів. Для цих випадків кількість виявлених та усунених несправностей складає від 13% для вертольотів Ми-24, Ми-8 (рис. 5, а) до 26,5 % для літаків МиГ-29, Су-27, Су-25, Л-29 та Су-24 (рис. 5, б).

Значно зросла частка пропущених несправностей, які призвели до виникнення інцидентів (рис. 6). На початку 1990-х років вона становила близько 2,5% для вертольотів та 4% для літаків, а сьогодні ми маємо 3,7% та 6,7% відповідно. Це свідчить про зниження ефективності діючої системи експлуатації.

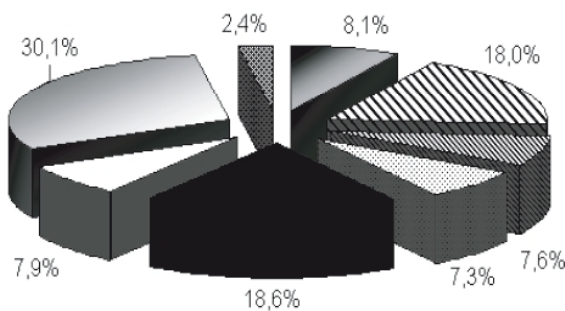


а

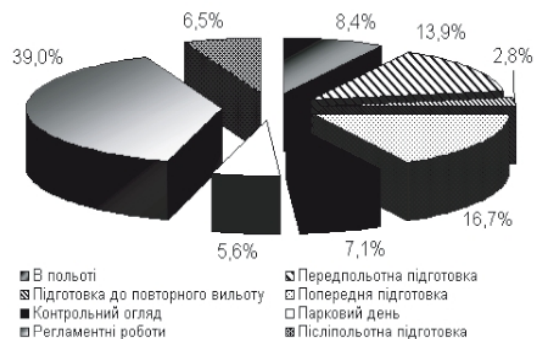


б

Рис. 4. Розподіл відмов АТ за спеціалізаціями



а



б

Рис. 5. Аналіз виявлених несправностей за видами підготовок

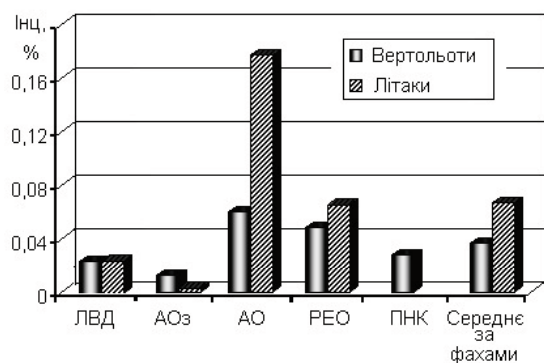


Рис. 6. Розподіл інцидентів, що виникли в польоті, за фахами

Крім того, визначальним фактором, який впливає на надійність, є той факт, що більшість виробників ЛА бойового складу ПС ЗСУ знаходяться поза межами країни та не здійснюють авторське супроводження своїх виробів. Така ситуація є критичною для системи технічної експлуатації.

Командуванню ПС ЗСУ приходится вирішувати ряд загальних проблем нормативно-правового, науково-технічного, організаційного та фінансового характеру (рис. 7), які мають різне співвідношення в різні роки.



Рис. 7. Приблизне співвідношення проблем підтримання справності ЛА ПС ЗСУ за роками

Поряд із практично повним вирішенням проблем нормативно-правового забезпечення справності АТ суттєво зросла частка фінансової складової. Проблеми організаційного характеру вирішуються на рівні Міністерства оборони, Кабінету Міністрів України, цивільних підприємств аерокосмічної галузі.

В командуванні ПС ЗСУ чітко визначені шляхи забезпечення справності авіаційного парку бойової АТ. До них відносяться: виконання контрольно-відновних робіт та переведення на експлуатацію за технічним станом; виконання середнього ремонту або ремонту за технічним станом; виконання капітального ремонту; виконання індивідуального продовження встановлених показників (строків служби та ресурсів до першого ремонту, міжремонтного, встановленого). Ремонтними підприємствами розпочато та виконано ряд досліджень, спрямованих на розробку заходів забезпечення справності та довговічності АТ, можливості переведення авіаційних двигунів на експлуатацію за технічним станом [11-14].

Висновки по дослідженню

Таким чином, аналіз надійності авіаційних парків провідних авіаційних країн світу показує, що проблема надійності бойової АТ є та залишатиметься актуальною для усіх без винятку країн, незалежно від рівня розвитку та стану технологій, що використовуються для його забезпечення. Основними факторами, що впливають на рівень надійності АТ в зарубіжних країнах є значна частка застарілої АТ та недосконалість технологій дослідження стану надійності.

Обґрунтовано, що стан справності АТ ПС ЗСУ є сьогодні критичним для обороноздатності країни і не перевищує 20 %. Основними факторами, які визначають таку ситуацію, є:

- інтенсивне старіння АТ у поєднанні із критично низькою інтенсивністю її використання;
- неготовність існуючої системи експлуатації до ефективного функціонування в умовах масового вичерпання встановлених термінів служби більшості об'єктів АТ;
- низький рівень фінансування досліджень, пов'язаних з технічним супроводженням експлуатації АТ;
- відсутність системності дій та невирішеність ряду важливих питань, що стосуються розробки ефективних програм забезпечення надійності АТ, що знаходиться на озброєнні ПС ЗСУ.

Література

1. World Air Forces 2015. Special report. / Flight International. – Flightglobal insight, 2015. – 36 p.
2. Общий каталог современной авиации: [Електрон. ресурс]. - Режим доступа: <http://brazd.ru/av/su-35.html>.
3. Дональд Д. Энциклопедия военной авиации [Текст] / Дэвид Дональд, Йон Лейк: пер. с англ. А. Бердов, И. Мальцев, А. Алексеев. – Изд-во «Омега», 2003. – 443 с.

4. Чинючин Ю.М. Основы технической эксплуатации и ремонта авиационной техники. Часть 1, 2. [Текст] / Ю.М. Чинючин, И.Ф. Полякова. - М.: МГТУ ГА, 2006. - 74 с.
5. Jane's. Aero-Engines [Текст] / Edited by Bill Gunston. - OBE, FRAeS, March, 2005. - 750 p.
6. Whitford Ray. Design for air combat. [Text] / Ray Whitford // Janes publishing inc., New York, 1987. - 234 p.
7. Техническая эксплуатация летательных аппаратов [Текст] / Под ред. Смирнова Н.Н. - М.: Транспорт, 1990. - 423 с.
8. Смирнов Н.Н. Обслуживание и ремонт авиационной техники по состоянию. [Текст] / Н.Н. Смирнов, А.А. Ицкович. - 2-е изд. - М.: Транспорт, 1987. - 312 с.
9. Далецкий С.В. Эффективность технической эксплуатации самолетов гражданской авиации. [Текст] / С.В. Далецкий, О.Я. Деркач, А.Н. Петров. - М.: Воздушный транспорт, 2002. - 253 с.
10. Вопросы стимулирования и взаимных гарантийных обязательств при эксплуатации двигателей по техническому состоянию [Текст] / П.А. Витер, В.Г. Казанский, Н.П. Красильников, А.А. Морозов, А.В. Ждановский, И.А. Никонова, С.Г. Степанов, Н.Я. Ткачук // Труды ЦИАМ. - 1981. - № 934. - С.48-52.
11. Пестов М.Д. Боевая эффективность и надежность летательных аппаратов: Методы расчетов: Учебное пособие для лабораторных и курсовых работ. [Текст] / М.Д. Пестов. - М.: Изд-во МАИ, 2002. - 100 с.
12. Овчаров В.Е. Человеческий фактор в авиационных происшествиях (методические материалы). [Текст] / В.Е. Овчаров. - М.: Авекон-Афес. - 2005. - 347 с.
13. Никонова И.А. Разработка обобщенных моделей прогнозирования объектов производства и ремонта авиадвигателей [Текст] / И.А. Никонова, В.А. Пономарев, Г.Г. Иджиян // Труды ГосНИИ ГА. - 1986. - Вып. 248. - С.131-143.
14. Клочков В.В. Организация конкурентного производства и послепродажного обслуживания авиадвигателей. [Текст] / В.В. Клочков. - М.: Экономика и финансы, 2006. - 464 с.

Поступила в редакцию 10.07.2015

В.В. Логинов. Анализ состояния надежности авиационной техники

В статье приведен анализ состояния надежности авиационной техники Воздушных Сил Вооруженных Сил Украины. Основными факторами, которые влияют на уровень надежности авиационной техники, являются значительная часть устаревших летательных аппаратов и несовершенство технологий исследования состояния надежности. Показано, что сегодня состояние исправности авиационной техники является критическим для обороноспособности страны и не превышает 20%. Приведенный анализ выявленных неисправностей по видам подготовок, распределение отказов авиационной техники и инцидентов, которые возникли в полете, по специализациям. Приведены приблизительные соотношения проблем поддержания исправности летательных аппаратов по годам.

Ключевые слова: надежность, авиационная техника, эксплуатационные характеристики, ресурс планера, ресурс двигателя.

V.V. Loginov. Analysis of the state of reliability of aerotechics

There is a conducted analysis of the state of reliability of aerotechics of Airforce of the Armed Forces of Ukraine in the article. By basic factors that influence on the level of reliability of aerotechics there are considerable part of out-of-date aircrafts and imperfection of technologies of research of the state of reliability. It is shown that today the state of good condition of aerotechics is critical for the defensive capacity of country and less 20%. The brought analysis over of the educed disrepairs after the types of preparations, distribution of refuses of aerotechics and incidents, that arose up on fly, on specializations. Approximate correlations of problems maintenance of good condition of aircrafts are brought on years.

Keywords: reliability, aerotechics, operating descriptions, resource of glider, resource of engine.

УДК 681.5.083.02/03.044.64:51(045)

С.О. ДМИТРІЄВ¹, О.В. ПОПОВ¹, Д.В. ПОПОВ¹, Г.О. АРІСТОВ²¹Національний авіаційний університет, Україна² Національний технічний університет України «КПІ»

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОВІТРЯНИХ СУДЕН ТА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

Метою створення автоматизованих систем є оптимізації процесів технічного обслуговування виробів авіаційної техніки, на основі розробки економічно обґрунтованих цілеспрямованих рекомендацій з удосконалення виробів авіаційної техніки, що забезпечують впровадження ефективних стратегій і режимів технічного обслуговування. Тому, в даній статті розглянуті питання оптимізації конструктивно-експлуатаційних властивостей та програм технічного обслуговування виробів авіаційної техніки за умови впливу багатофакторності при невизначеності вихідної інформації, та управління якістю обслуговування повітряних суден та авіаційних двигунів з метою підтримання їх льотної придатності.

Ключові слова: авіаційна техніка, надійність, технічне обслуговування, людський чинник.

Вступ

Формування надійності виробів авіаційної техніки (АТ) є складним процесом, що охоплює етапи проектування, виробництва та експлуатацію, які між собою взаємопов'язані й являються складовими елементами єдиної системи управління.

Виконання робіт на різних етапах супроводжуються прийняттям рішень, які мають специфічні особливості на кожному етапі й різну інформаційну забезпеченість про властивості об'єктів експлуатації, що вимагає необхідність використовувати нові методологічні підходи при оптимізації рішень [1].

Зміст оптимізації складається в забезпеченні збалансованих характеристик і властивостей виробів АТ по сукупності визначальних ознак, що сприяють найбільш ефективні їхні реалізації в умовах експлуатації. Відповідність нормам льотної придатності можна досягти як за рахунок удосконалення конструктивної схеми, підвищення надійності елементів функціональних систем, так і установкою ефективної контрольно-вимірювальної апаратури, зменшенням ресурсу й періодичності їх технічного обслуговування (ТО) та ін.

Актуальність проблеми

На етапі проектування оптимізуються функціональна схема системи, надійність комплектуючих елементів, режими роботи, система контролю та експлуатаційна технологічність компонентів систем.

На етапі експлуатації, при заданих характеристиках й властивостях об'єктів експлуатації, управляючими впливами є: обсяг й періодичність проведення ТО, оптимізація яких проводиться з урахуванням впливу навколишнього середовища, засобів контролю і діагностування, якими користуються, якості роботи та особливості організації робіт з ТО експлуатанта.

Впровадження нових принципів ТО починається з розробки програми ТО за допомоги всебічного аналізу конструкції, можливих відмов та визначення ефективних і прийнятних заходів для їх запобігання. Періодичність виконання робіт з ТО встановлюється з урахуванням надійності і експлуатаційної технологічності об'єктів ТО.

Рішення задачі комплексної оцінки технічного стану виробів з обліком усіх можливих методів контролю працездатності окремих конструктивних елементів повітряних суден (ПС), вузлів, систем і двигунів у цілому вимагає розробки управлінських механізмів, які дозволять приймати рішення за умови невизначеності, неповноти й нечіткості вихідної інформації.

Постановка завдання

Мета роботи є оптимізації конструктивно-експлуатаційних властивостей за умови впливу багатофакторності при невизначеності вихідної інформації, та управління якістю обслуговування виробів АТ з метою підтримання льотної придатності ПС.

Завданням роботи є забезпечення збалансованих характеристик і властивостей виробів АТ по сукупності визначальних ознак, що сприяють найбільш ефективні їхні реалізації в умовах експлуатації.

Рішення

Багатокритеріальна модель прийняття індивідуального оптимального рішення, задається як векторний критерій у вигляді:

$$K(v) = \{k_1(v), k_2(v), \dots, k_m(v)\}. \quad (1)$$

Компонентами векторного критерію є скалярні функції, визначені на V і вимірюють якість рішення за визначеною шкалою. У загальному випадку вони несумісні. Задача вибору оптимальної альтернативи на множині критеріїв формально зводиться до пошуку відображення $C[v(t)] = \{v \in V\}$, яке кожному вектору $v(t)$ ставить у відповідність дійсне число $W_i(t)$:

$$W_i(t) = v(t) = v[v_1(t), v_2(t), \dots, v_m(t)], \quad (2)$$

яке визначає ступінь переваги даного розв'язку.

Методика базується на використанні апріорних інтервальних оцінок показників з наступним обчисленням апостеріорних оцінок відповідно зі збільшенням обсягу інформації. Таке послідовне рішення завдань залежно від точності й вірогідності доступної інформації лежить в основі адаптивного процесу керування конструктивними розробками, формування й коригування програм ТО виробів АТ. Розробка і впровадження нових принципів ТО приводить до різкого збільшення обсягів інформації.

Для формування короткої комплексної характеристики конструктивно-експлуатаційних властивостей виробу АТ виділено « n » ознак. Кожній ознаці поставлено у відповідність « m » станів. Комплексна характеристика виробу записується в певній послідовності, створюючи впорядкований кортеж:

$$V_k = \{x_1^i, x_2^i, \dots, x_j^i, \dots, x_n^i\}, \quad (3)$$

де $i_j \begin{pmatrix} j=1 \dots n \\ i=1 \dots m \end{pmatrix}$ – множина станів j -ої ознаки.

На основі класифікації експлуатаційних властивостей за ознаками та станами визначають кортеж для кожного елементу складної системи АТ.

Якщо визначити оптимальні «базові» властивості й характеристики «ідеальних» виробів й відповідні їм стратегії ТО

$$V_B = \{B_1^{i0}, B_2^{i0}, \dots, B_n^{i0}\}, \quad (4)$$

то на основі порівняння й оцінки ступеня відхилення характеристик виробів АТ від базових векторів можна вирішити ряд поставлених завдань.

За таких умов виникає багатокритеріальний компроміс, головною особливістю якого є те, що використання його рішення не є єдина точка зору, а є множина ефективних рішень, або оптимальних рішень за Парето.

Вимірювання визначається як процедура порівняння об'єктів за відповідними показниками (ознаками). Кожна альтернатива $v_i \in V$ (або $v^i \in V$) є набір параметрів:

$$v_{(i)}^i = V^i(v_1^i, v_2^i, \dots, v_n^i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (5)$$

де i – альтернатива;
 n – вимір простору.

Оскільки ця шкала будується безвідносно до конкретних, реальних рішень, то її можна назвати еталоном-інструментом, за допомогою якого будуть потім зроблені оцінки реальних рішень.

Керування процесом ТО відбувається на основі впровадження управляючих впливів, які базується на оцінці ефекту від експлуатації ПС при можливих змінюваннях властивостей об'єктів експлуатації й визначається виразом:

$$e = f_e \sum [x_j^i - B_j^i], \quad (6)$$

де $j = 1 \dots n$ – множина станів j -ої ознаки.

Використання кортежу зручно для запису інформації про об'єкт при автоматизованому рішенні практичних завдань, тому що кожний компонент кортежу займає в ньому певне положення, що дозволяє досить ощадливо робити запис інформації і її пошук.

Метою створення автоматизованої системи є оптимізації процесів ТО виробів АТ, на основі розробки економічно об'рунтованих цілеспрямованих рекомендацій з удосконаленням виробів АТ, що забезпечують впровадження ефективних стратегій і режимів ТО (рис. 1).

При реалізації оптимальних процесів ТО важливого значення набувають також питання керування виробництвом із урахуванням специфіки авіаційних підприємств, парку

об'єктів експлуатації, характеру діяльності роботи авіаційних фахівців, умови та інші аспекти людського чинника, які можуть впливати на очікуваний результат [2]. В процесі виконання робіт з ТО АТ ергатична система має підтримувати – працездатність (R_f), організованість (E_f), технологію (T_f) та ціле визначеність (Q_f) протягом усього часу виконання заданої функції:

$$\Gamma_f(X) = \phi_{\Gamma} [R_f, E_f, T_f, Q_f]. \quad (7)$$

Якість виконання робіт залежить від низки наступних складових [3]:

$$F_f(X) = \phi_F [U, Y, Q], \quad (8)$$

де U – своєчасність початку виконання робіт;

Y – ступінь успішності виконання робіт з ТО в умовах X (готовність до виконання, дотримання технології, безпомилковість, точність);

Q – властивість, яка характеризує якість контролю виконання робіт.

Кількісні значення вихідних характеристик безпомилковості і часу виконання операцій оцінюються на основі результатів експлуатації АТ та протоколів якості. При відсутності експериментальних даних або при освоєнні нових типів АТ необхідно користуватися методом експертних оцінок.

Показником своєчасності являється імовірність виконання задачі протягом часу $\tau \leq t_d$:

$$Q(\tau) = P(\tau \leq t_d) = \int_0^{t_d} f(\tau) d\tau, \quad (9)$$

де t_d – допустимий час на виконання задачі;

$f(\tau)$ – функція розподілу часу рішення задачі спеціалістами.

Імовірність безпомилкового та своєчасного виконання ТО дорівнює:

$$\phi(\beta, \tau) = \pi(\beta)Q(\tau). \quad (10)$$

При недостатності часу на виконання ТО необхідно урахувати операційну напруженість авіаційних спеціалістів.

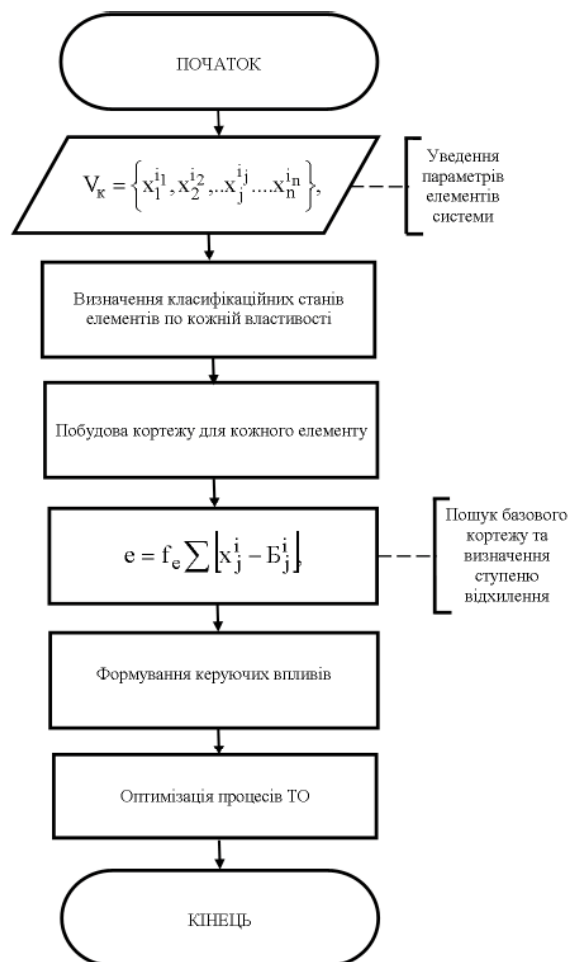


Рис. 1. Алгоритм оптимізації процесів ТО

Для умов діяльності спеціаліста з інформаційним урахуванням операційної напруженості, кількісні значення показників безпомилковості і часу виконання окремих типових структур розраховуються за формулами [4]:

$$\beta_{ін} = \beta_i - \frac{(1 - \beta_i)(H - 1)}{\Pi - 1}, \quad (11)$$

$$M_n(T) = \frac{M(T)}{H}, \quad (12)$$

$$D_n(T) = \frac{D(T)}{H}, \quad (13)$$

де Π – показник напруженості, обирається в залежності від особових якостей спеціаліста, в межах 1,9 ... 2,4:

$$H = \frac{MT'}{\tau_{\text{доп}}}, \quad (14)$$

де H – показник операційної напруженості;

MT' – час, який необхідно для виконання ТО;

$\tau_{\text{доп}}$ – допустимий час на виконання ТО.

Для розрахунку показників якості роботи спеціаліста при виконанні технологічного процесу по ТО АТ розроблено алгоритм (рис. 2). Комплекс методів, засобів та організаційно-технічних заходів дозволить експлуатанту забезпечити:

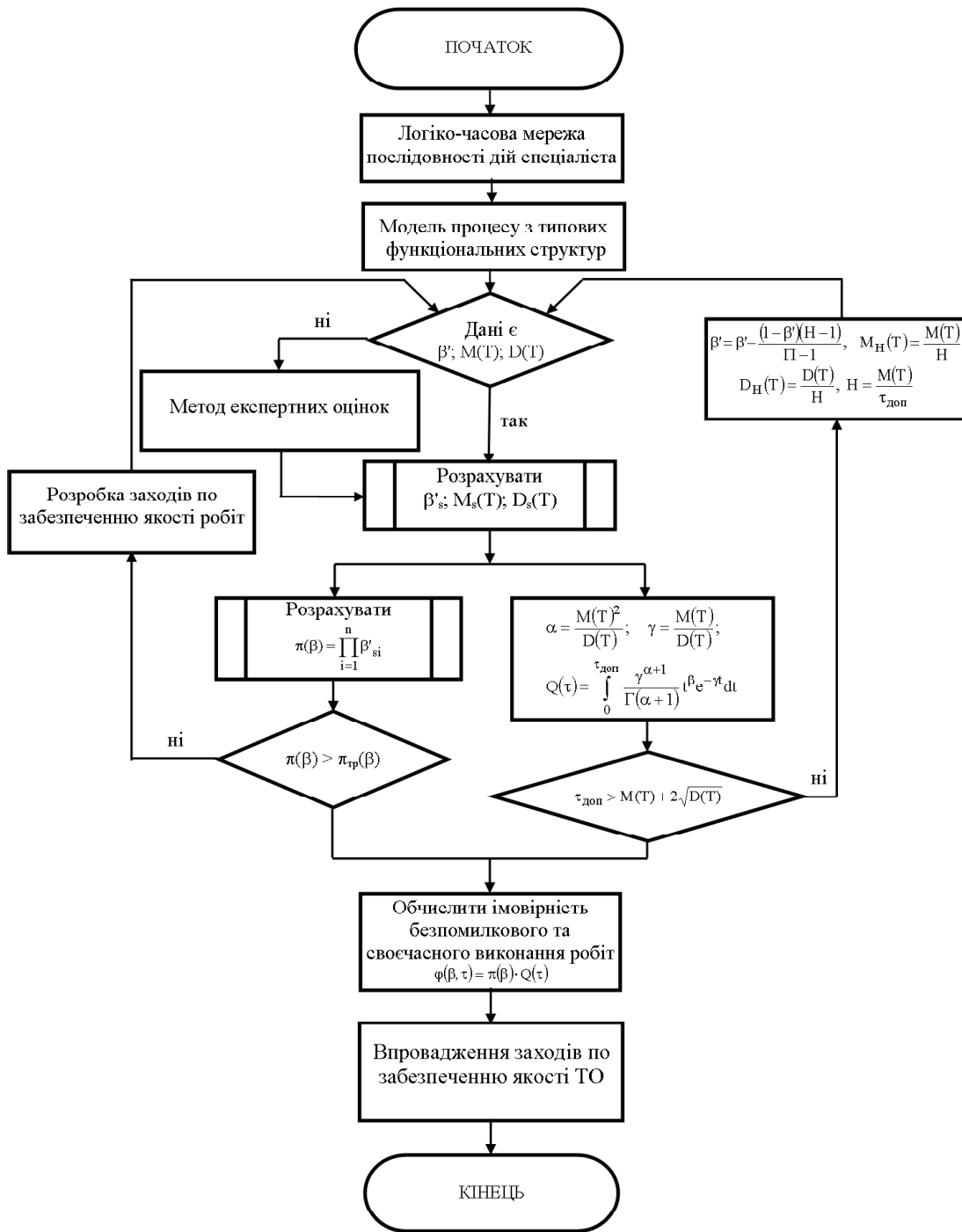


Рис. 2. Алгоритм розрахунку показників якості роботи спеціаліста

- оптимальній контроль та управління якістю діяльності авіаційних спеціалістів;
- контроль функціонального стану ергатичних елементів й підтримку необхідного рівня їх працездатності;
- безпеку праці людини;
- стійку направленість спеціалістів на високоефективну працю та удосконалення методів використання її результатів на основі створення системи морально-психологічного і матеріально-економічного стимулювання;
- формувати вимоги до необхідного рівня професійної підготовки для виконання обов'язків для кожної посади;
- проводити підготовку, сертифікацію та підвищення кваліфікації авіаційних спеціалістів та ін. Із дослідження витікає, що для порівняльного аналізу альтернатив між собою можна застосовувати структуру і функції векторних критеріїв. Щоб визначити ступені порівняння множини базових альтернатив та для встановлення системи переваг між ними і прийняття найкращого, тобто оптимального, рішення пропонується використовувати множину ефективних оптимальних рішень за Парето.

Таким чином, метою розробки є максимальна гармонізація методів та технологій формування конструктивно – експлуатаційних властивостей та програм ТО ПС і авіаційних двигунів, що проводиться за умовою існування ефективних процедур формування еталонних класів ситуацій, що дає можливість будувати ефективні схеми прийняття рішень. Вони засновані на розрахунку для даної конкретної ситуації її ступені належності кожному з еталонних класів, з наступним вибором рішення, що відповідає тому класу або тій еталонній ситуації, до якої дана ситуація належить в найбільшій ступені.

С.А. Дмитриев, А.В. Попов, Д.В. Попов, Г.А. Аристов. Информационные технологии обеспечения конструктивно-эксплуатационных свойств воздушных судов и авиационных двигателей

Целью создания автоматизированных систем является оптимизации процессов технического обслуживания изделий авиационной техники, на основе разработки экономически обоснованных целенаправленных рекомендаций по усовершенствованию изделий авиационной техники, обеспечивающих внедрение эффективных стратегий и режимов технического обслуживания. Поэтому, в данной статье рассмотрены вопросы оптимизации конструктивно-эксплуатационных свойств и программ технического обслуживания изделий авиационной техники при условии влияния многофакторности при неопределенности исходной информации, и управления качеством обслуживания воздушных судов и авиационных двигателей с целью поддержания их летной годности.

Ключевые слова: авиационная техника, надежность, техническое обслуживание, человеческий фактор.

Висновок

Створення автоматизованої системи оптимізації процесів ТО виробів АТ, на основі розробки наведеної методології забезпечують впровадження ефективних стратегій і режимів ТО

Методика оцінки показників якості роботи авіаційних спеціалістів при виконанні технологічного процесу ТО АТ основана здебільш в контролі та управлінні якістю діяльності авіаційних спеціалістів, підтримці їх в працездатному психофізіологічному стані, створенні умов для постійного підвищення якості роботи, включаючи й автоматизовані системи управління виробництвом.

Література

1. Дмитриев С.О. Людський фактор при технічному обслуговуванні авіаційної техніки [Текст]: навч. посібник / С.О. Дмитриев, В.І. Бурлаков, Р.М. Салімов, Ю.П. Пучков, О.В. Попов; Мін-во освіти і науки України, Нац. авіац. ун-т – Київ: Вид-во НАУ, 2011. – 184 с.
2. Роль человеческого фактора при техническом обслуживании и инспекции воздушных судов. Человеческий фактор. Сборник материалов №12 Циркуляр ИКАО 253 – AN/151, 1995 г. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.aviadocs.net/icaodocs/Cir/253>.
3. Губинский А.И. Информационно-управляющие человеко-машинные системы. Исследование, проектирование, испытание [Текст]: справ. / А.И. Губинский. – М.: Машиностроение, 1993. – 528 с.
4. Шибанов Г.П. Количественная оценка деятельности человека в системах «человек-техника» [Текст] / Г.П. Шибанов. – М.: Машиностроение. 1983. – 263 с.

Поступила в редакцию 03.06.2015

S.O. Dmytriev, O.V. Popov, D.V. Popov, G.O. Aristov. Information technology support structural and operational properties aircraft and aeronautical engines

The purpose of the automated systems is the optimization of maintenance of aviation equipment manufacturing, through the development of economically purposeful recommendations to improve aviation engineering products, providing of high-effective strategies and maintenance mode. Therefore, this article describes how to optimize the structural and operational characteristics and maintenance programs of aircraft manufacturing technology, provided the effect of uncertainty in the comprehensiveness of the original information, and the quality of service of aircraft and aircraft engines in order to maintain their airworthiness.

Key words: *aviation engineering, reliability, maintenance, human factors.*

УДК

JOZEF POLACEK, LUBOS VARGOVCIK

Unis a.s, Czech Republic

A MATHEMATICAL MODEL OF A SMALL CLASS TURBOPROP ENGINE

Results and process of a development of a mathematical model of a small turboprop engine are presented in this article. The presented model is based on engine characteristics and other necessary input data which came from the EU project ESPOSA of an engine. This engine is currently under the development and testing by present European manufacturer. The model is derived as generic, dynamic and nonlinear. There is chosen a conception, where final set of governing equations is based on a connection of submodels governing equations of elementary engine parts, i.e. compressor, turbine, nozzle. The lumped parameters method is applied to these submodels where their properties are described with characteristics, which are standard in the aircraft industry. 1st and 2nd derived mathematical models are comprised of a dynamic part which respects the rotating mass dynamics only. Result of this assumption is a system of equations, both differential and nondifferential. Dynamic part of 3th derived model respect also gas temperature and pressure dynamics. Its system of equations is fully differential.

Key words: *mathematical model, small turboprop engine, ESPOSA.*

1. Fundamentals of turboprop engine modeling philosophy

Problems in the development of mathematical models for turboprop engines are of high interest in today's control industry. There are several methods how to build a mathematical model of the arbitrary gas turbine engine in order to its control system synthesis, see [1], [2].

There were some initially failed trials of this activity at our company in history, aiming how to reach a usable result in relatively short time. Finally, an industrial standard of mathematical model design which is based on connection of submodels governing equations of basic engine parts, i.e. compressor, turbine, nozzle was accepted. The lumped parameters method is applied on these submodels where their properties are described by well-known kind of characteristics.

1.1 Model requirements

The main purpose of engine model creation is its application in the process of engine control software design and testing. Therefore, the basic set of requirements which must be met by the mathematical model of an engine is given:

- determinism – the results are dependent only on the engine inputs and have to be same in each case where the inputs are same;
- continuity in time – its desirable discretization is one of next steps;
- two-parts architecture: static model (so called engine deck) and dynamic model;

- interactivity – responds to an impulse from an engine environment;
- must run in real time;

1.2 Model assumptions

Physical nature of any industrial power plant should be correctly described by its distributed parameters. This can be realized via system of partial differential equations. This task is solved by various software based on finite volume methods (Ansys–Fluent, Comsol–Multyphysics or others) in the common industrial level. This approach is excessive and impractical in order to control algorithm design. Anyway, in order to finding of acceptable equilibrium between an accuracy and a complexity, there must be accepted following assumptions and restrictions:

- The engine = distributed physical system. Its parameters are continuously distributed in a space and time ($Y=f(x,y,z,t)$). Accepted assumption is a discretization of chosen control volume for particular components described by lumped parameters, see fig. 1.

- Simplification of physical properties. Thermal properties of air (dry air) and products of combustion of air with hydrocarbon fuels are described only as a function of temperature for the sake of simplicity.

- 1st and 2nd generation of his mathematical model considers only the dynamics of rotating masses. There are neglected temperature and pressure dynamics. These dynamics are considered in a 3th model generation.

- Effect of a heat accumulation inside the metal components of the engine is not considered.

- A very simple model of combustion chamber is applied. It is set as a constant of a pressure drop and combustor effectivity.
- Characteristics of the engine components are described in a form of a pressure drop and adiabatic effectivity as a functions of reduced variables. The well-known theory of similarity is applied.
- Only the adiabatic processes are considered.

1.3 Model composition

Process of the model component architecture is composed of the following steps. The first step is a decomposition of the whole power plant into the main groups and components in next step, see fig. 1. Model of the engine is assembled from components which are ordered along the engine gas path, see fig. 2

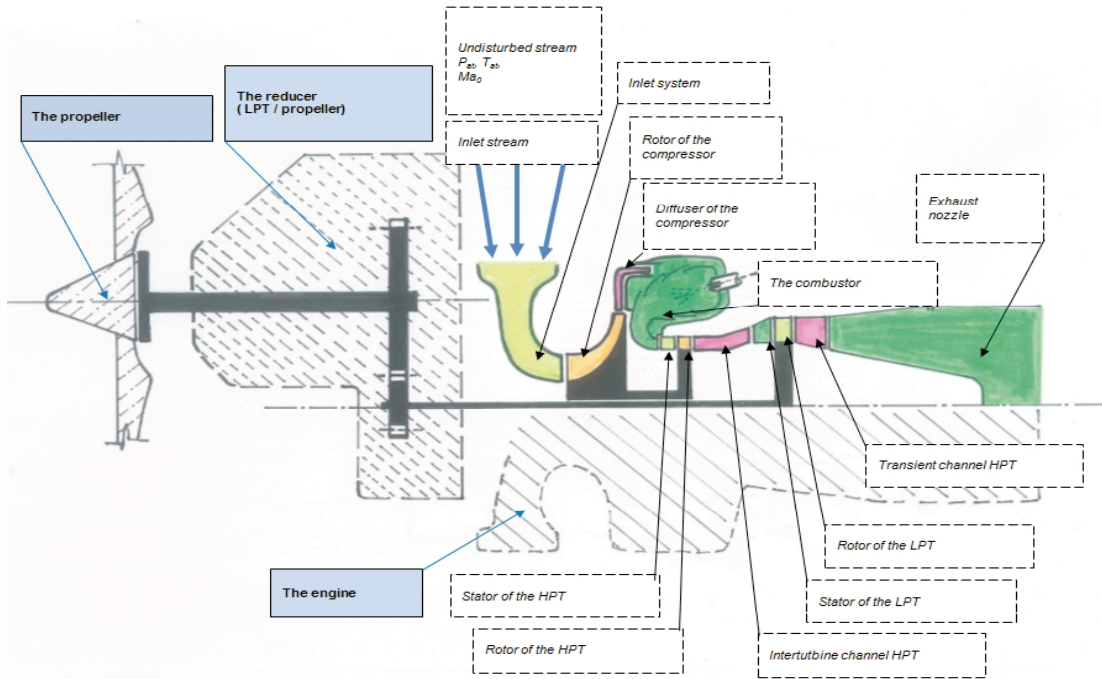


Fig. 1. Scheme of typical engine components modeled as discrete control volumes

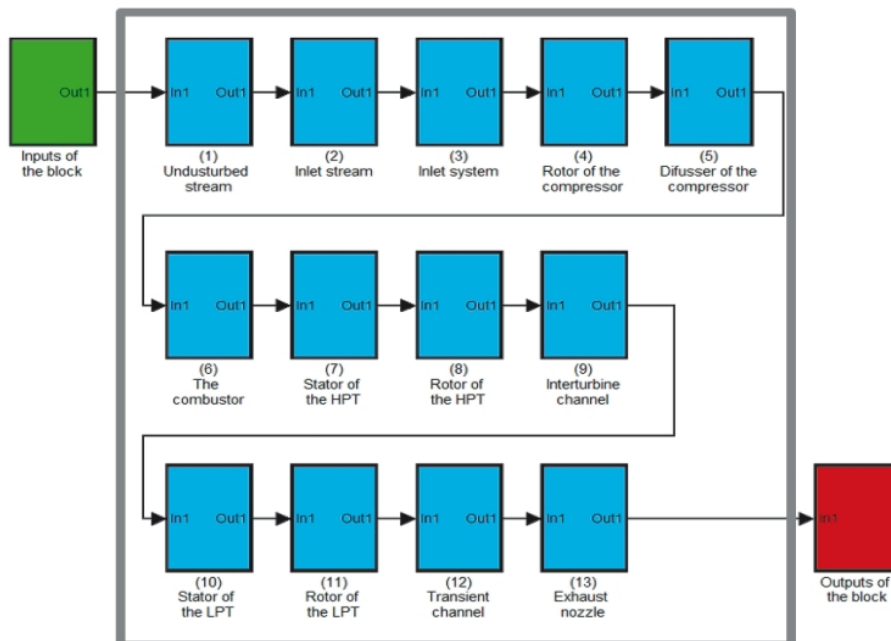


Fig. 2. Scheme of the engine gas path components

These components are joined together in the sense of serial/parallel block connections which are subsequently merged into a static and dynamic model, see fig. 3.

2. Derivation of the engine model

Borders between components in the gas path are numbered according to the aerospace standard SAE ARP755C, see fig. 4.

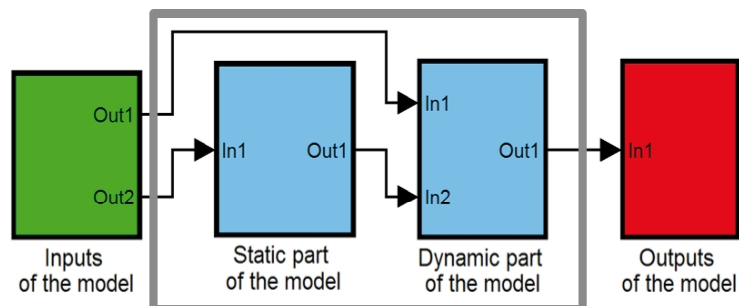


Fig.3. Scheme of the model with static and dynamic parts

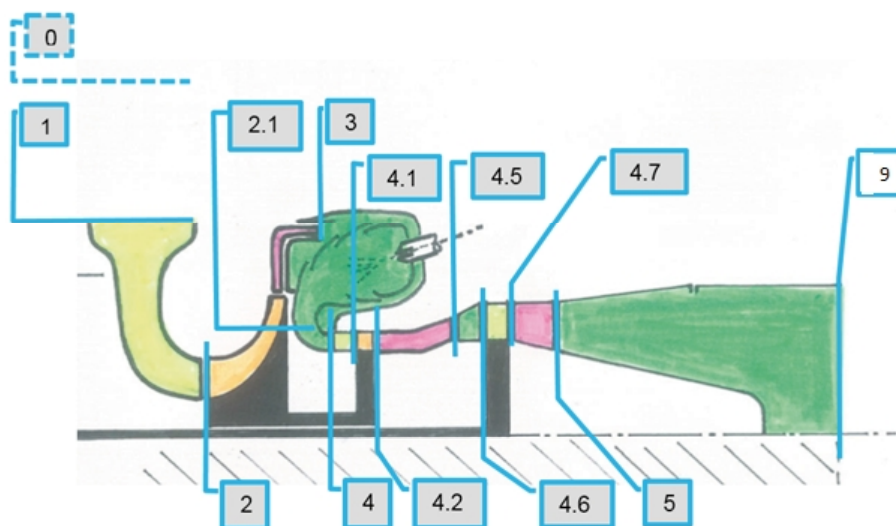


Fig. 4. Station numbering of the engine

2.1 Static model

Governing equations for temperatures, pressures and mass flows were assembled and adjusted in these numbered stations. The common laws of energy and mass conservation and various semi-empirical estimations of dimensionless values of efficiencies, pressures and speed ratios of mass flow parameters were applied.

2.2 Dynamic model

A dynamic model were assembled with the help of the static model. The governing equations were rewritten from equations of the static model, see two examples below.

1. Dynamic equilibrium of gas generator rotating mass, [rpm/s]:

$$\frac{dn_{gg}}{d\tau} = \frac{\Delta P_{gg}}{n_{gg} J_{gg} \left(\frac{\pi}{30}\right)^2}$$

2. Dynamic equilibrium of free turbine rotating mass, [rpm/s]:

$$\frac{dn_{prop}}{d\tau} = \frac{\Delta P_{1pt}}{n_{prop} (J_{1pt} k_{si_{prop}} + J_{prop}) \left(\frac{\pi}{30}\right)^2}$$

2.3 Component characteristics

Chosen block values are incorporated in the engine model. This characteristics deals with maps of pressure ratios and efficiency which are dependent on a speed ratio and mass flows parameters. These characteristics are used in calibrated forms, in the 2nd and 3rd model, see fig. 5.

3. Results of calculation of the engine model

Calculation of important values (pressures, temperatures, ...) are realized only in the numbered stations, see fig. 4.

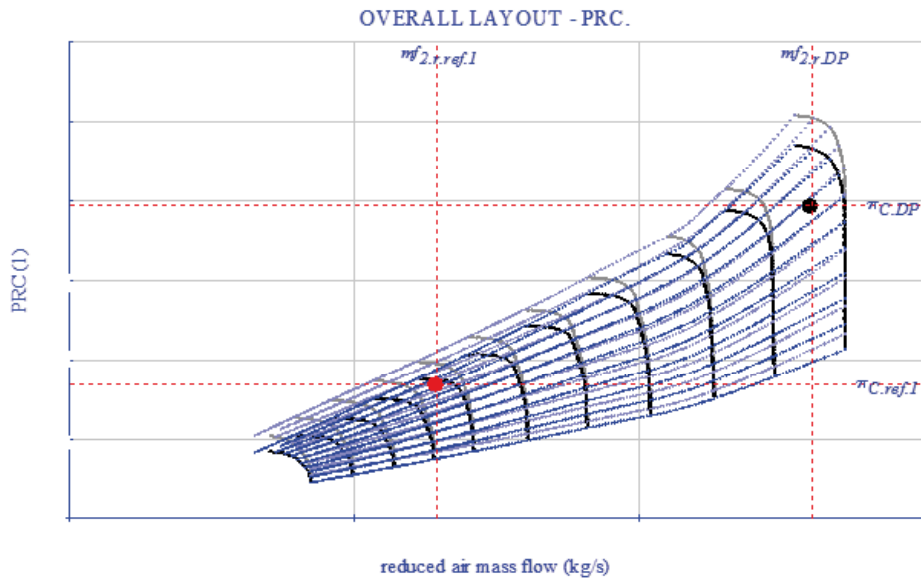


Fig. 5. Example of a calibrated compressor characteristic

3.1 Calculation of the steady state series

Calculations of above-mentioned values in the steady state are processed via the static model, so called engine deck. Examples of pressure and temperature gas path profiles are depicted in fig. 6. These values were calculated by the 1st engine

model. The 2nd engine model is more precise. It enables to calculate similar set of steady state values - examples of static characteristics as a function of steady state fuel flow and Mach number, see fig. 7. Tab.1 shows calculated steady-state series of chosen values in the points of equilibrium.

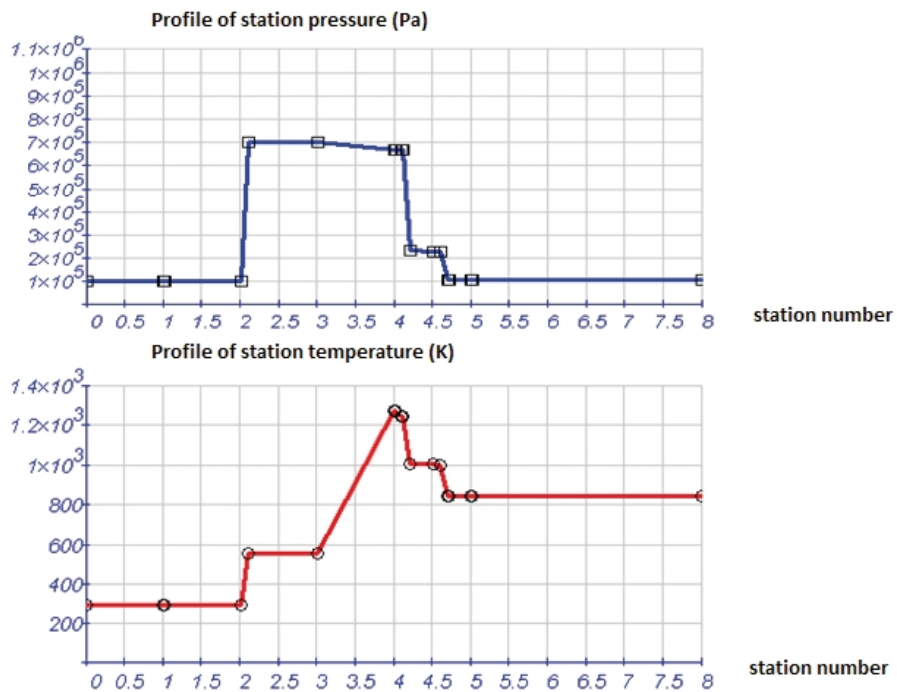


Fig. 6. Engine pressure and temperature profiles

Example of a rig test at referential altitude 4000 m (ISA). The steady-state series of chosen values are calculated as a function of steady-state fuel flow

CASE order (1)	H.e			4000 (m)			delt.Te			O (K)			M0.e			O (1)			P.3			p.42			p.5			fi.PP		
	mf.F (kg/s)	mf.2 (kg/s)	beta.C (1)	n.GG (rpm)	n.LPT (rpm)	n.PP (rpm)	T.3 (K)	T.4 (K)	T.41 (K)	T.42 (K)	T.44 (K)	T.5 (K)	P.3 (Pa)	p.42 (Pa)	p.5 (Pa)	fi.PP (rad)														
1	50	1,070989	0,8747896	35064,64	30829,04	2019,5899	441,45404	972,68538	947,98481	782,42996	775,28734	706,93319	278033,32	104435,89	69549,805	0,1745329														
2	50,4375	1,0776499	0,8748213	35167,479	31029,826	2032,7432	442,44971	974,81891	950,06746	783,66451	776,51291	707,35987	280087,38	104880,07	69562,623	0,1745329														
3	50,875	1,0843967	0,8748293	35270,925	31240,338	2046,5338	443,44976	976,89891	952,09909	784,84248	777,68294	707,66911	282158,49	105319,8	69574,907	0,1745329														
4	51,3125	1,0910916	0,8748595	35373,323	31450,274	2060,2865	444,43802	978,97646	954,12787	786,02927	778,86147	707,97991	284218,95	105758,84	69586,584	0,1745329														
5	51,75	1,0974817	0,8749942	35471,576	31639,868	2072,7067	445,3855	981,14403	956,24095	787,34308	780,1643	708,51758	286217,73	106204,05	69597,546	0,1745329														
6	52,1875	1,1035525	0,875235	35565,616	31807,077	2083,6605	446,29123	983,40605	958,44254	788,78917	781,59658	709,30176	288151,82	106656,17	69607,826	0,1745329														
7	52,625	1,1093987	0,875487	35656,732	31958,369	2093,5715	447,16668	985,72751	960,69965	790,32233	783,11403	710,2548	290040,17	107113,04	69617,496	0,1745329														
8	53,0625	1,115253	0,8759006	35746,375	32101,46	2102,9453	448,02437	988,07021	962,97631	791,89321	784,6683	711,28668	291903,93	107572,11	69626,617	0,1745329														
9	53,5	1,1207841	0,8762746	35835,366	32240,241	2112,0368	448,87066	990,41574	965,25517	793,47768	786,23576	712,35253	293753,56	108032,17	69635,219	0,1745329														
10	53,9375	1,1264043	0,8766628	35924,244	32376,891	2120,9886	449,70929	992,75402	967,52677	795,0623	787,80324	713,42723	295594,96	108492,57	69643,318	0,1745329														
11	54,375	1,1320069	0,8770597	36013,454	32512,917	2129,8996	450,54299	995,07799	969,78447	796,63752	789,36139	714,49309	297432,42	108952,92	69650,924	0,1745329														
12	54,8125	1,1376062	0,8774626	36103,375	32649,295	2138,8336	451,37372	997,38307	972,02399	798,19695	790,90397	715,53846	299268,87	109413,01	69658,043	0,1745329														
13	55,25	1,1432044	0,8778725	36194,252	32785,989	2147,7884	452,20212	999,6691	974,24519	799,73983	792,4302	716,56291	301104,8	109872,96	69664,68	0,1745329														
14	55,6875	1,1495797	0,8780559	36296,412	32819,75	2150	453,11407	1001,659	976,18678	800,91243	793,59357	716,852	303098,1	110314,5	69671,019	0,1767501														
15	56,125	1,1561732	0,8781816	36401,782	32819,75	2150	454,0461	1003,5535	978,03807	801,97227	794,64636	716,92616	305135,51	110751,39	69676,892	0,1796699														
16	56,5625	1,1627308	0,8783181	36505,755	32819,75	2150	454,9684	1005,4423	979,88345	803,03574	795,7026	717,02028	307165,23	111189,42	69682,237	0,1825615														
17	57	1,1692559	0,8784564	36607,223	32819,75	2150	455,8798	1007,3228	981,72044	804,10159	796,76107	717,13007	309187,73	111627,98	69687,055	0,185424														
18	57,4375	1,175746	0,8785909	36705,247	32819,75	2150	456,77878	1009,1949	983,54881	805,17114	797,82307	717,25446	311202,3	112066,4	69691,847	0,1882547														
19	57,875	1,1821895	0,8787211	36799,072	32819,75	2150	457,66326	1011,062	985,37177	806,24982	798,89391	717,39876	313206,4	112504,29	69695,111	0,1910458														
20	58,3125	1,1885778	0,8788524	36888,634	32819,75	2150	458,53229	1012,927	987,19206	807,34133	799,97724	717,56701	315198,22	112941,59	69698,35	0,1937924														
21	58,75	1,1949113	0,8789897	36974,799	32819,75	2150	459,38676	1014,7904	989,01023	808,44522	801,0726	717,75903	317177,91	113378,62	69701,069	0,1964966														
22	59,1875	1,2011901	0,8791759	37058,318	32819,75	2150	460,2275	1016,6275	990,82693	809,56123	802,17971	717,97478	319145,57	113815,74	69703,274	0,1991609														
23	59,625	1,2074129	0,8793917	37139,753	32819,75	2150	461,05511	1018,5157	992,64315	810,68971	803,29892	718,21492	321100,98	114253,26	69704,97	0,2017875														
24	60,0625	1,2135773	0,8796563	37219,545	32819,75	2150	461,86999	1020,3797	994,46018	811,83151	804,43106	718,48062	323043,72	114691,47	69706,162	0,204378														
25	60,5	1,2196802	0,8799782	37298,048	32819,75	2150	462,67245	1022,2468	996,27957	812,98789	805,5738	718,77352	324973,17	115130,66	69706,855	0,2069333														
26	60,9375	1,2257175	0,8800365	37375,558	32819,75	2150	463,46269	1024,1188	998,10304	814,16039	806,73936	719,09561	326888,58	115571,12	69707,055	0,2094539														
27	61,375	1,2316879	0,8801843	37452,289	32819,75	2150	464,24142	1025,9967	999,93173	815,34948	807,91749	719,44737	328893,71	116012,79	69706,769	0,2119406														
28	61,8125	1,2375863	0,8812973	37528,182	32819,75	2150	465,0098	1027,8836	1001,7686	816,55719	809,11377	719,8304	330675,71	116454,96	69706,004	0,2143947														
29	62,25	1,2434093	0,881783	37603,175	32819,75	2150	465,76902	1029,782	1003,616	817,78488	810,32955	720,24547	332545,99	116896,86	69704,767	0,2168177														
30	62,6875	1,2491567	0,882243	37677,271	32819,75	2150	466,52033	1031,6928	1005,475	819,03249	811,56481	720,69184	334400,63	117337,88	69703,067	0,2192116														
31	63,125	1,2548306	0,8826517	37750,514	32819,75	2150	467,26501	1033,6162	1007,3457	820,29896	812,8185	721,16766	336240,18	117777,45	69700,91	0,221579														
32	63,5625	1,2604352	0,8829854	37822,985	32819,75	2150	468,00435	1035,5515	1009,2275	821,58244	814,08885	721,67022	338065,51	118215,06	69698,304	0,2239229														
33	64	1,2659756	0,8832219	37894,783	32819,75	2150	468,73964	1037,497	1011,1194	822,88063	815,3736	722,1963	339877,77	118650,26	69695,254	0,2262466														
34	64,4375	1,2714578	0,8833937	37966,021	32819,75	2150	469,47213	1039,4527	1013,022	824,19094	816,67022	722,74234	341678,24	119082,61	69691,766	0,2285535														
35	64,875	1,2768886	0,8833296	38036,813	32819,75	2150	470,20261	1041,415	1014,9273	825,51048	817,97588	723,3047	343468,27	119511,96	69687,842	0,2308469														
36	65,3125	1,2822732	0,883213	38107,234	32819,75	2150	470,93048	1043,3817	1016,8386	826,83714	819,2885	723,88121	345248,79	119938,92	69683,485	0,2331283														
37	65,75	1,2876146	0,8830153	38177,232	32819,75	2150	471,65485	1045,3508	1018,7522	828,16965	820,60682	724,47078	347020,27	120364,18	69678,697	0,2353983														
38	66,1875	1,2929148	0,8827613	38247,095	32819,75	2150	472,37483	1047,3209	1020,6664	829,5073	821,93012	725,0729	348782,96	120788,41	69673,482	0,2376576														
39	66,625	1,2981744	0,8824753	38316,548	32819,75	2150	473,0895	1049,2908	1022,5802	830,84987	823,25818	725,68764	350536,88	121212,23	69667,841	0,2399059														
40	67,0625	1,3033928	0,8821818	38385,657	32819,75	2150	473,79792	1051,2601	1024,4932	832,19768	824,5913	726,31565	352281,78	121636,23	69661,779	0,2421412														
41	67,5	1,3085682	0,881905	38454,379	32819,75	2150	474,49909	1053,2287	1026,4052	833,5516	825,9303	726,95821	354017,17	122061	69655,298	0,2443589														
42	67,9375	1,3136973	0,8816094	38522,65	32819,75	2150	475,19197	1055,1971	1028,3167	834,91301	827,2655	727,61716	355742,28	122487,12	69648,404	0,2465544														
43	68,375	1,3187749	0,8814965	38590,381	32819,75	2150	475,87554	1057,1668	1030,2289	836,2842	828,63227	728,29568	357455,95	122915,07	69641,105	0,2487227														

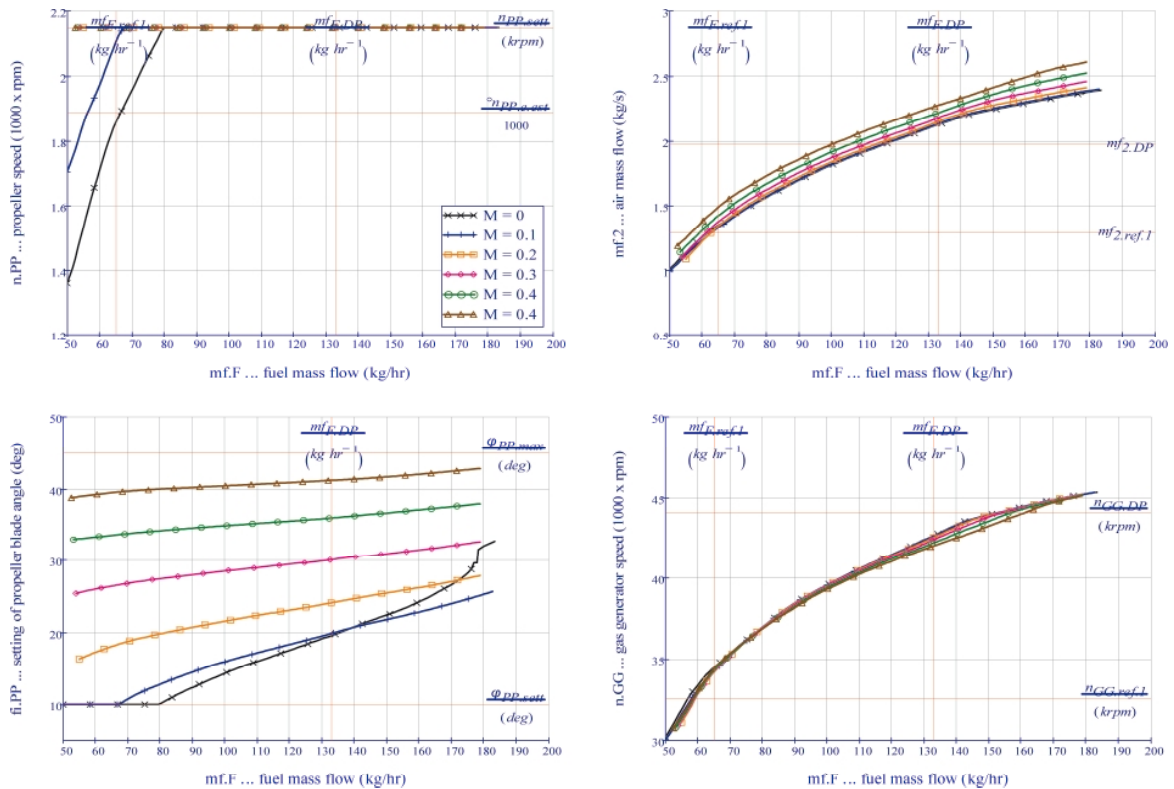


Fig. 7. Values of engine gas generator speed (nGG), compressor air mass flow (mf2), propeller speed (nPP) and propeller blade angle (fiPP) as the function of steady-state fuel flow and Mach number

3.2 Calculation of the transient state series

Transient states of important values were calculated for many cases of input values combinations. These calculations were processed using MathCAD software as well as MATLAB/Simulink, see fig. 8.

The MathCAD calculations are more convenient for the algorithm debugging. The MATLAB/Simulink model is advantageous for large and real-time data processing.

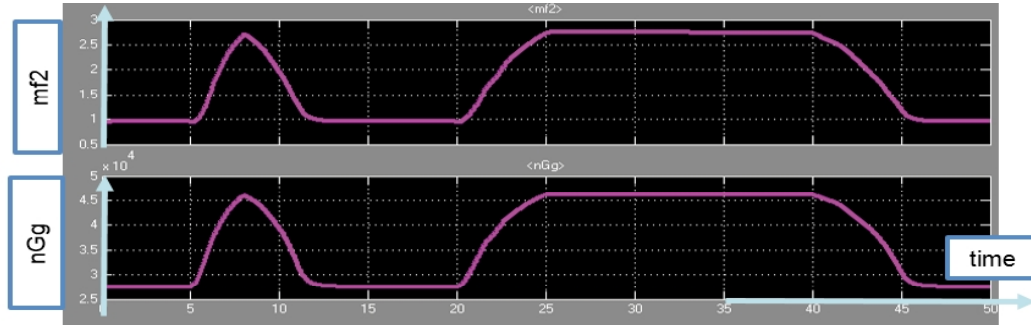


Fig. 8. Example of time series of compressor air mass flow (mf2) and gas generator speed (nGg) as a reaction to fuel mass

There was made an attempt to model development in a GSP software (Gas turbine Simulation Program) in order to get some kind of spectacular verification. An approximate example of this cal-

culatation is placed in fig. 9. This attempt for verification failed due to unclarity of input and other parameters setting.

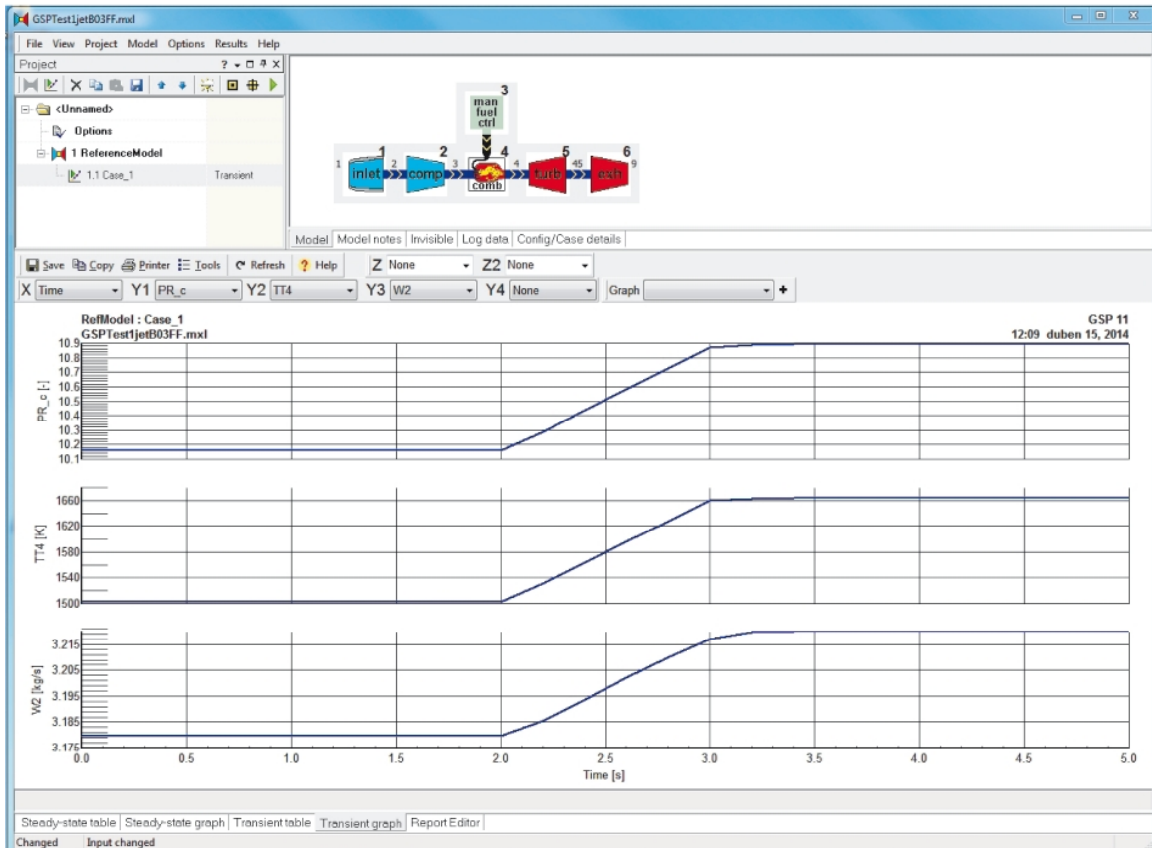


Fig. 9. Jet engine example of a GSP results sheet. There is calculated time series of compressor pressure ratio (PRC), temperature after combustor (T4) and compressor mass flow (W2)

4. Possibilities for the next development

Development of the 3rd revision of the engine model successfully started in the first quarter of 2015. This approach was chosen in response to the problems with an implementation of previous two models into the dSPACE hardware-in-the-loop simulation platform. The 3rd generation of model is based on fully differential set of governing equations which is the main difference in comparison with the previous model generations. Previous models were constituted of mixed set of both differential and nondifferential governing equations. This mixed system contained algebraic loops as a source of problems. The major expectations for the 3rd model generation are connected with a significant shortening of calculation time in order to fulfilling of real-time requirements. Unfortunately, the lower accuracy in calculated results is expected as a

penalty of additional simplifications. This drawback has been accepted in order to fast processing of the 3rd engine model algorithm.

Development of the 3rd engine model algorithm is being finalized nowadays in MathCAD software. In order to a future progress, there is a need to start the transition and testing of the model in MATLAB/Simulink.

Literature

1. G. G. Kulikov – H. A. Thompson : Dynamic modelling of gas turbines - Identification, simulation, condition monitoring and optimal control. Springer Verlag London Limited, 2005.

2. L. C. Jaw – J. D. Mattingly : Aircraft engine controls, Design, system analysis, and Health Monitoring. American institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 2009.

Поступила в редакцию 16.06.2015

Jozef Polacek, Lubos Vargovcik. Математическая модель турбовинтового малоразмерного двигателя

В данной статье представлены результаты и описывается процесс разработки математической модели турбовинтового малоразмерного двигателя. Представленная модель основана на характеристиках двигателя и других необходимых входных данных, полученных по проекту Европейского Союза ESPOSA. Данный двигатель в настоящее время находится на стадии разработки и испытаний европейским изготовителем. Полученная модель является типовой, динамической и нелинейной. Используется концепция, согласно которой окончательный набор определяющих уравнений основан на связи определяющих уравнений субмоделей элементарных узлов двигателя, например, компрессора, турбины, соплового аппарата. Для этих субмоделей используется метод сосредоточенных параметров, где их свойства описываются характеристиками, которые являются стандартными в авиации. Первая и вторая производные математические модели состоят из динамической части, которая распространяется только на динамику вращающихся масс. Результатом этого ограничения является система как дифференциальных, так и недифференциальных уравнений. Динамическая часть третьей производной модели также распространяется на динамику температуры и давления. Ее система уравнений является полностью дифференциальной.

Ключевые слова: математическая модель, малые турбовинтовые двигатели, ESPOSA

Jozef Polacek, Lubos Vargovcik. Математична модель турбогвинтового малорозмірного двигуна

У даній статті представлено результати і описується процес розробки математичної моделі турбогвинтового малорозмірного двигуна. Представлена модель заснована на характеристиках двигуна і інших необхідних входних даних, отриманих за проектом Європейського Союзу ESPOSA. Даний двигун у цей час перебуває в стадії розробки і випробувань європейським виготовлювачем. Отримана модель є типовою, динамічною і нелінійною. Використовується концепція, відповідно до якої остаточний набір визначальних рівнянь засновано на зв'язку визначальних рівнянь субмоделей елементарних вузлів двигуна, наприклад, компресора, турбіни, соплового апарата. Для цих субмоделей використовується метод зосереджених параметрів, де їх властивості описуються характеристиками, які є стандартними в авіації. Перша і друга похідної математичної моделі складаються з динамічної частини, що поширюється тільки на динаміку обертових мас. Результатом цього обмеження є система як диференціальних, так і недиференціальних рівнянь. Динамічна частина третьої похідної моделі також поширюється на динаміку температури і тиску. Її система рівнянь є повністю диференціальною.

Ключові слова: математична модель, малорозмірний турбогвинтовий двигун, ESPOSA.

УДК 621.438 – 253:531.3.001.57

Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ, С.В. ЕПИФАНОВ, Е.В. МАРЦЕНЮК, В.В. БОЙКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАДИАЛЬНОГО РАЗМЕРА ДИСКА ТУРБИНЫ, ОБУСЛОВЛЕННОЙ ДЕЙСТВИЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Важным параметром, влияющим на КПД турбины, является радиальный зазор между ротором и статором. Развитие систем активного управления зазором обуславливает необходимость разработки и использования математических моделей, представляющих динамику изменения зазора в различных условиях работы двигателя. Значение радиального зазора определяется радиальными размерами деталей, участвующих в его формировании: диска, лопатки и корпуса. В данной работе рассмотрено моделирование радиального размера диска. Для этого необходимо учитывать не только нагрев, но и действие силовых факторов нагружения. Использование упрощенных моделей соответствующих деформаций не дает приемлемой точности, так как упрощенная модель не учитывает изменение механических свойств (в частности, модуля упругости материала) от температуры. Предложена методика расчета радиального удлинения диска от действия силовых факторов с динамической коррекцией значения модуля упругости по температуре. Сравнительные результаты моделирования удлинения с использованием МКЭ и упрощенной модели с коррекцией модуля упругости показали, что предложенная модель обеспечивает необходимую точность.

Ключевые слова: газовая турбина, диск, динамическая математическая модель, радиальное удлинение, механическое нагружение, температура, переходные характеристики, граничные условия.

Введение

Развитие газотурбинных двигателей (ГТД) связано с постоянным интенсивным поиском резервов дальнейшего повышения эффективности рабочего процесса с целью улучшения их экономичности. Одним из таких резервов является сокращение потерь, связанных с перетеканием рабочего тела в различных зазорах между вращающимися и неподвижными деталями двигателя.

Опыт эксплуатации, а также многочисленные экспериментальные исследования убедительно показывают, что размеры радиальных зазоров (РЗ) между статором и ротором существенно влияют на КПД турбины и, следовательно, на удельный расход топлива ГТД. Установлено [1], что увеличение радиального зазора по торцам рабочих лопаток турбины на 1% вызывает уменьшение ее КПД, соответствующее возрастанию удельного расхода топлива $C_{уд}$ на 1,52%. Еще большее влияние РЗ наблюдается в компрессоре — при его увеличении на 1% происходит возрастание $C_{уд}$ на 1,53%.

К основным факторам, определяющим величину РЗ, относятся силовые воздействия на статор и ротор двигателя, а также термиче-

ское расширение их элементов на переходных режимах. Данный процесс будем называть прогревом двигателя.

Создание и эксплуатация сложных технических систем на современном уровне предполагает обязательное применение их математических моделей, отражающих информацию о системе [2].

Современный ГТД представляет собой сложную нелинейную динамическую систему с взаимным влиянием газодинамических и теплофизических процессов, протекающих в его узлах. Процессы в двигателе являются нестационарными по времени и условиям эксплуатации, а для отдельных конструктивных схем имеют переменную структуру. Функционирование двигателя происходит при постоянном действии внутренних и внешних возмущений, а для маневренных самолетов — практически на переходных режимах.

При создании и эксплуатации ГТД разрабатывается и используется значительное количество математических моделей, описывающих свойства как двигателя в целом, так и его отдельных узлов. Это модели напряженно-деформированного, теплового состояния лопаток, дисков, роторов и других элементов компрессора и турбины, камеры сгорания, сопла, термогазодинамические модели, описывающие

рабочий процесс в элементах двигателя, т.е. связи между давлением, температурой, расходом воздуха и газа в различных сечениях проточной части двигателя и другие модели.

В зависимости от решаемых задач управления и динамики ГТД применяются различные математические модели, оптимальные по степени адекватности описания процессов в двигателе, простоте и наглядности. В них учитываются различные факторы, влияющие на характеристики ГТД как объекта управления и его динамику; они различаются математической записью уравнений и методами их численного решения.

В данной работе рассмотрена задача формирования динамической математической модели рабочего процесса двигателя, учитывающей изменение степени прогрева конструктивных элементов.

Проблема моделирования динамики двигателя рассматривается в многочисленных статьях и монографиях [1 - 7]. Для моделирования процесса прогрева двигателя поузловую динамическую модель необходимо дополнить моделью влияния его прогрева на изменение параметров рабочего процесса. Прогрев, происходящий вследствие теплообмена между горячим газом и элементами конструкции, сопровождается изменением радиальных зазоров в лопаточных машинах, приводящим к изменению их характеристик.

Для определения зазоров необходимо разработать быстросчетную модель деформированного состояния ротора и статора двигателя, учитывающую начальную температуру деталей и динамику прогрева. Такая модель может быть выполнена на основе методических подходов, предложенных в работе [8]. Модель зазора реализована как разность радиальных перемещений ротора и статора. Перемещения ротора и статора турбины определяются из расчетов соответствующих деталей и их сборок при помощи пакета ANSYS.

1. Математическая модель перемещений

Рассмотрим узел конструкции двигателя, состоящий из неравномерно нагретых деталей, нагруженных поверхностными силами $P(x, y, z)$ и массовыми силами $F(x, y, z)$. Созданные этими факторами перемещения $\mathbf{u}(x, y, z)$, деформации $\varepsilon(x, y, z)$ и напряжения $\sigma(x, y, z)$ в точке (x, y, z) должны удовлетворять уравнениям теории упругости [9]

$$\varepsilon = R \mathbf{u}; \quad (1)$$

$$\sigma = D(\varepsilon - \alpha t); \quad (2)$$

$$R^T \sigma + F = 0 \quad (3)$$

с соблюдением граничных условий

$$P - C\sigma = 0, \quad (4)$$

где $\varepsilon = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx}]^T$ - вектор-столбец

деформаций; $\sigma = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{zx}]^T$ -

вектор-столбец напряжений; $\mathbf{u} = [u_x \ u_y \ u_z]^T$ - вектор перемещений;

$$R = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 & \partial/\partial y & 0 & \partial/\partial z \\ 0 & \partial/\partial y & 0 & \partial/\partial x & \partial/\partial z & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial y & \partial/\partial x \end{bmatrix}$$

матричный дифференциальный оператор;

$$D = \frac{E}{1-\mu-2\mu^2} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\mu \end{bmatrix} \text{ - матрица}$$

модулей упругости для изотропной среды;

E - модуль упругости, μ - коэффициент Пу-

ассона; $\alpha = [\alpha_x \ \alpha_y \ \alpha_z \ \alpha_{xy} \ \alpha_{yz} \ \alpha_{zx}]^T$ - вектор

коэффициентов температурного расширения;

C - матрица направляющих косинусов

$$C = \begin{bmatrix} n_x & 0 & 0 & n_y & 0 & n_z \\ 0 & n_y & 0 & n_x & n_z & 0 \\ 0 & 0 & n_z & 0 & n_y & n_x \end{bmatrix}.$$

В соответствии с подходом, принятым в МКЭ, разобьем рассматриваемый узел конструкции на n трехмерных четырехточечных симплекс-элементов (тетраэдров). Применим наиболее разработанный и распространенный вариант МКЭ - метод перемещений [9], который представляет зависимость перемещения $\mathbf{u}^{(e)}$ в пределах элемента от координат в виде линейной аппроксимирующей функции

$$\mathbf{u}(x, y, z) = N_1(x, y, z)\mathbf{u}_1 + N_4(x, y, z)\mathbf{u}_4 = \mathbf{N}^{(e)}\mathbf{u}^{(e)},$$

где $N_i(x, y, z)$ - (3×3) -базисная функция аппроксимации перемещений;

$\mathbf{N}^{(e)} = \mathbf{N}^{(e)}(x, y, z) = [N_1(x, y, z) \dots N_4(x, y, z)]$ - (3×12) -матрица базисных функций (формы элемента); \mathbf{u}_i - (3×1) -вектор перемещений

i -го узла; $\mathbf{u}^{(e)} = [u_1 \dots u_4]^T$ - (12×1) -вектор перемещений элемента.

В результате получаем уравнения для каждого элемента, которые образуют систему уравнений. Так как элементы имеют общие узлы, порядок системы может быть понижен

суммированием блоков матриц жесткости и узловых нагрузок, связанных с общими узлами. С помощью такого процесса, называемого ассемблированием, множество систем уравнений для отдельных элементов может быть объединено в одну глобальную систему уравнений для всей конечно-элементной модели [9]:

$$[K]\{U\} = \{F\} + \{P\} + [L]\{t\}, \quad (5)$$

где $[K]$ – $(3n \times n)$ – глобальная матрица жесткости конечно-элементной модели; $[L]$ – $(n \times n)$ – глобальная матрица термоупругой жесткости;

$\{U\} = \{u_1^T \dots u_n^T\}$ – $(3n \times 1)$ – глобальный вектор

узловых перемещений; $\{t\}^T = \{t_1^T \dots t_n^T\}$ – $(3n \times 1)$ – глобальный вектор узловых температур;

$\{F\}^T = \{F_1^T \dots F_n^T\}$ – $(3n \times 1)$ – вектор приведенных

к узлам массовых сил; $\{P\}^T = \{P_1^T \dots P_n^T\}$ – $(3n \times 1)$ – вектор приведенных к узлам поверхностных сил.

Решение системы уравнений (5) относительно перемещений имеет вид

$$\{U\} = ([K]^T [K])^{-1} (\{F\} + \{P\} + [L]\{t\}) \quad (6)$$

Для определения радиального зазора из глобального вектора перемещений для диска и рабочей лопатки необходимо выбрать перемещения точек, находящихся на периферии этих элементов, а для статора – точек на внутренней поверхности, образующей проточную часть двигателя. Эти точки будем называть контрольными (КТ). Тогда для элемента конструкции, содержащего КТ, можно ввести матрицу связей $w^{(e_{кт})}$, состоящую из нулей и единиц, преобразующую глобальный вектор перемещений в вектор перемещений этого элемента:

$$u^{(e_{кт})} = w^{(e_{кт})} \{U\}.$$

Выражение (6) демонстрирует аддитивность перемещений, создаваемых различными факторами нагружения. Выделим следующие перемещения:

– от действия массовых сил:

$$u_F^{(e_{кт})} = w^{(e_{кт})} ([K]^T [K])^{-1} \{F\}; \quad (7)$$

– от действия поверхностных (газодинамических) сил:

$$u_P^{(e_{кт})} = w^{(e_{кт})} ([K]^T [K])^{-1} \{P\}; \quad (8)$$

– температурные перемещения:

$$u_t^{(e_{кт})} = w^{(e_{кт})} ([K]^T [K])^{-1} [L]\{t\}. \quad (9)$$

Так как в дальнейшем будем вести анализ

перемещений только для контрольных точек, индекс $(e_{кт})$ можно опустить.

В работе [10] выполнен обзор существующих методов моделирования температурных перемещений и предложен способ моделирования их динамики. При моделировании зазоров основное внимание уделялось моделированию температурных деформаций, а деформации от действия силовых факторов не рассмотрены. Однако, если при помощи твердотельных моделей проанализировать общее удлинение роторных деталей турбины на максимальном режиме работы, можно сделать вывод, что вклад температурных деформаций составляет порядка 70%, а силовых факторов – 30%. Таким образом, силовые факторы вносят значительный вклад, и пренебречь их влиянием нельзя.

2. Моделирование перемещений от механических факторов

Авторы работ [11, 12] предлагают определять перемещения от действия силовых факторов следующим образом:

– от действия массовых сил:

$$u_F = \frac{n^2}{n_0^2} u_{F0}; \quad (10)$$

– от действия поверхностных (газодинамических) сил:

$$u_P = \frac{P_{квд}}{P_{квд0}} u_{P0}, \quad (11)$$

где u_{F0} , u_{P0} – перемещения от действия силовых факторов, полученные на базовом режиме работы двигателя. Базовым будем считать режим работы двигателя, относительно которого определяются граничные условия теплового и силового нагружения КЭ на других режимах. Пример схемы нагружения диска приведен на рис. 1.

Из выражения (6) следует, что все перемещения, вызванные действием механического нагружения, зависят от упругих свойств материалов, которые, в свою очередь, зависят от температуры. Так как изменение температуры в диапазоне рабочих режимов значительно, ее влияние на перемещения может быть весьма существенным и, следовательно, должно учитываться при разработке моделей радиальных размеров КЭ.

Для учета этого влияния введем понятие эквивалентной температуры t_e , которая обеспечивает выполнение следующего условия:

$$\int_F \varphi(x, y) \cdot E(x, y, t_e) dF = \int_F \varphi(x, y) \cdot E(x, y, t(x, y)) dF,$$

где $\varphi(x, y)$ – функция координат (различная для

разных компонент тензора и факторов нагружения); $E(x, y, t(x, y))$ – модуль упругости элемента детали с координатами (x, y) при температуре этого элемента $t(x, y)$; dF – элемент площади меридионального сечения.

Таким образом, t_e – это температура равномерно нагретого КЭ, при которой перемещение от действия силовых факторов равно перемещению при текущем распределении температурного поля КЭ и действию силовых факторов, соответствующем базовому режиму.

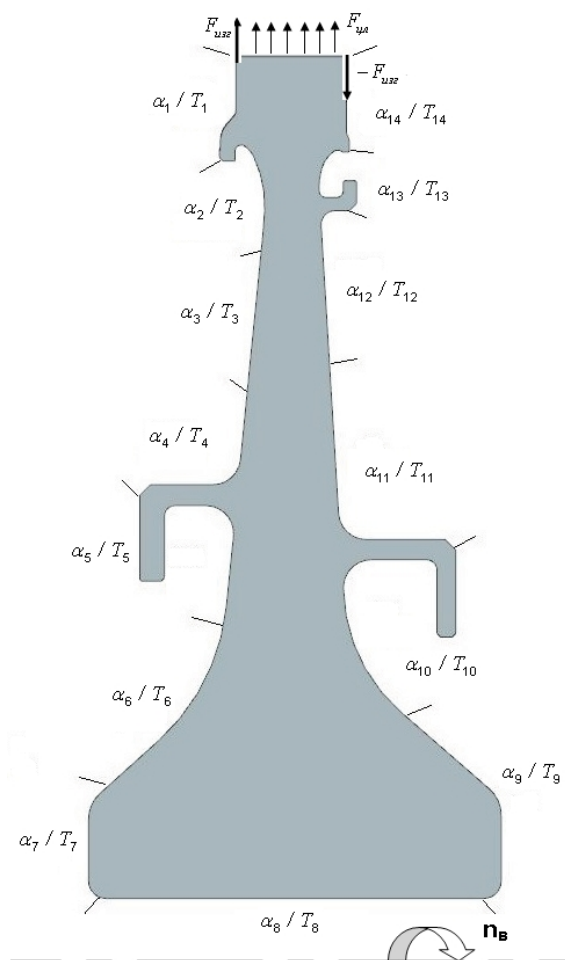


Рис. 1. Параметры теплового и силового нагружения диска (коэффициент теплоотдачи / температура среды)

Тогда можно записать следующую формулу подобия перемещений с учетом температурной зависимости модуля упругости:

$$\frac{u_F}{u_F^\circ(t_e)} = \frac{E(t) \cdot P}{E(t_e) \cdot P_0}, \quad (12)$$

где u_F – перемещение КЭ в контрольной точке только от действия механических факторов при текущем поле теплового и

механического нагружения, $u_F^\circ(t_e)$ – перемещение КЭ в контрольной точке только от действия механических факторов при равномерном нагреве до температуры t_e и механическом нагружении базового режима; $E(t)$, $E(t_e)$ – значения модуля упругости для текущей температуры в контрольной точке t и для эквивалентной температуры t_e ; P , P_0 – значения параметра механического нагружения на текущем и на базовом режимах. Согласно формуле (10), массовые силы пропорциональны n^2 , тогда формула для определения перемещений при текущем поле температур примет следующий вид:

$$u_F = \frac{E(t)}{E(t_e)} \cdot \frac{n^2}{n_0^2} \cdot u_F^\circ(t_e). \quad (13)$$

Из полученной формулы следует, что для определения перемещения необходимо знать в каждый момент времени значения t и t_e . Данные температуры зависят от распределения температуры среды T_i^* по поверхности КЭ (значения которой входят в вектор теплового нагружения) и определяются в процессе проектирования двигателя путем проведения специальных газодинамических расчетов [13, 14]. Их результаты подтверждаются или корректируются по результатам измерений температуры на участках, доступных контролю в процессе испытаний двигателя. Обычно такое распределение определяется для одного режима (базового). Пример распределения параметров теплового нагружения представлен на рис. 1.

2.1. Модель температуры среды

На произвольных режимах работы двигателя распределение T_i^* не известно, но оно может быть определено по контролируемым параметрам двигателя на основе аналогии (подобия) распределения температуры торможения на произвольном и базовом режимах [15].

При выполнении обычных условий – постоянстве геометрических размеров, сохранении относительных отборов воздуха на самолетные нужды и охлаждение турбины, отсутствии влияния числа Рейнольдса на течение газовых потоков и др. – работа газотурбинного двигателя сопровождается незначительным изменением степени понижения давления турбины низкого давления и еще меньшим – турбины высокого давления [16-18]. Изменение приведенных температур типа T_i^*/T_j^* , на этих режимах обычно не превышает 3 % (на рис. 2

представлены результаты расчета приведенной температуры, полученные с использованием нелинейной математической модели двухвального ТРДД). Влияние на эти приведенные температуры условий на входе в двигатель – на порядок меньше. Это позволяет использовать распределение приведенной температуры среды на базовом режиме в качестве основы математической модели распределения температуры на других режимах.

Для диска турбины модель приведения температуры среды имеет вид

$$\bar{\Theta}_i \equiv \frac{T_i^* - T_{s1}^*}{T_{s2}^* - T_{s1}^*} \approx idem, \quad (14)$$

где $s1$ и $s2$ – сечения проточной части двигателя, в которых известны значения температуры.

В предположении о постоянстве приведенных температур связь локальной температуры среды с ее значением на базовом режиме имеет вид

$$T_i^* = k_t \cdot (T_{i\delta}^* - T_{s1\delta}^*) + T_{s1}^*, \quad (15)$$

где индексом «б» отмечены значения величин на базовом режиме, k_t – коэффициент подобия режима по температуре среды, который выражается через контролируемые параметры двигателя:

$$k_t = \frac{T_{s2}^* - T_{s1}^*}{T_{s2\delta}^* - T_{s1\delta}^*}. \quad (16)$$

Таким образом, температура среды на i -й поверхности $T_i^* / T_{ТНД}^*$ зависит от температуры на базовом режиме и от коэффициента подобия по температуре k_t .

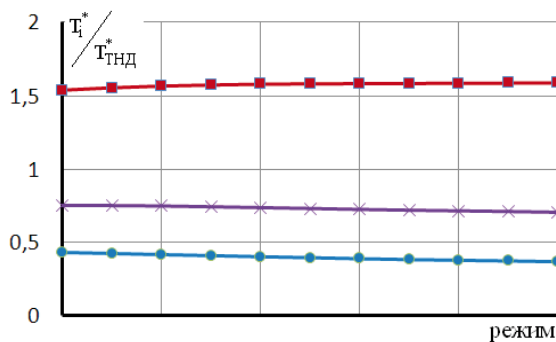


Рис. 2. Приведенные к температуре за ТНД температуры: — газ перед ТВД; — воздуха за КВД; — воздуха за КНД

2.2. Модель коэффициентов теплоотдачи

Теплопередачу на участке поверхности КЭ принято описывать критериальными уравнениями типа [14, 19]

$$Nu = C \cdot Re^k \cdot Pr^m, \quad (17)$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda}$, $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot r}{\mu}$, $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$; α , λ , μ , c_p – коэффициенты теплоотдачи, теплопроводности, динамической вязкости и теплоемкости при постоянном давлении; ρ – плотность потока; r – характерный размер; w – относительная скорость; C , k , m – константы.

С помощью известных зависимостей установившимся связь величин, входящих в зависимость (17), с термогазодинамическими параметрами потока в проточной части двигателя.

Из уравнения состояния газа и условий газодинамического подобия следует:

$$\rho \sim p/T; \quad w \sim n; \quad T \sim T_{КВД}^*, \quad p \sim P_{КВД}^*.$$

Зависимости теплофизических характеристик от температуры имеют вид [20]

$$\lambda \sim T^{0.76}, \quad \mu \sim T^{0.64}, \quad c_p \approx const.$$

Подставив эти зависимости в (17), определим отношение локальных значений коэффициентов теплоотдачи на произвольном и базовом режимах – коэффициент подобия режимов по теплоотдаче:

$$k_\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_\delta} = \left(\frac{n}{n_\delta} \frac{P_{КВД}^*}{P_{КВД\delta}^*} \right)^{0.8} \left(\frac{T_{КВД}^*}{T_{КВД\delta}^*} \right)^{-0.567}. \quad (18)$$

Это позволяет для основных эксплуатационных режимов рекомендовать пропорциональную модель теплоотдачи:

$$\alpha = \alpha_\delta \cdot k_\alpha, \quad (19)$$

в которой значение коэффициента в различных условиях работы двигателя определяется формулой (18).

Таким образом, для определения граничных условий теплообмена на произвольном режиме работы двигателя необходимо задать значения локальных коэффициентов теплоотдачи на базовом режиме α_δ и коэффициент подобия режимов по теплоотдаче k_α . Распределение коэффициентов α_δ по поверхности детали на базовом режиме является неизменной характеристикой двигателя, определяемой в результате специальных расчетов и уточняемой по результатам испытаний двигателя. Коэффициент k_α зависит как от режима работы двигателя, так и от внешних условий. Его связь с контролируемыми параметрами двигателя определяется выражением типа (18).

2.3 Модель температурного состояния КЭ

При моделировании температурного состояния с помощью МКЭ уравнение теплопроводности

$$c \cdot \rho \frac{dt}{dt} = \frac{\partial \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right)}{\partial z}, \quad (20)$$

в котором температура $t = t(x, y, z, t)$ – неизвестная функция координат и времени, коэффициент теплоемкости $c = c(x, y, z, t)$, теплопроводности $\lambda = \lambda(x, y, z, t)$ и плотность материала $\rho = \rho(x, y, z, t)$, можно аппроксимировать векторно-матричным дифференциальным уравнением

$$C \cdot \frac{d\vec{t}}{dt} = -(\Lambda + A) \cdot \vec{t} + A \cdot \vec{T}, \quad (21)$$

где $\vec{t} = [t_1 \dots t_n]^T$ – вектор неизвестных узловых температур (температурного состояния в n узлах); $\vec{T} = [T_1 \dots T_z]^T$ – вектор теплового нагружения (температура среды); C , Λ , A – матрицы теплоемкости, теплопроводности и теплоотдачи, вычисляемые на основании геометрии конечно-элементной сетки, свойств используемых материалов и граничных условий.

Для установившегося (стационарного) режима работы двигателя решение системы (21) имеет вид

$$t_{ct} = (\Lambda + A)^{-1} \cdot A \cdot \vec{T}. \quad (22)$$

Формула (15) преобразует алгоритм расчета температуры в контрольной точке на установившемся режиме из операций с конечно-элементными матричными моделями (21) и (22) в простейшую алгебраическую операцию с зависимостью приведенной температуры от режима работы и с двумя контролируемыми параметрами двигателя:

$$t_{ct} = T_{s1}^* + \bar{\Theta} (T_{s2}^* - T_{s1}^*), \quad (23)$$

где $\bar{\Theta}$ – коэффициент пропорциональности, который можно рассматривать как приведенное к контролируемым параметрам значение температуры в критической точке. Этот коэффициент зависит от режима работы двигателя.

Для формирования этой зависимости рассмотрено три альтернативных модели:

модель №1: $\bar{\Theta} = \text{const}$ (эта константа была определена для базового режима);

модель №2: $\bar{\Theta}$ зависит от уровня теплоотдачи: $\bar{\Theta} = f(k_\alpha)$ (данная зависимость аппроксимировалась полиномом);

модель №3: $\bar{\Theta}$ зависит от уровня теплоотдачи и от коэффициента теплопроводности материала детали, изменяющегося с температурой: $\bar{\Theta} = f(k_\alpha / k_\lambda)$ (эта зависимость также аппроксимировалась полиномом).

В качестве исходных данных для формирования этих моделей использованы значения температуры t_{ct} , полученные с использованием моделей высокого уровня. В качестве внешнего теплового воздействия задавались значения параметров T_{s1}^* , k_i и k_α . Значения $\bar{\Theta}_i$ для каждого i -го сочетания этих параметров были рассчитаны на основании формулы (23). Значения $\bar{\Theta}_i^0$ были получены для тех же условий с помощью модели высокого уровня и принимались в качестве эталонных. Тогда относительное отклонение $\delta \bar{\Theta} = \frac{\bar{\Theta}_i - \bar{\Theta}_i^0}{\bar{\Theta}_i^0}$ характеризует погрешность модели параметра $\bar{\Theta}$, а абсолютное отклонение $\Delta t = t_{ct i} - t_{ct i}^0$ характеризует погрешность модели температуры. Результаты расчета этих погрешностей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Погрешности моделей определения $\bar{\Theta}$ и t_{ct}

	$\delta \bar{\Theta}, \%$	$\Delta t, K$
модель №1	~2%	~5
модель №2	~0,5	~1,5
модель №3	~0,04	~0,2

Анализ приведенных выше значений погрешностей дает основания в дальнейшем использовать модель $\bar{\Theta} = f(k_\alpha / k_\lambda)$, которая обладает наибольшей точностью. В этой модели $k_\lambda = \frac{\lambda(\tilde{T})}{\lambda(\tilde{T}_6)}$ – параметр, характеризующий отличие коэффициента теплопроводности материала от его значения на базовом режиме; \tilde{T} , \tilde{T}_6 – характерные (для учета изменения теплопроводности материала) температуры на рассматриваемом и базовом режимах. Характерной для всего узла конструкции считалась температура, равная средней по поверхности температуре среды, взвешенной по локальному коэффициенту теплоотдачи:

$$\tilde{T} = \frac{F \int \alpha T^* dF}{\int \alpha dF}, \quad (24)$$

где dF – элемент поверхности.

Характерную температуру \tilde{T} можно найти, обработав граничные условия базового режима с использованием формулы (24). Далее можно найти ее приведенное значение

$$\tilde{\Theta} = \frac{\tilde{T} + T_{s16}^*}{T_{s26}^* - T_{s16}^*}. \quad (25)$$

В дальнейшем для всех установившихся режимов характерную температуру можно рассчитывать, не используя высокоуровневые модели, по следующей формуле:

$$\tilde{T} = \tilde{\Theta} \cdot (T_{s2}^* - T_{s1}^*) + T_{s1}^*. \quad (26)$$

Для формирования зависимости $\bar{\Theta} = f(k_\alpha/k_\lambda)$ при помощи твердотельной конечно-элементной модели (модели верхнего уровня) для установившихся режимов работы двигателя был рассчитан ряд температур t_{ct} . Условия, при которых были рассчитаны эти температуры, отличались значениями T_{s1}^* , коэффициентами подобия по температуре k_t (см. формулу (15)) и теплоотдачи k_α , которые покрывают все возможные сочетания этих коэффициентов, которые могут встретиться при работе двигателя (даже самые редкие сочетания). Из формулы (23) были определены значения $\bar{\Theta}$. Для этих же сочетаний параметров теплового нагружения по формуле (26) с использованием ранее полученного коэффициента $\tilde{\Theta}$ для базового режима по формуле (25) была определена характерная температура \tilde{T} . С использованием зависимости коэффициента теплопроводности материала от температуры были получены $\lambda(\tilde{T}_6)$ и $\lambda(\tilde{T})$, а затем рассчитан коэффициент k_λ на этих режимах. Полученная зависимость $\bar{\Theta} = f(k_\alpha/k_\lambda)$ монотонна, однозначна и хорошо аппроксимируется полиномом четвертой – пятой степени (рис. 3).

Сравнение значений t_{ct} , полученных с использованием моделей высокого уровня, со значениями, полученными по упрощенной модели с использованием формулы (23), дает максимальную абсолютную погрешность 0,32 К, что соответствует относительной погрешности около 0,05%.

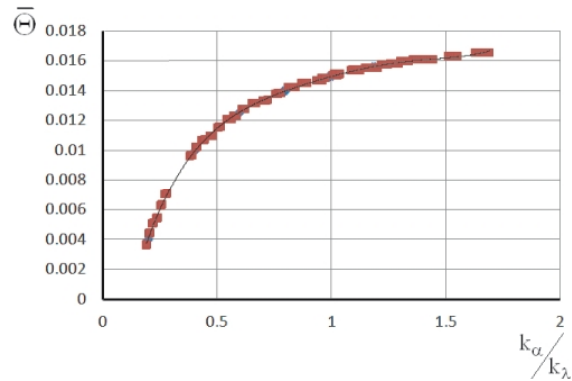


Рис. 3. Результаты расчета $\bar{\Theta}$:

■ — смоделированные значения;
— — аппроксимирующая функция

Температурное состояние КЭ на неустановившихся режимах работы двигателя можно определить, решая систему уравнений (21) при начальном состоянии в контрольной точке $t(\tau_0) = t_0$. Решение можно представить в следующем виде:

$$t(\tau) = t_0 + \int_{\tau_0}^{\tau} \Pi_t(\tau, \eta) \cdot dt_{ct}(\eta), \quad (27)$$

где $t_{ct}(\eta)$ — стационарная температура контрольной точки при условиях, существующих в момент времени η , рассчитанная по формуле (23); $\Pi_t(\tau, \eta)$ — переходная характеристика температуры КЭ при ступенчатом изменении t_{ct} в момент времени η . Эта формула позволяет заменить алгоритм расчета температуры в контрольной точке при помощи МКЭ на операции с переходными характеристиками. Основная проблема создания динамической модели (модели на переходных режимах) вида (27) — необходимость расчета переходных характеристик для всевозможных вариантов изменения граничных условий теплообмена.

В процессе разработки моделей на неустановившихся режимах были получены переходные характеристики при ступенчатом изменении коэффициентов теплоотдачи. Расчеты проводились с использованием моделей верхнего уровня.

В результате были получены кривые переходных процессов температуры, для которых использовалась следующая система обозначений:

$$t(\tau) = t(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}),$$

где $k_\alpha^{(s)}$ — начальное значение параметра теплоотдачи; $k_\alpha^{(f)}$ — измененное (текущее) значение параметра теплоотдачи.

По результатам определялись нормированные переходные характеристики температуры при ступенчатом изменении коэффициента теплоотдачи:

$$\Pi_t(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}) = \frac{t(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}) - t_0}{t_{cr} - t_0}, \quad (28)$$

где t_0 и t_{cr} – начальное и конечное (при $\tau \rightarrow \infty$) значения температуры.

Расчет выполнялся при изменении уровня k_α в момент времени $\tau = 0$ с $k_\alpha^{(s)} = 0$ на величину $k_\alpha^{(f)}$. Температура среды по поверхности диска также изменялась скачком. Начальное распределение температуры по всем участкам было равно 293 К, а в момент времени $\tau = 0$ изменялось до базового распределения. Результаты представлены на рис. 4.

Исходя из характера переходных тепловых процессов, было предложено описывать их аperiodическими звеньями высокого порядка с переменными коэффициентами, передаточные функции которых имеют вид

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \sum_j^m \frac{k_j(k_\alpha)}{T_j(k_\alpha)s + 1}, \quad (29)$$

где $Y(s)$ – выходной параметр, в данном случае температура КЭ $t(\tau)$ в момент времени τ , $X(s)$ – воздействие, в данном случае t_{cr} , m – количество экспонент, при помощи которых описывается переходная характеристика, $k_j(k_\alpha)$, $T_j(k_\alpha)$ – коэффициент усиления и постоянная времени j -ой экспоненты для текущего режима.

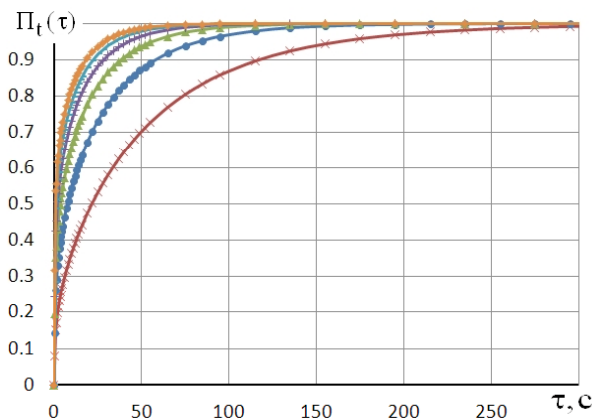


Рис. 4. Ступенчатые переходные характеристики температуры диска:

— $k_\alpha^{(f)} = 0,2$; — $k_\alpha^{(f)} = 0,4$; — $k_\alpha^{(f)} = 0,6$;
— $k_\alpha^{(f)} = 0,8$; — $k_\alpha^{(f)} = 1$; — $k_\alpha^{(f)} = 1,2$.

Как видно из рис. 5, постоянная времени переходных процессов в наибольшей степени зависит от интенсивности теплоотдачи, которая, в свою очередь, наиболее точно характеризуется коэффициентом подобия по теплоотдаче для данной детали. Тепловое состояние (температура) диска с достаточной точностью описывается аperiodическим звеном третьего порядка, коэффициенты которого зависят от режима работы двигателя, представленного значением k_α . Эти зависимости представлены на рис. 5 и 6.

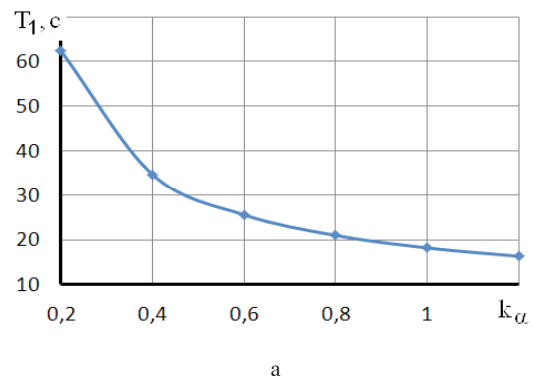
При программной реализации уравнения (27) интеграл заменяется на сумму переходных характеристик. Изменение температуры t_{cr} представлено как последовательность приращений $\Delta t_{cr i}$. В результате время расчета одной точки значительно увеличивается, что не позволяет моделировать процесс в реальном масштабе времени. Для решения этой проблемы уравнение (29) представлено в дискретной форме, тогда переходный процесс принимает вид

$$y_{ij} = a_j \cdot y_{i-1j} + b_j \cdot x_i; \quad (30)$$

$$y_i = \sum_{j=1}^m k_{ij} \cdot y_{ji}, \quad (31)$$

где y_{ji} – значение выходного параметра, рассчитанное для j -й экспоненты (всего m экспонент) при i -х параметрах теплового нагружения; y_{i-1j} – значение выходного параметра, рассчитанное для j -й экспоненты при параметрах теплового нагружения, соответствующих предыдущему шагу интегрирования; $a_j = \frac{1}{\frac{\Delta t}{T_{ij}} + 1}$; $b_j = 1 - a_j$ – констан-

ты j -й экспоненты; Δt – шаг дискретизации; T_{ij} , k_{ij} – постоянная времени и коэффициент усиления j -й экспоненты при i -х параметрах теплового нагружения.



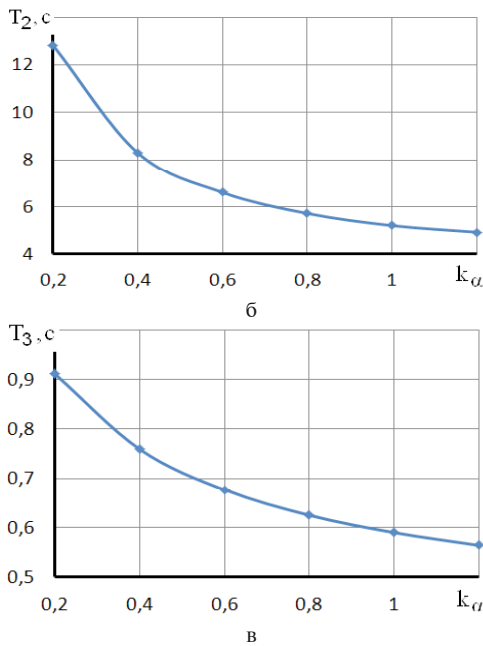


Рис. 5. Постоянные времени экспонент, при помощи которых описываются переходные процессы, изображенные на рис. 4:
а – первая экспонента; б – вторая экспонента;
в – третья экспонента

На рис. 7 приведены результаты расчета температуры при помощи моделей высокого уровня и при помощи выражения (31). Данный переходный процесс имитировал запуск двигателя при температуре окружающей среды $+20^{\circ}\text{C}$, выход на режим малого газа с выдержкой на нем в течение 120 с, затем выход на базовый режим. При этом параметры теплового нагружения изменялись скачкообразно.

Максимальное отличие результатов наблюдается в момент изменения режима и составляет 3-7 К. Эту погрешность, существующую кратковременно, можно существенно уменьшить за счет уменьшения шага дискретизации Δt . На рис. 7 приведены результаты для $\Delta t = 0,5$ с. При уменьшении Δt до 0,1 с максимальное расхождение уменьшилось до 4 К.

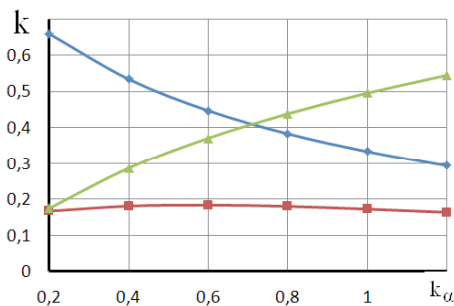


Рис. 6. Коэффициенты усиления экспонент, при помощи которых описываются переходные процессы, изображенные на рис. 4:
— первая экспонента; — вторая экспонента;
— третья экспонента

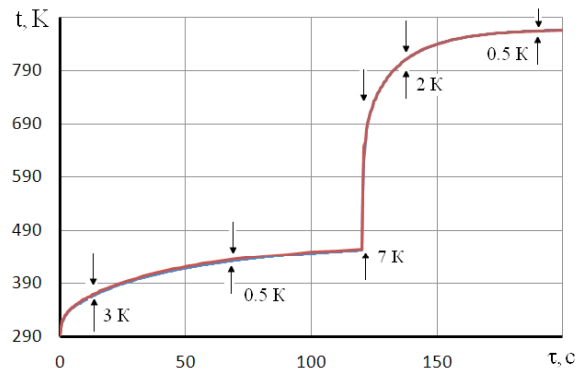


Рис. 7. Погрешность температурной модели на неустойчивых режимах

2.4 Определение эквивалентной температуры

Применив формулу (12) к условиям базового режима, получим выражение для определения значения эквивалентной температуры на базовом режиме:

$$\frac{u_F^\circ(t_{e\delta})}{u_{F\delta}} = \frac{E(t_{e\delta})}{E(t_\delta)} \quad (32)$$

Для определения $t_{e\delta}$ предварительно с использованием модели высокого уровня были рассчитаны перемещения диска от действия центробежных сил $u_F^\circ(t_e)$, значения которых соответствуют базовому режиму, при равномерном нагреве до различных температур t_e . Диапазон варьирования температуры должен покрывать рабочий диапазон двигателя. Далее по модели высокого уровня необходимо определить перемещения $u_{F\delta}$ при базовом распределении температур и базовом механическом нагружении. Температура в контрольной точке диска t_δ на этом же режиме определяется по формуле (23).

Далее для всех температур необходимо

рассчитать отношения перемещений $\frac{u_F^\circ(t_e)}{u_{F\delta}}$. Используя изменение механических свойств материала по температуре, определяется от-

ношение $\frac{E(t_e)}{E(t_\delta)}$ модуля упругости материала

для температур t_e , при которых определены значения $u_F^\circ(t_e)$, к модулю упругости при базовой температуре детали t_δ . Точка пересечения этих двух графиков дает искомую температуру $t_{e\delta}$ (см. рис. 8).

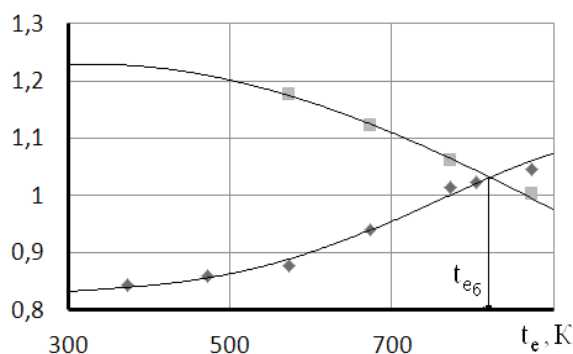


Рис. 8. Графическое определение эквивалентной температуры на базовом режиме t_{e0} :

$$\blacksquare - \frac{E(t_e)}{E(t_0)}; \blacklozenge - \frac{u_F(t_e)}{u_{F0}}$$

Для определения эквивалентной температуры на произвольном режиме воспользуемся следующим следствием подобия температурных полей, справедливым в широком диапазоне изменения k_α (условий теплообмена):

$$\frac{t_e - \tilde{T}}{t - \tilde{T}} = \frac{t_{e0} - \tilde{T}_0}{t_0 - \tilde{T}_0} = \eta, \quad (33)$$

где t – значение температуры в контрольной точке для данного режима, рассчитанное по формуле для установившегося режима работы двигателя, либо по формуле (27) для переходных режимов;

t_0 – значение температуры в контрольной точке для базового режима; \tilde{T} , \tilde{T}_0 – характерная температура на произвольном и на базовом режимах работы двигателя (см. формулу (26));

t_{e0} – эквивалентная температура на базовом режиме, получаемая в результате решения уравнения (32); t_e – эквивалентная температура на произвольном режиме.

Определив один раз значение η для условий базового режима, будем рассчитывать эквивалентную температуру по формуле

$$t_e = \tilde{T} + \eta \cdot (t - \tilde{T}). \quad (34)$$

3. Верификация модели перемещений

Для проверки корректности алгоритма моделирования деформации диска от действия центробежных сил с использованием модели высокого уровня были определены значения деформации для различных сочетаний параметров теплового нагружения T_{s1}^* , k_α , k_t и параметра силового нагружения $k_n = \frac{n}{n_0}$. Для

этих же сочетаний параметров по формуле (13)

определены перемещения u_F только от силовых факторов с учетом влияния температуры на модуль упругости.

Результаты сравнения погрешности определения радиальных перемещений, полученных с использованием формулы (13) (т.е. с учетом зависимости модуля упругости от температуры), и модели (10) (т.е. без учета этой зависимости), представлены на рис. 9. Анализ показал, что погрешность модели с учетом зависимости модуля упругости от температуры не превышает 1,61 %, в то время как погрешность модели без учета изменения модуля упругости достигает 20 %. Следовательно, модель (13) можно рекомендовать к использованию при моделировании радиальных размеров КЭ, т.к. она дает удовлетворительную погрешность.

На рис. 10 приведены результаты расчета суммарных перемещений диска от действия силовых факторов, а также температурные деформации, рассчитанные с использованием модели высокого уровня и с использованием формулы (6). В качестве исходных данных задавалось совместное изменение теплового и силового нагружений. Характер изменения внешних условий следующий:

В период времени от 0 до 120 с - $k_\alpha = 0.208$,

$k_t = 0.4857$, $T_{s1}^* = T_{КВДмг}^*$, $k_n = 0.6654$;

В период времени от 120 с до 500 с - $k_\alpha = 1$,

$k_t = 1$, $T_{s1}^* = T_{КВД0}^*$, $k_n = 1$.

Максимальное отличие результатов наблюдается в момент изменения режимов и составляет 0,11 мм, далее это расхождение уменьшается.

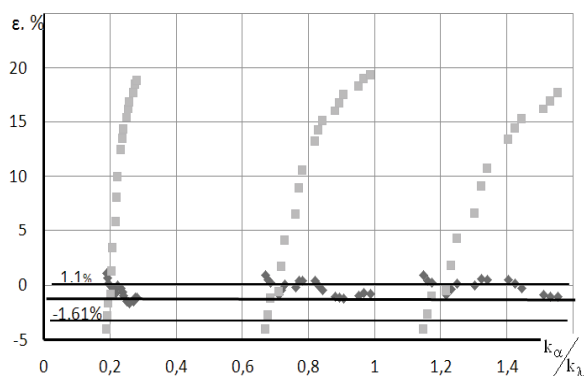


Рис. 9. Погрешности моделей определения перемещений диска от действия центробежных сил на установившихся режимах:

◆ - модель с учетом изменения модуля упругости от температуры; ■ - модель без учета модуля упругости от температуры

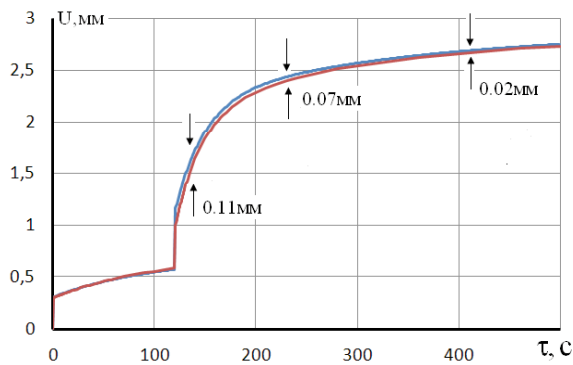


Рис. 10. Погрешность определения суммарных перемещений диска

Заключение

В результате анализа температур и деформаций диска получены основные зависимости между его радиальными деформациями и параметрами проточной части двигателя. Предложен простой метод учета температурного поля детали при расчете перемещений от действия силовых факторов, т.е. учета изменения модуля упругости от температуры.

Полученные результаты позволили рекомендовать модель (31) для определения температуры диска на неустановившихся режимах и модель (13) для расчета перемещений от действия силовых факторов.

Данный подход позволяет анализировать динамику перемещений для любой детали двигателя, подверженной механическому нагружению и воздействию высоких температур.

Литература

1. Sobey A.J. Control of aircraft and missile powerplants [Текст] / A.J. Sobey, A.M Suggs. - New York: Wiley, 1963. - 432p.
2. Гуревич О.С. Интегрированное управление силовой установкой многорежимного самолета [Текст] / О.С. Гуревич, Ф.Д. Гольберг, О.Д. Селиванов; под общей ред. О.С. Гуревича. - М.: Машиностроение, 1993. - 304с.
3. Saravanamuttoo H.I.H. Simulation of gas turbine dynamic performance [Электронный ресурс] / H.I.H. Saravanamuttoo, A.J. Fawke // Proceedings of the ASME. Gas turbine conference, Brussels, Belgium, 1970. - ASME Paper No 70-GT-23 - 1 электрон.опт.диск (CD-ROM).
4. Jaw L.C. Aircraft engines controls: design, system analysis, and health monitoring [Электронный ресурс] / L.C. Jaw, J.D. Mattingly // American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, Reston, Virginia, 2009. - 1 электрон.опт.диск (CD-ROM).
5. Kurzke J. Transient simulations during preliminary conceptual engine design [Электронный ресурс] / J. Kurzke. - 2011, ISABE-2011-1321. - 1 электрон.опт.диск (CD-ROM).

6. Добрянский В.Г. Динамика авиационных ГТД [Текст] / В.Г. Добрянский, Т.С. Мартынова. - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.

7. GasTurb 12 A program to calculate design and off-design performance of gas turbines. User's manual [Текст] / GasTurb GmbH: Dr.-Ing. Joachim Kurzke. - Aachen, 2012. - 329 p.

8. Олейник А.В. Эксплуатационный мониторинг температурного состояния детали газотурбинного двигателя как задача динамики конечно-элементной модели в пространстве состояний [Текст] / А.В. Олейник / Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. - №4/12. - С. 38-42.

9. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых твердых тел [Текст] / С.Ю. Еременко. - Х.: Основа, 1991. - 272 с.

10. Yepifanov S.V. Modeling the GTE under its dynamic heating conditions [Текст] / S.V. Yepifanov, R.L. Zelenskiy, I.I. Loboda // Engineering for gas turbines and power (March 2015). -2015. Vol.137. -Number 3.-P.031506-1-031506-10.

11. Kypuros J.A. A reduced model for prediction of thermal and rotational effects on turbine tip clearance [Текст] / J.A. Kypuros, K.J. Melcher. - Tech. Rep. NASA, TM-2003-212226, 2003 (<http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20030032933.pdf>).

12. The whole-engine model for clearance evaluation [Электронный ресурс] / A.N. Arkhipov, V.V. Karaban, I.V. Putschkov, G. Filkorn [at al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, 8 -12 June 2009.- Orlando, Florida, USA, 2009. - ASME Paper GT2009-59259. - 1 электрон.опт.диск (CD-ROM).

13. Копелев С.З. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД [Текст] / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. - Х.: Основа, 1994. - 240 с.

14. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. - К.: Наук. думка, 1974. - 487 с.

15. Олейник А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис д-ра техн. наук: 05.07.05; защита 17.10.06; утв. 18.03.07г. / Олейник Алексей Васильевич. - Х, 2006.- 240 с.

16. Кулагин В.В. Теория газотурбинных двигателей [Текст] / В.В. Кулагин. Кн. 2. Совместная работа узлов, характеристики и газодинамическая доводка выполненного ГТД.- М.: МАИ, 1994. - 304 с.

17. Шляхтенко С.М. Теория воздушно-реактивных двигателей [Текст] / С.М. Шляхтенко. - М.: Машиностроение, 1975. - 568 с.

18. Шляхтенко С.М. Теория двухконтурных реактивных двигателей [Текст] / С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.

19. Кутателадзе С.С. Анализ подобия в теплотехнике [Текст] / С.С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1982. – 280 с.

20. Копелев С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

Поступила в редакцию 12.05.2015

Р.Л.Зеленський, С.В. Єпіфанов, Є.В. Марценюк, В.В. Бойко. Моделювання динаміки радіального розміру диска турбіни, зумовленої дією механічних факторів

Важливим параметром, який впливає на ККД турбіни, є радіальний зазор між ротором і статором. Розвиток систем активного керування зазором зумовлює необхідність розробки і використання математичних моделей, які відбивають динаміку зміни зазору в різних умовах роботи двигуна. Значення радіального зазору визначається радіальними розмірами деталей, які приймають участь у його формуванні: диска, лопатки і корпусу. У цій роботі розглянуто моделювання радіального розміру диска. Для цього необхідно враховувати не тільки нагрів, але і дію силових факторів навантаження. Використання спрощених моделей відповідних деформацій не дає прийнятної точності, тому що спрощена модель не враховує зміни механічних властивостей (зокрема модуля пружності матеріалу) від температури. Запропоновано методику визначення радіального подовження диска від дії силових факторів із динамічною корекцією значення модуля пружності за температурою. Порівняльні результати моделювання подовження із використанням МКЕ і спрощеної моделі з корекцією модуля пружності показали, що запропонована модель забезпечує необхідну точність.

Ключові слова: динамічна математична модель, радіальне подовження, механічне навантаження, температура, перехідні характеристики, граничні умови.

R.L. Zelenskyi, S.V. Yepifanov, Ye.V.Martceniuk, V.V.Boiko. Simulation of a turbine disk radial size under the mechanical loading

The significant parameter that acts turbine efficiency is the radial clearance between rotor and stator. Development of the radial clearance active control systems makes necessity of mathematical models development and application, which represent dynamics of clearance variation in different engine operational conditions. The value of radial clearance is determined by radial size of parts that form it: disc, blade and casing. This paper represents simulation of the disc radial size. Action of power factors must be added to action of heating. Simplified models of the respective strains not provide required precision, as the simplified model not takes into account variation of mechanical properties (particularly modulus of elasticity) with temperature. Method of the disc elongation caused by power factors is proposed. This method includes correction of elasticity modulus with temperature. Comparative simulation of elongation using finite-element and simplified models showed that the proposed model provides required precision.

Key words: dynamic mathematical model, radial elongation, mechanical loading, temperature, transient performances, boundary conditions.

УДК 681.518.5

Д.И. ВОЛКОВ, В.П. КОМАРОВ, В.В. НЕРУБАССКИЙ

АО «Элемент», Одесса, Украина

РАЗРАБОТКА И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫМИ ГТД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО СИМУЛЯТОРА

Описаны основные подходы к реализации программного симулятора совместной работы двухдвигательной силовой установки вертолета под управлением цифровых систем автоматического управления. Отличительной особенностью является использование в симуляторе тех же исходных текстов, которые входят в состав рабочего ПО блоков САУ. В статье не только показана техническая и экономическая целесообразность применения таких симуляторов в процессе жизненного цикла разработки ПО, но, более того, утверждается, что это на сегодняшний день является его обязательной и неотъемлемой практикой при сертификации ПО блоков САУ.

Ключевые слова: программный симулятор, система автоматического управления, регулятор двигателя унифицированный, разработка программного обеспечения, имитационное моделирование.

Введение

Разработка цифровых систем автоматического управления (САУ) ГТД на современном этапе развития [1] не обходится без имитационного моделирования на различных стадиях и с различным уровнем вовлечения аппаратных средств, начиная с моделирования в специализированных пакетах типа Matlab & Simulink, и заканчивая полунатурным моделированием с вовлечением отдельных узлов, входящих в состав реальных ГТД.

При этом часто встречающаяся ошибка — это отдельное моделирование совместной работы ГТД и САУ в специализированных пакетах и отдельная разработка ПО САУ. Естественно, на определенных этапах производится сравнение работы модели и реального программного обеспечения (ПО), вносятся корректировки в то и другое, иногда с феерическими баталиями между «теорией» и «практикой».

Рассмотрим, как построить эффективный мостик между «академическим» моделированием [2] и инженерной разработкой ПО, сократив затраты на их согласование, а также рассмотрим параллельно получаемые бонусы.

Этот мостик — программный симулятор регулятора двигателя унифицированного (ПС/РДУ).

1. ПС/РДУ как инструментальное средство

Разработка ПС/РДУ ведется на АО «Элемент» в рамках перспективной программы создания унифицированного электронного регулятора для семейства ГТД ГП «Ивченко-Прогресс» и

АО «Мотор Сич»: АИ-450, АИ-450М, АИ-450С, МС-14, МС-500В, ТВЗ-117ВМА-СБМ1В, Д-436-148 и др. ПС/РДУ имитирует работу (рис. 1):

- от одного до четырех каналов управления двигателем (программной составляющей модуля ЦПУ) блока РДУ;

- силовой установки (СУ) в составе одного или двух ГТД совместно с необходимыми внешними устройствами (стартер, насос-дозатор, редуктор, винт, направляющие аппараты компрессора и др.);

- аппаратной функции обмена между каналами управления двигателем блоков РДУ, программного обмена модулей имитатора СУ и РДУ с контрольно-проверочной аппаратурой (КПА).

Обмен информацией с КПА выполняется по локальной сети ПК. Запуск ПС/РДУ и КПА выполняется независимо друг от друга. Обмен информацией между модулями ПС/РДУ (сигналы датчиков двигателя и СВС и управляющие сигналы) и модулей с КПА обеспечивают компоненты модуля управления информационными потоками. Модуль обеспечивает имитацию физических каналов связи. Модуль позволяет оператору имитировать нарушение межканального обмена между каналами модуля РДУ. Имитация повреждений датчиков двигателя и/или каналов связи с ними выполняется средствами КПА.

Визуальный интерфейс ПС/РДУ реализован в виде минимального количества диалоговых окон (рис. 2 и 3).

Характерной особенностью реализации является то, что для имитации работы каналов

управления используется оригинальное рабочее (бортовое) ПО. Допускается лишь наличие минимального количества включенных в код блоков условной компиляции, необходимых из-за несоответствия заголовочных файлов, особенностей компилятора и т.п. ПО КПА вообще применяется без изменений.

2. Область применения ПС/РДУ

В первую очередь стоит отметить, что программный симулятор создается на начальной фазе разработки и одновременно позволяет как осуществлять моделирование системы, например, для опробования законов управления, структурной и параметрической оптимизации САУ, оценки качества управления, запасов устойчивости, так и использоваться при отладке и тестировании программного обеспечения. Таким образом любые изменения через систему управления версиями сразу находят отражение во всех областях: разработке законов управления и моделировании, разработке и тестировании ПО. При этом использование исходных текстов на C++ нисколько не противоречит использованию Matlab и, при этом, позволяет использовать программные отладчики, необходимые разработчикам ПО.

Применение этого подхода также позволяет снизить зависимость от готовности аппаратных средств и их количества, что одновременно ускоряет разработку ПО, снижает ее трудоемкость и повышает качество.

Дополнительный эффект возникает благодаря возможности передавать продукт многочисленным группам пользователей системы, начиная от разработчиков двигателя и заканчивая ОТК. Таким образом, упрощается обучение персонала работе с системой, с КПА, появляется возможность опробовать методики приемки электронных блоков, методики стендовых и летных испытаний.

Человек, который сжег на стенде или, более того, в воздухе десятки тонн керосина, загнал несколько двигателей, потратил годы рабочего времени, иногда даже рисковал жизнью, для того, чтобы подобрать условия, необходимые для проверки конкретного режима, гарантировано оценит возможность сделать все то же самое предварительно, сидя в уютном кабинете с чашкой кофе. Да и не все режимы можно проверить в реальных условиях.

Здесь, возможно, у кого-то возникнет ощущение, что авторы предлагают заменить полунатурное моделирование чисто программным или, что описанные сценарии возможны с использованием стенда-имитатора. Нет, полунатурное моделирование со стендом-имитатором никто не упраздняет. Без него невозможно проверить функционирование измерительных

каналов и каналов управления, их влияние на алгоритмы управления. Однако, как было сказано ранее, использование программного симулятора снимает ограничения, связанные с аппаратурой.

Да, со стендом-имитатором все перечисленное тоже можно делать. Но симулятор может быть реализован на ранних этапах, когда говорить о САУ еще не приходится. Изготовление копии ПО обходится на несколько порядков дешевле, чем поставка комплекта блоков, стенда-имитатора, кабелей с разъемами, КПА. А с учетом распределенного характера разработки, добавляются еще затраты на логистику.

Откроем маленький секрет — при правильном подходе, т.е. при заимствовании ПО стенда-имитатора, ПО блоков управления и ПО КПА, симулятор минимум на 90 % состоит из заимствованного кода, а стоимость его разработки вполне умеренная. Окупается он уже в процессе отладки ПО. Все остальное уже чистая прибыль.

Итак, ПС/РДУ используется:

- как программный инструмент проверки и отладки инженерных алгоритмов и алгоритмов управления двигателем до использования в аппаратуре (при отсутствии блока РДУ) в комплекте с установленной на ПК средой разработки CodeGear C++ Builder @ 2007;

- как инструмент интеграционного тестирования ПО модуля ЦПУ блока РДУ на соответствие требованиям к ПО;

- как инструмент уточнения статической и динамической модели силовой установки (СУ) по результатам испытаний до внесения изменений в ПО стенда-имитатора СИ-450М;

- как инструмент уточнения моделей внешних устройств СУ (стартер, насос-дозатор, редуктор, винт, направляющие аппараты компрессора и др.) по результатам испытаний до внесения изменений в ПО стенда-имитатора СИ-450М;

- автономно разработчиками двигателей и летательных аппаратов (ЛА), как инструмент проведения экспериментов с регулировками, в том числе нештатных режимов эксплуатации до использования на ЛА;

- как тренировочное средство подготовки специалистов для проведения испытаний блока РДУ при выпуске из производства.

Выводы

Программный симулятор — это первое обязательное звено в процессе разработки ПО САУ ГТД наравне с полунатурным стендом-имитатором, которое способствует повышению качества разработки, снижению ее стоимости и времени. Считаем, что в той или иной форме наличие таких средств должно быть включено

в перечень обязательных при сертификации ПО.

Литература

1. Гуревич О.С. Состояние и перспективы развития систем автоматического управления авиационными газотурбинными двигателями [Текст] / О.С. Гуревич, ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. // – М.: ЦИАМ, 2005, - с.267-270.

2. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко, Г.Г. Грабовский, В.А. Дюков, С.А. Кузьменко, Н.А. Рюмшин, А.А. Самецкий // – К.: Техника, 1998. - 321 с.

3. Оптимизация многомерных систем управления газотурбинными двигателями летательных аппаратов [Текст] / Под ред. А.А. Шевякова, Т.С.Мартьяновой // – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.

4. Волков Д.И. Аппаратно-программный комплекс для имитационного моделирования турбовального двигателя [Текст] / Д.И. Волков. // ОАО «Элемент» 2001-2007. Основные результаты научно-технической деятельности. Сборник научных трудов. – Одесса, 2008. - с. 141-143.

5. Волков Д.И. Создание стенда-имитатора авиационных двигателей для моделирования и разработки перспективных систем управления [Текст] / Д.И. Волков. Г.С. Ранченко // ОАО «Элемент» 2001-2007. Основные результаты научно-технической деятельности. Сборник научных трудов. – Одесса, 2008. - с.70-73.

6. Волков Д.И. Стендовый электронный регулятор авиационной двигательной установки [Текст] / Д.И. Волков. Н.Л. Голубев, Г.С. Ранченко // ОАО «Элемент» 2001-2007. Основные результаты научно-технической деятельности. Сборник научных трудов. – Одесса, 2008. - с. 67-69.

Поступила в редакцию 29.05.2015

Д.І. Волков, В.П. Комаров, В.В. Нерубаський. Розробка та моделювання перспективних електронних систем керування авіаційними газотурбінними двигунами з використанням програмного симулятора

Описано основні підходи до реалізації програмного симулятора спільної роботи дводвигунової силової установки вертольота під управлінням цифрових систем автоматичного управління. Відмінною особливістю є використання в симуляторі тих самих вихідних текстів, які входять до складу робочого ПЗ блоків САУ. У статті не тільки показана технічна та економічна доцільність застосування таких симуляторів в процесі життєвого циклу розробки ПЗ, але, більше того, стверджується, що це на сьогоднішній день є його обов'язковою і невід'ємною практикою.

Ключові слова: програмний симулятор, система автоматичного керування, регулятор двигуна уніфікований, розробка програмного забезпечення, імітаційне моделювання.

D.I. Volkov, V.P. Komarov, V.V. Nerubaskiy. Turbine engine modern electronic control system research and development using software simulation

It is described the basic approaches to the implementation of the software simulator dual-engine helicopter powerplant common operation running under digital automatic control systems. A distinctive feature is the use of a simulator of the same sources code that are part of the ACS target software. The article not only shows the technical and economical feasibility of such simulations during the life cycle of the software development, but more than that, it is argued that this is by far his mandatory and integral practice.

Key words: software simulator, automatic control system, unified engine control, software development, simulation modelling.

УДК 681.518

А.Г. БУРЯЧЕНКО, В.М. ГРУДИНКИН, Д.С. БУРУНОВ

АО «Элемент», Одесса, Украина

СТЕНД-ИМИТАТОР ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АИ-450М ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ РЕГУЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ. МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ И АТТЕСТАЦИЯ СТЕНДА

Приведены результаты работы по разработке и государственной аттестации специализированного испытательного оборудования для испытаний регулятора двигателя цифрового РДЦ-450М – стенда-имитатора, который, имитируя двигатель АИ-450М как взаимодействующую с регулятором систему, позволяет выполнять настройку, проверку и отладку регулятора в лабораторных условиях. Описана структура стенда, даны сведения об интегрированной в его состав математической модели турбовального двигателя АИ-450М. Приведены основные характеристики стенда-имитатора и освещены опыт и результаты проведения его государственной аттестации.

Ключевые слова: комплектующее изделие категории А, квалификационные испытания, математическая модель, аттестация испытательного оборудования.

Введение

Разработка и изготовление бортовой аппаратуры (комплектующих изделий образцов авиационной техники) требует проведения большого объема испытаний на всех этапах от макета до квалификации, а затем при серийном выпуске, поэтому создание качественного специализированного испытательного оборудования – принципиально важное условие успешного выполнения работ, которому в АО «Элемент» всегда уделялось значительное внимание [1].

Речь идет, прежде всего, о нестандартном оборудовании для настройки и проверки основных функций комплектующего изделия в условиях его взаимодействия с агрегатами и системами образца авиационной техники. Ряд вопросов решается с помощью так называемых полунатурных стендов, основу которых составляют реальные агрегаты и системы и которые, бесспорно, являются важным инструментом исследований. Однако, не следует забывать, что чем сложнее исследуемое комплектующее изделие, то есть, чем больше функций оно должно выполнять, тем более громоздким и менее эффективным становится полунатурный стенд – он должен либо приблизиться по объему и сложности к реальному объекту либо игнорировать значительную часть характеристик исследуемого изделия.

Примером такого многофункционального комплектующего является регулятор двигателя, выполняющий многочисленные функции контроля, управления и защиты, взаимодействующий

с целым рядом измерительных устройств (датчиков), исполнительных механизмов, систем и агрегатов.

Современным способом решения этой проблемы является создание аппаратно-программных стендов с интегрированной в состав программного обеспечения математической моделью.

1. Формулирование проблемы

Первая разработка АО «Элемент» в части создания специализированного оборудования (так называемого стенда-имитатора) для настройки и испытаний регулятора двигателя цифрового относится к 2003 – 2005 годам. Этот стенд-имитатор АИ-450 упомянут в [1] при описании испытательной базы в ряду других специализированных стендов и устройств. Он обеспечил настройку и испытания опытных образцов регулятора двигателя цифрового РДЦ-450 для турбовального газотурбинного двигателя АИ-450. В процессе создания стенда-имитатора АИ-450 специалистами АО «Элемент» в сотрудничестве с разработчиками двигателя был накоплен опыт по формированию математических моделей двигателя и их интеграции в состав программного обеспечения стенда [2, 3].

Модернизация турбовального газотурбинного двигателя АИ-450, начатая ГП «Ивченко-Прогресс» в 2009 году и имевшая целью создание турбовального двигателя АИ-450М (М1), потребовала разработки нового регулятора РДЦ-450М, причем, если

РДЦ-450 существовал как опытный образец и обеспечивал исследовательские программы ГП «Ивченко-Прогресс», то новый регулятор РДЦ-450М необходимо было квалифицировать в качестве комплектующего изделия авиационной техники категории А, что, соответственно, повышало требования к специализированному испытательному оборудованию, по крайней мере, в части уровня его аттестации.

Таким образом, перед АО «Элемент» стояла задача:

- разработать новое программное обеспечение для стенда-имитатора с учетом особенностей математической модели двигателя АИ-450М;

- модернизировать конструкторские и технологические решения с учетом накопленного опыта использования прототипа, а также развития элементной и технологической базы;

- выполнить комплекс работ по государственной аттестации стенда-имитатора двигателя АИ-450М и его одобрения со стороны экспертов Авиарегистра МАК.



Рис. 1. Стенд-имитатор двигателя АИ-450М

2. Решение проблемы

Имитация двигателя как взаимодействующей с регулятором системы выполняется представляющим собой программно-аппаратный комплекс двухканальным стендом-имитатором (рис. 1) за счет:

- имитации всех аналоговых, дискретных и цифровых сигналов, поступающих к регулятору от датчиков, агрегатов и систем двигателя;

- приема управляющих сигналов от регулятора;

- выполнения вычислений и формирования множеств взаимозависимых значений параметров (в виде аналоговых, дискретных и цифровых сигналов), каждое из которых соответствует одному из режимов работы двигателя, согласно заранее заданным функциональным зависимостям, отражающим характеристики двигателя – математической модели двигателя АИ-450М.

На рис. 2 показана структура встроенного программного обеспечения, а на рис. 3 – структура аппаратной части стенда-имитатора.

Программное обеспечение стенда реализует:

- статическую математическую модель двигателя АИ-450М;

- динамическую математическую модель двигателя АИ-450М;

- математическую модель насоса-дозатора НД-450М;

- математическую модель винта вертолета.

Исходные данные для разработки программного обеспечения, интегрирующего математические модели АИ-450М, НД-450М и винта в состав стенда, получены специалистами АО «Элемент» от ГП «Ивченко-Прогресс».

Дополнительно к основным функциям, обеспечивающим имитацию режимов работы двигателя, стенд предоставляет возможность имитировать отказы датчиков и линий связи для проверки встроенной системы контроля регулятора РДЦ-450М.

При испытаниях регулятора РДЦ-450М стенд позволяет имитировать контроль и управление двигателем на всех заданных режимах его работы.

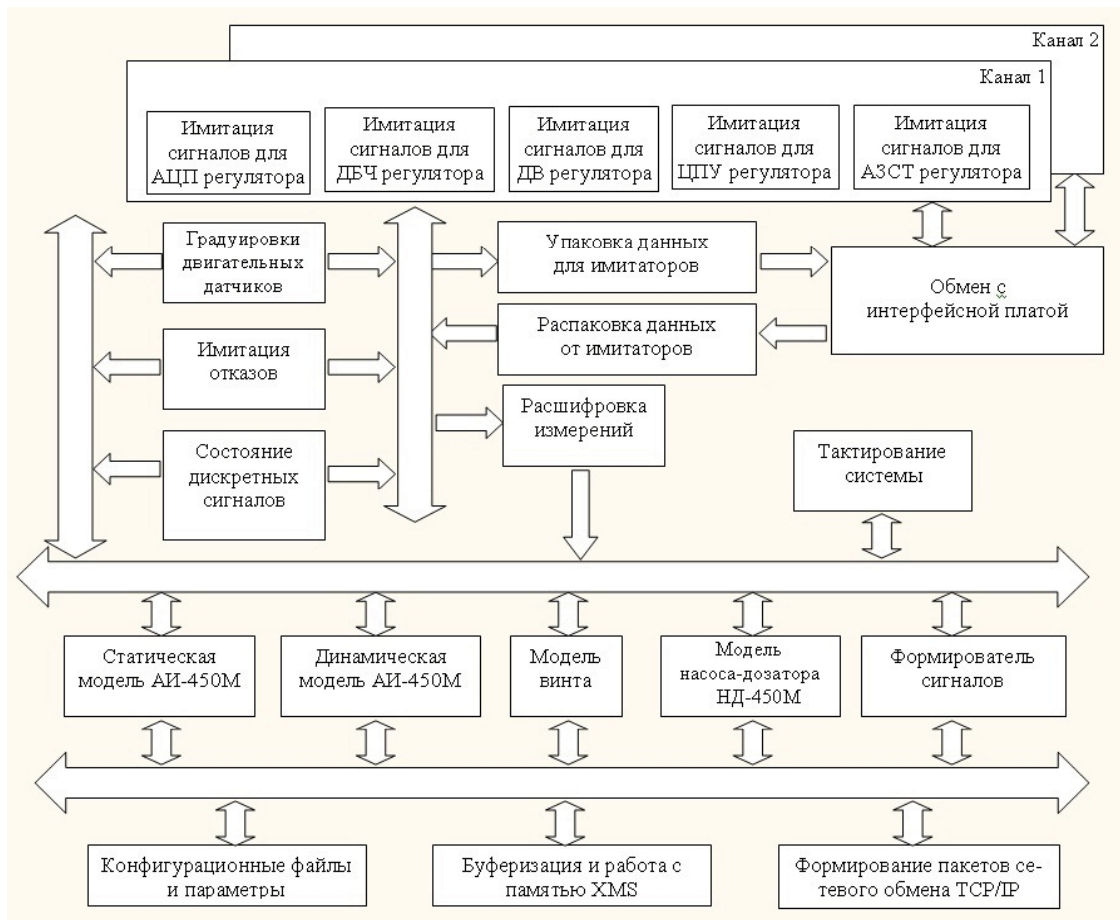


Рис. 2. Структура программного обеспечения стенда-имитатора АИ-450М

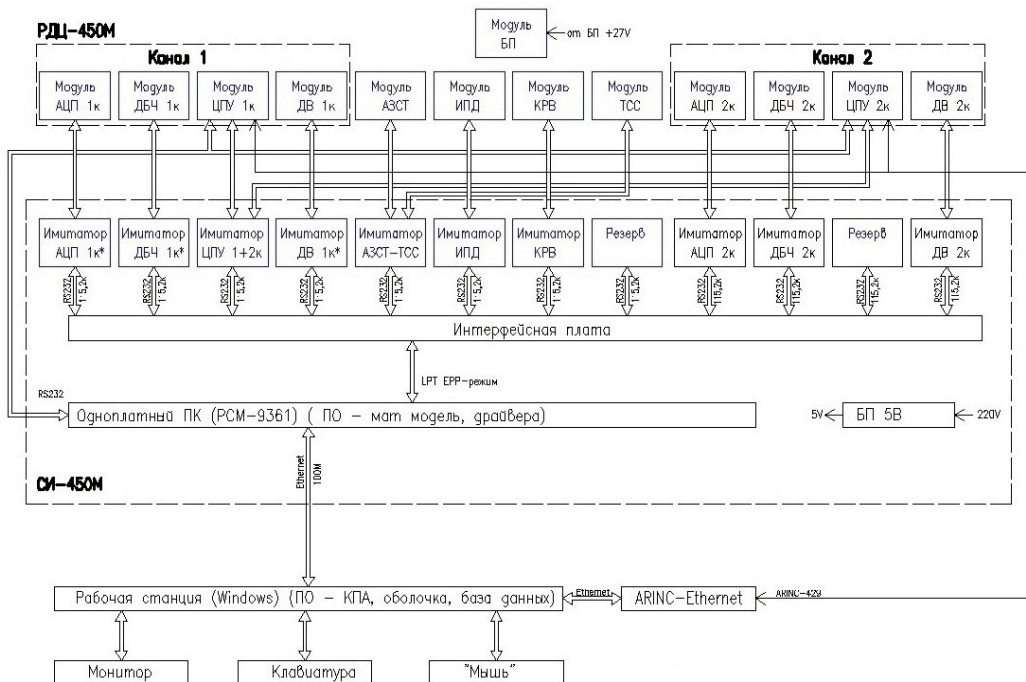


Рис. 3. Структурная схема аппаратной части СИ-450М

Оператор, проводящий испытания, управляет процессом с клавиатуры подключенного к стенду-имитатору персонального компьютера, на котором установлено специально разработанное программное изделие КПА-450М, обеспечивающее визуализацию текущего состояния всех подлежащих контролю параметров процесса.

Экран КПА-450М показан на рис. 4. На экране индицируются:

- значения измеряемых физических величин на входе и на выходе регулятора

РДЦ-450М;

- состояние (включено – выключено) каждого из дискретных сигналов (команд, признаков);

– информация о результатах работы встроенной системы контроля регулятора, как в виде специальных сигнальных полей, так и в виде изменения цвета индикации значения физических величин при их выходе за пределы допуска;

- графики изменения параметров во времени.

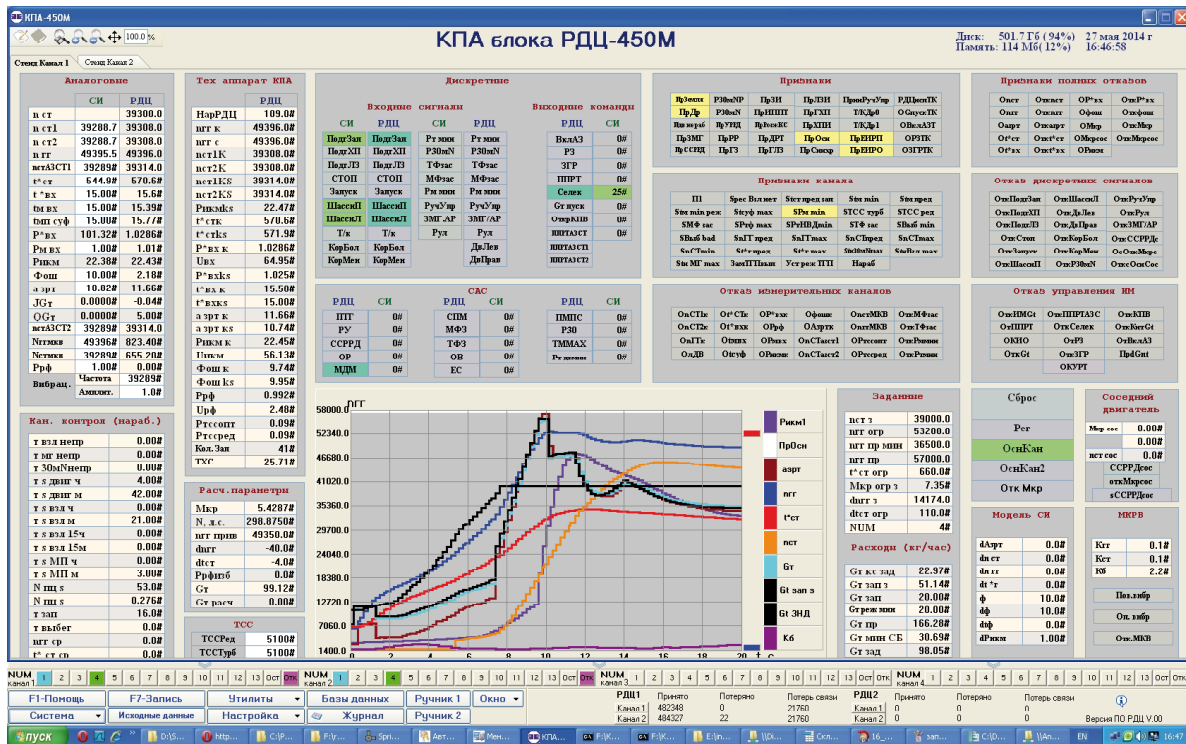


Рис. 4. Экран КПА-450М

По выбору оператора ведется запись базы данных в соответствии с Протоколом информационного обмена, регламентирующим обмен регулятора с бортовыми устройствами в условиях эксплуатации. Запись базы данных при испытаниях позволяет провести последующий анализ хода и результатов испытаний.

Таким образом, стенд-имитатор двигателя АИ-450М был создан как испытательное оборудование, обеспечивающее настройку регулятора РДЦ-450М и полноценную проверку его параметров и алгоритмов функционирования во всех режимах работы. Поскольку стенд изначально планировалось использовать при квалификации регулятора в качестве комплектующего изделия категории А (согласно Авиационным правилам), то крайне актуальным был вопрос о его государственной аттестации

в качестве испытательного оборудования, порядок которой определяет ГОСТ 24555 [4].

Государственная аттестация стенда-имитатора проведена в сотрудничестве с ГП «Запорожье-стандартметрология», которое было выбрано с учетом его опыта работы с авиационной тематикой «ГП Ивченко-Прогресс» и АО «Мотор Сич», в том числе и по изделиям АО «Элемент», изготавливаемым по заказам упомянутых предприятий.

Программа государственной аттестации включала исследование характеристик стенда в части:

- воспроизведения 25 аналоговых сигналов, выдаваемых стендом-имитатором на вход регулятора (определение погрешностей в заданных диапазонах воспроизведения);

– диапазонов контролируемых скоростей изменения в автоматическом режиме указанных аналоговых сигналов;
 – приема аналогового сигнала «ток управления» от регулятора;
 – выдачи 22 выходных дискретных сигналов проверки;
 – приема 20 входных дискретных сигналов;
 – определения характеристик вычислительных каналов стенда, реализующих математическую модель двигателя.

Перечень каналов воспроизведения аналоговых сигналов датчиков с указанием названий соответствующих им параметров режима работы двигателя и основных характеристик приведен в таблице 1.

Пределы погрешностей установлены, исходя из эксплуатационных требований. Следует отметить, что стенд не используется для исследования метрологических характеристик измерительных каналов регулятора – для этой цели использован ряд разработанных в АО «Элемент» имитаторов датчиков, сигналы которых контролируются стандартизованными прецизионными средствами измерительной техники, выбранными с учетом обеспечения метрологического запаса.

Для определения характеристик каналов воспроизведения при аттестации стенда использовались методы, аналогичные давно отработанным (в том числе применительно к области авиастроения) методам метрологической аттестации измерительных каналов [5].

Таблица 1

Перечень каналов воспроизведения сигналов датчиков, соответствующих заданным значениям контролируемых параметров режима работы двигателя

Наименование параметра	Количество каналов (сведения о датчике)	Диапазоны		Пределы погрешности воспроизведения
		воспроизводимых сигналов	значений параметров на входе датчика	
Скорость вращения роторов СТ и ГГ	10	120 – 2750 Гц	2400 – 55000 об/мин	±0,1 % ВП
		120 – 7000 Гц	1000 – 58000 об/мин	
		37 – 2140 Гц		
Давление	4	0 – 100 мВ	0,5 – 10 кгс/см ²	±1 % ВП
			0 – 40 кгс/см ²	
Температура	ТХА – 2	минус 2,6 – 46 мВ	минус 60 – +1100 °С	От –60 до +200 °С – ±10 °С (±0,41 мВ) При 200 °С и выше – ±3 °С (±0,12 мВ)
	50П – 4	37 – 113 Ом	минус 65 – +330 °С	±2 °С (± 0,4 Ом)
Угловое положение дозирующего элемента	45Д-32 – 2	Ктр = Uвых / Uвх	0 – 45 °	±0,5 °
Угол установки общего шага винта	ДБСКТ – 2	U _{sin} /U _{cos} в диапазонах: tg 0 ° – tg 120 °	0 – 120 °	±0,5 °
Уровень вибраций	1	0 – 600 пКл при 390 – 1010 Гц	0 – 30·g	от 0 до 15·g – ±0,6·g от 15·g до 30·g – ±4 % ИЗ

Что касается аттестации стенда в части программного обеспечения, реализующего математическую модель двигателя, или иными словами, аттестации вычислительных каналов, то необходимо отметить, что это гораздо менее освещенный в отечественной нормативной документации вопрос. Однако, в силу специфики изготавливаемых по заказам АО «Мотор Сич» изделий, АО «Элемент» накопил определенный опыт подготовки и проведения как экспери-

ментального исследования метрологических характеристик вычислительных каналов [6], так и государственной аттестации программного обеспечения [7].

Опыт, описанный в [7], базируется на проведенной за последние несколько лет государственной аттестации во ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова» программных изделий двадцати программно-технических комплексов испытаний газотурбинных двига-

телей, изготовленных АО «Элемент» по заказам АО «Мотор Сич».

Стенд-имитатор прошел государственную аттестацию к началу предварительных испытаний регулятора РДЦ-450М. Результаты аттестации были рассмотрены и одобрены экспертами Авиарегистра МАК в рамках выполнения процедуры квалификации регулятора РДЦ-450М в качестве комплектующего изделия категории А. Дополнительно экспертам в рамках подготовки к сертификации программного обеспечения регулятора РДЦ-450М было предоставлено описание стенда-имитатора как одного из инструментов верификации.

Стенд-имитатор обеспечил проведение следующих испытаний регулятора РДЦ-450М:

- предварительные;
- межведомственные;
- квалификационные согласно Авиационным правилам для комплектующих изделий образцов авиационной техники категории А под контролем Независимой инспекции, экспертов Авиарегистра МАК и Госавиаслужбы Украины.

В результате указанных испытаний на регулятор РДЦ-450М получены Свидетельства о годности комплектующего изделия от Авиарегистра МАК и от Госавиаслужбы Украины – регулятор и опыт его квалификации описаны в [8].

Следует также отметить, что использование стенда-имитатора для настройки и проверки регуляторов РДЦ-450М позволило существенно сократить время, а также снизить затраты, необходимые для проведения испытаний, по сравнению с использованием, например, полунатурных стендов.

В то же время, соответствие процесса проверки характеристик регулятора на всех режимах с использованием стенда-имитатора реальным условиям взаимодействия с двигательными системами, агрегатами, датчиками и исполнительными механизмами при эксплуатации подтверждено не только описанными выше процедурами аттестации и квалификации, но и многочисленными стендовыми и летными испытаниями регулятора РДЦ-450М.

Регулятор прошел ряд испытаний как в составе двигателя на стендах ГП «Ивченко–Прогресс» и АО «Мотор Сич», так на вертолетах ОАО «МВЗ им. М.Л. Миля».

К настоящему времени более десяти регуляторов РДЦ-450М обеспечили испытания, в том числе сертификационные, двигателя АИ-450М, подтвердив, в числе прочего, и эффективность использования описанного выше стенда-имитатора в качестве основного инструмента настройки и проверки регуляторов на площадке изготовителя.

Стенд-имитатор СИ-450М включен в пере-

чень испытательного оборудования, применяемого в технологическом процессе изготовления регуляторов РДЦ-450М, в том числе при проведении приемо-сдаточных испытаний.

Заключение

В результате проведенных АО «Элемент» работ по обеспечению испытаний регулятора двигателя цифрового РДЦ-450М создан и прошел государственную аттестацию стенд, имитирующий двигатель как взаимодействующую с регулятором систему, что позволяет выполнять настройку, полноценную проверку и отладку регулятора в лабораторных условиях.

Соответствие проверки регулятора на стенде-имитаторе СИ-450М реальным условиям взаимодействия с двигательными системами, агрегатами, датчиками и исполнительными механизмами подтверждено как исследованиями характеристик стенда при его государственной аттестации, так и многочисленными стендовыми и летными испытаниями регулятора РДЦ-450М в составе двигателя и вертолета.

Созданный стенд-имитатор обеспечил весь комплекс испытаний регулятора РДЦ-450М для комплектующего изделия авиационной техники категории А – предварительные, межведомственные, и квалификационные, включая сертификацию программного обеспечения, и используется в настоящее время при изготовлении регуляторов.

Литература

1. Буряченко А.Г. Испытательная база и методическое обеспечение испытаний ответственных изделий авиационной техники / Буряченко, А.Г., Ранченко, Г.С. // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. – №4 (51). – С. 75–78 .
2. Миргород В.Ф. Виртуальный стенд моделирования систем авиационных двигателей / Миргород, В.Ф., Грудинкин, В.М. // Искусственный интеллект. – 2006. – №3. – С. 186–191.
3. Миргород В.Ф. Модельная и интегральная формы математических моделей газотурбинных двигателей / Миргород, В.Ф., Грудинкин, В.М. // Вестник двигателестроения. – 2008. – №3. – С. 51–56.
4. ГОСТ 24555-81 Система государственных испытаний продукции. Порядок аттестации испытательного оборудования. Основные положения.
5. ОСТ 1 00487-83 Метрологическое обеспечение испытаний газотурбинных двигателей. Метрологическая аттестация измерительных каналов информационно-измерительных систем. – Введен впервые; дата введения 1984-07-01. – 20 с.

6. Ранченко Г.С. Оценка погрешностей косвенных измерений при испытаниях газотурбинных двигателей. / Ранченко Г.С., Буряченко А.Г., Волков Д.И. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – вып. 41/6. – С.160 – 163.

7. Буряченко А.Г. Аттестация программного обеспечения косвенных измерений при испытаниях газотурбинных двигателей / А.Г. Буряченко, К.М. Сидяк, В.В. Кондратюк, В.А. Качура.

// Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – вып. 7/114. – С.159–163.

8. Ранченко Г.С. Регулятор двигателя АИ-450М – результаты разработки и квалификации на категорию А / Ранченко Г.С., Буряченко А.Г., Грудинкин В.М., Голубев Н.Л., Данилов В.В. // Авиационно-космическая техника и технология. 2014. – №10 (117). – С. 93–98 .

Поступила в редакцию 30.05.2015

А.Г. Буряченко, В.М. Грудинкин, Д.С. Бурунов. Стенд-імітатор турбовального двигуна АІ-450М для випробувань регулятора двигуна. Метрологічне забезпечення та атестація стенду

Наведено результати роботи по розробці та державної атестації спеціалізованого випробувального обладнання для випробувань регулятора двигуна цифрового РДЦ-450М – стенду-імітатору, що, імітуючи двигун А-450М як взаємодіючу з регулятором систему, дозволяє виконати настройку, перевірку та відладку регулятору в лабораторних умовах. Описано структуру стенду, надані відомості про інтегровану до його складу математичну модель турбовального двигуна А-450М. Наведені основні характеристики стенду-імітатору та освітлені досвід та результати проведення його державної атестації.

Ключові слова: комплектуючий виріб категорії А, кваліфікаційні випробування, математична модель, атестація випробувального обладнання.

A.G. Buryachenko, V.M. Grudinkin, D.S. Burunov. Test bench-imitator of engine AI-450M for engine regulator testing. Metrological security and test bench verification

The results of the development and state verification of the specialized test equipment for the engine digital regulator RDC-450M testing are given. This equipment is the test bench-imitator which gives the possibility to calibrate and to test the regulator in laboratory by imitation of engine AI-450M as the system interacting with regulator. There is described the test bench structure and the information concerning the integrated in it mathematical model of engine AI-450M. The main test bench characteristics are given and the experience and the results of its state verification are elucidated.

Key words: component unit category A, qualification testing, mathematical model, test equipment verification.

УДК 629.7.064

Г.Ф. ЦАЛИМОВ, С.В. КОЗЮРА, Е.Е. ВАСЬКО*АО «Элемент», Одесса, Украина
ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННЫХ БЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ
СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОРАМИ ДЛЯ СИСТЕМ ЗАПУСКА
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Приведено аналитическое сравнение блоков управления стартер-генераторами постоянного тока АПД-1500 и THALES серии GCU P/N D25-XXX с разработанными в АО «Элемент» цифровыми блоками управления БЗГ-9М и БЗГ-450. Рассматриваются различные режимы работы блоков управления, а также характеристики в стартерном и генераторном режимах. Обсуждаются вопросы применения разработанных блоков управления БЗГ-9М и БЗГ-450 со стартер-генераторами СТГ9М, СТГ-3 2 серия, СТГ-150УД и THALES P/N 8260-350. Отмечено, что разработанные цифровые блоки управления БЗГ-9М и БЗГ-450 имеют более высокую точность управления по сравнению с существующими аналогами, имеют гораздо лучшие массогабаритные показатели и сравнительно легко адаптируются к разным типам стартер-генераторов.

Ключевые слова: блок управления стартер-генератором, БЗГ-9М, БЗГ-450, АПД-1500-1, GCU P/N D25-XXX.

Введение

Для запуска газотурбинных двигателей (ГТД) до настоящего времени широко применяются электрические стартер-генераторы постоянного тока. Это объясняется достаточной простотой их конструкции, обратимостью этих электрических машин и несложными способами управления.

При запуске ГТД с помощью стартер-генератора, как правило, требуется обеспечить следующую последовательность запуска:

- выборку люфтов редуктора, соединяющего стартер и ротор ГТД;
- плавную раскрутку ротора ГТД и его со-провождение вплоть до момента запуска;
- при успешном запуске ГТД – выключение стартера и переход стартер-генератора в генераторный режим;
- в генераторном режиме – стабилизацию напряжения генерации стартер-генератора при различных оборотах ГТД и различных нагрузках;
- во время запуска и генерации обеспечить защиту стартер-генератора от нештатных режимов и выхода электрических параметров за область допустимых значений.

С целью реализации этой последовательности запуска совместно со стартер-генераторами применяются блоки управления стартер-генераторами, которые представляют собой автоматы, управляющие величиной тока в якорной и (или) шунтовой обмотках стартер-

генератора. В блоках управления применяется либо ступенчатое регулирование с применением пусковых сопротивлений, ограничивающих максимальное значение тока, – АПД-1500-1 [1], либо непрерывное регулирование – СТС-800 [3], GCU P/N D25-XXX [2], где используется широтно-импульсная модуляция (ШИМ) напряжения якорной и (или) шунтовой обмоток стартер-генератора для управления величиной тока стартера и, соответственно, моментом вращения и числом оборотов.

Существующие в настоящее время и широко применяемые в авиации блоки управления АПД-1500-1 и GCU P/N D25-XXX построены на аналоговых принципах регулирования и могут рассматриваться как устаревшие.

В АО «Элемент» разработаны и изготовлены цифровые программируемые блоки управления БЗГ-9М, БЗГ-450, предназначенные для применения взамен аналогов – АПД-1500-1 и GCU P/N D25-XXX, а также совместно с новыми перспективными разработками стартер-генераторов различных изготовителей.

БЗГ-9М реализует ступенчатое регулирование (4 ступени), предназначен для совместного использования со стартер-генераторами СТГ9М [4], СТГ-3 2 серия [5], СТГ-150УД.

БЗГ-450 – цифровой аналог GCU P/N D25-XXX предназначен для управления стартер-генератором THALES P/N 8260-350 с непрерывным регулированием тока в обмотке возбуждения (рис. 1).



Рис. 1. Блок БЗГ-450

БЗГ-450 обеспечивает стабилизацию тока якоря в стартерном режиме и стабилизацию напряжения генерации в генераторном режиме.

В настоящей статье рассматриваются и обсуждаются характеристики блоков управления БЗГ-9М, БЗГ-450, полученные на испытательных стендах ГП «Ивченко-Прогресс» и АО «Мотор Сич». Характеристики блоков приводятся в сравнении с их аналогами АПД-1500-1 и GCU P/N D25-XXX.

1. Экспериментальная часть

Измерения характеристик БЗГ-450 проводились на испытательном стенде ГП «Ивченко-Прогресс». На стенде был установлен турбовинтовой двигатель (ТВД) АИ-450С со стартер-генератором THALES P/N 8260-350. В процессе запуска производились измерения тока стартера и скорости вращения вала ГТД, а также имелась возможность производить регулировку тока стартера и тем самым подбирать оптимальный режим запуска.

После завершения запуска и выхода ГТД в режим «малого газа» (МГ) блок БЗГ-450 автоматически переключался в режим управления генерацией и стартер-генератор переходил в генераторный режим.

В процессе испытаний в генераторном режиме к стартер-генератору подключались нагрузки мощностью 1, 3, 6, 12 и 17 кВт. Производились измерения выходного напряжения и тока стартер-генератора при различных нагрузках и различных скоростях вращения вала ГТД в режимах МГ, ЗМГ, ПМГ, МКР, МП. Одновременно проверялась работа установленных в блоке защит, предотвращающих аварийные режимы БЗГ-450 и стартер-генератора.

Далее блок БЗГ-450 заменялся на зарубежный аналог – THALES GCU P/N D25-300 и испытания повторялись.

Блок БЗГ-9М, как и его аналог АПД-1500-1, изначально разрабатывался только для обеспечения режима запуска двигателя, т.е. только для управления стартер-генератором в стартерном режиме. В дальнейшем, с целью обеспечения

перспективных разработок, в него были заложены аппаратные возможности управления режимом генерации. На данном этапе эти возможности не использовались.

Испытания блока управления БЗГ-9М проводились на испытательном стенде АО «Мотор Сич». На стенде был установлен ТВД АИ-450М. На него поочередно устанавливались стартер-генераторы СТГ9М и СТГ-3 2 серии.

В связи с тем, что указанные стартер-генераторы имеют разные характеристики, в блоке БЗГ-9М предусмотрена возможность переключения параметров управления для согласования с каждым из стартер-генераторов.

Во время испытаний в процессе запуска производились измерения тока стартера и скорости вращения вала ГТД. Измерения проводились для режимов «Горячий запуск», «Холодная прокрутка» и «Ложный запуск».

Блоки БЗГ-9М и БЗГ-450 разработаны на современных цифровых и аналоговых микросхемах. Алгоритм функционирования реализован с использованием микроконтроллеров ATmega16A, которые допускают работу в расширенном температурном диапазоне. В блоках имеется большое количество защит, реализованных на программном и аппаратном уровнях. Применена защита выходов от короткого замыкания и защита от перенапряжения по входам и цепям питания. Для защиты стартер-генератора от короткого замыкания в якорной цепи применены разработанные в АО «Элемент» измерительные трансформаторы тока ТТ-450 (рис. 2).

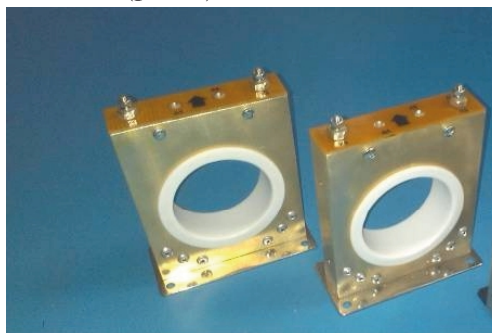


Рис. 2. Трансформаторы тока ТТ-450

Блоки имеют герметичный корпус и рассчитаны на применение в диапазоне температур – 55...80 °С.

Блоки разработаны с учетом требований стандартов ЕС, и после успешных испытаний на стендах заказчика в составе двигателей АИ-450С и АИ-450М один из блоков установлен на самолет фирмы «Diamond Aircraft Industries» DA-50 и в настоящее время проходит испытания в Австрии.

2. Анализ полученных результатов

На рис. 3 представлены характеристики запуска двигателя АИ-450С от блока БЗГ-450 (стартер-генератор THALES P/N 8260-350). Для сравнения на рис. 4 приведены характе-

ристики запуска двигателя АИ-450С с тем же стартер-генератором от блока THALES GCU P/N D25-300. Характеристики в стартерном режиме примерно совпадают. Вначале для выборки люфтов и ограничения тока стартера

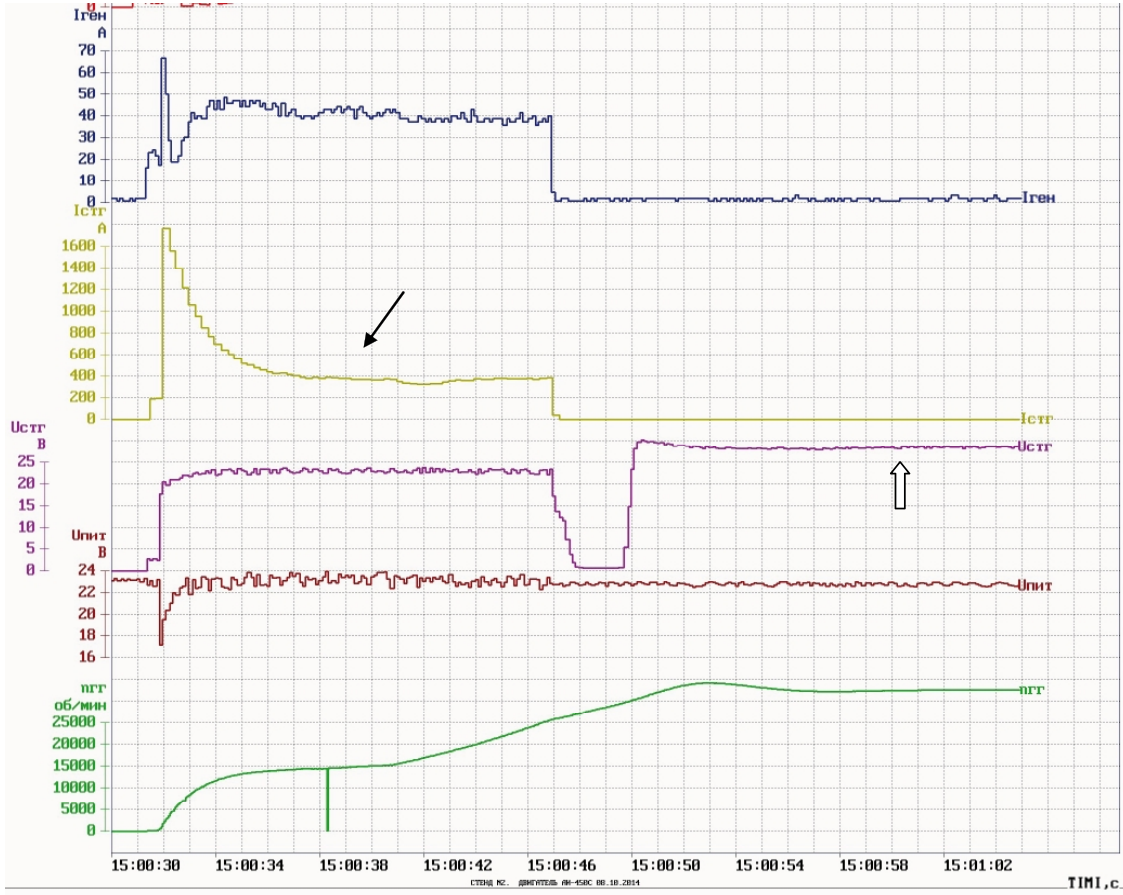


Рис. 3. Запуск от блока БЗГ-450

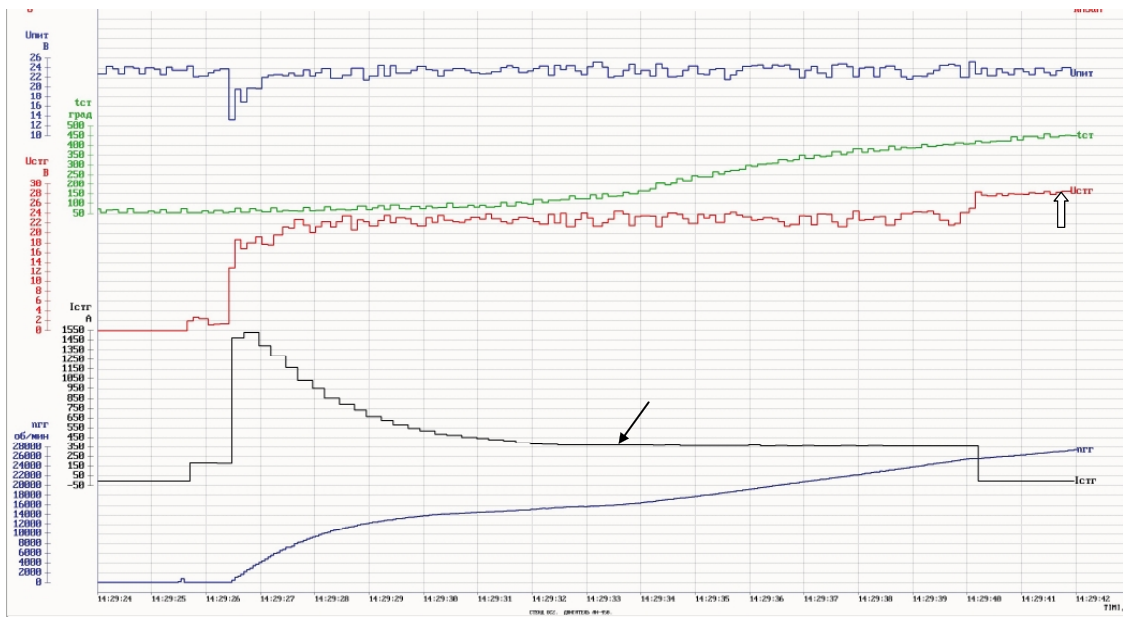


Рис. 4. Запуск от GCU P/N D25-300

включается пусковое сопротивление. Через 0,5 с пусковое сопротивление шунтируется и ток резко возрастает, обеспечивая необходимый момент вращения. (На графиках кривые отмечены сплошными стрелками.) По мере раскрутки ротора двигателя ток стартера плавно уменьшается до величины порядка 450А, после чего блоки управления переходят в режим стабилизации тока. Ток стартера остается постоянным, обеспечивая сопровождение вращения вала двигателя с положительным моментом вплоть до успешного завершения запуска двигателя. (При завершении запуска двигателя стартерный режим выключается, и ток стартера падает до нуля).

В генераторный режим оба блока переходят автоматически. БЗГ-450 с задержкой 2 с, которая регулируется и может быть, вообще говоря, отключена. Задержка была предусмотрена для того, чтобы успели переключиться контакты реле стартера и по требованию заказчика.

Стабилизация напряжения генерации обеспечивается ШИМ регулятором, осуществляющим автоматическую регулировку тока в обмотке возбуждения стартер-генератора.

В блоке БЗГ-450 применен цифровой ПИД регулятор. Наличие цифрового интегрирующего звена устраняет статическую ошибку регулирования [6]. На графиках это видно по более высокой точности поддержания выходного напряжения генератора по сравнению с GCU P/N D25-300. Графики отмечены полыми стрелками.

Заключение

Представленные в статье материалы позволяют сделать выводы:

1. Разработанные в АО «Элемент» блоки управления БЗГ-9М и БЗГ-450 не уступают своим зарубежным аналогам, а по некоторым

параметрам превосходят их. Так БЗГ-9М и БЗГ-450 имеют лучшие массогабаритные показатели (масса не более 0,7 кг) и меньшее потребление электроэнергии (более, чем на 50%) по сравнению с аналогами – АПД-1500-1 и GCU P/N D25-XXX.

Вследствие отсутствия статической ошибки регулирования, точность поддержания выходного напряжения генератора ($28,5 \pm 0,3$ В) блоком БЗГ-450 выше, чем у зарубежного аналога.

Разработанный блок БЗГ-9М предназначен для управления тремя видами стартер-генераторов: СТГ9М, СТГ-3 2 серия, СТГ-150УД. Блок может управлять и другими типами стартер-генераторов. Их общее число может быть достаточно большим и ограничивается только памятью микроконтроллера.

Литература

1. Автомат пуска двигателя АПД-1500-1, Руководство по технической эксплуатации УЯИС.468333.056РЭ, 2005, 26 стр., ОАО «Аэроэлектромаш», г. Москва
2. THALES AVIONICS ELECTRICAL SYSTEMS F0296, COMPONENT MAINTENANCE MANUAL with illustrated parts list, GENERATOR CONTROL UNIT P/N D25-XXX.
3. Стабилизатор тока СТС-800, Руководство по технической эксплуатации. ЕКРФ.310.00.002РЭ.
4. Стартер-генератор СТГ9М, Руководство по технической эксплуатации, 2008, 35 стр., ОАО «Аэроэлектромаш», г.Москва
5. Стартер-генератор СТГ-3 и СТГ-3 2 серии, Техническое описание и инструкция по эксплуатации 8АО.311003ТО, 1968, 24 стр., ОАО «Аэроэлектромаш», г. Москва .
6. Александров А.Г., Артемьев В.М., Афанасьев В.Н. и др. Справочник по теории автоматического управления, М., «Наука», 1987.

Поступила в редакцию 01.06.2015

Г.Ф. Цалімов, С.В. Козюра, О.Э. Васько. Розробка електронних блоків управління стартер-генераторами для систем запуску авіаційних двигунів

Приведено аналітичне порівняння блоків управління стартером-генератором постійного току АПД-1500-1 і THALES серії GCU P/N D25-XXX з розробленими в АО «Елемент» цифровими блоками управління БЗГ-9М і БЗГ-450. Розглядаються різні режими роботи блоків управління, а також характеристики у стартерному та генераторному режимах. Обговорюються питання застосування розроблених блоків управління БЗГ-9М і БЗГ-450 із стартером-генератором СТГ9М, СТГ-3 2 серії, СТГ-150УД і THALES P/N 8260-350. Позначено, що розроблені цифрові блоки управління БЗГ-9М та БЗГ-450 мають більш високу точність управління у порівнянні з існуючими аналогами, мають набагато кращі масогабаритні показники та порівняно легко адаптуються до різних типів стартер-генераторів.

Ключові слова: блок управління стартер-генератором, БЗГ-9М, БЗГ-450, АПД-1500-1, GCU P/N D25-XXX.

G.Tsalimov, S.V.Kozura, E.Vasko. Development of starter-generators CONTROL UNIT for starting system of aviation engines

Analytical comparison of control units (CU-s) for starter-generator of direct-current APD-1500-1 and THALES series of GCU P/N D25 – XXX with developed CU-s by JSC «Element» for BZG-9M and BZG - 450 is shown. Different modes of CU operations and also characteristics in a starter and generator modes are examined. Application questions of developed CU-s for BZG-9M and BZG - 450 with starter-generator STG9M, STG - 3 2 series, STG-150UD and THALES P/N 8260-350 are discussed. It is marked that the developed digital CU-s for BZG-9M and BZG- 450 have higher control accuracy as compared to existent analogues , have the much best mass and size indexes and comparatively easily adapt oneself to the different types of starter and generator.

Key words: CU for starter - generator, BZG-9M, BZG -450, APD-1500-1, GCU P/N D25-XXX.

УДК 621.452.3.001

С.И. СУХОВЕЙ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ ДОЗАТОРОМ ТОПЛИВА ГТД ЗА СЧЕТ УЧЕТА ДИНАМИКИ КЛАПАНА ПОСТОЯННОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ (КППД)

Проведен анализ учета динамики КППД с целью повышения точности дозирования топлива в САУ ГТД при сохранении динамических свойств системы. Выполнен сравнительный анализ трех вариантов контура управления: без учета динамики КППД, с учетом динамики КППД в замкнутом контуре и с коррекцией заданного значения в соответствии с динамикой КППД. Учет КППД в замкнутом контуре дает преимущества в динамике при небольших коэффициентах усиления, но не позволяет обеспечить высоких значений коэффициента как в системе без учета КППД. Использование алгоритма с коррекцией заданного значения в соответствии с динамикой КППД позволяет обеспечить высокие значения коэффициента усиления и повысить точность дозирования топлива.

Ключевые слова: повышение точности регулирования ГТД, регулирование расхода топлива, дозатор топлива, расход топлива.

Введение

Для обеспечения эффективности, большого ресурса и высокого уровня надежности ГТД к системам автоматического управления (САУ) предъявляются высокие требования. Комплекс требований обуславливает необходимость обеспечения высоких значений показателей качества САУ ГТД. Как показывает опыт доводки САУ двигателей [1-4], успех решения этой задачи во многом определяется динамикой и точностью исполнительных устройств. Получение высокой точности и хороших динамических свойств агрегатов – это комплексная задача, решаемая на этапе разработки их конструкции и синтеза контуров управления.

Расход топлива как регулируемый фактор используется в ГТД любого типа. Точность и динамические свойства этого контура имеют первостепенное значение при отработке программ разгонного ускорения и противопомпажной защиты, а также в значительной степени влияют на показатели качества САУ двигателя в целом.

В статье исследуется возможность повышения точности контура поддержания расхода топлива за счет учета динамики КППД.

1. Математическая модель дозатора топлива

Математическая модель дозатора топлива представляет собой произведение двух передаточных функций. Одна из них определяет динамику дозирующего элемента, а вторая – динамику клапана постоянного перепада давления.

$$W(s) = W_1(s) \cdot W_2(s), \quad (1)$$

$$W_1(s) = \frac{\Delta I}{\Delta i} = \frac{0.3}{10s+1}, \quad (2)$$

$$W_2(s) = \frac{\Delta G_T}{\Delta i} = \frac{225}{0.05s+1}, \quad (3)$$

где Δi – изменение тока управления, мА;
 ΔI – изменение перемещения датчика положения дозирующей иглы, см;

ΔG_T – изменение расхода топлива, кг/ч;

τ_1 – постоянная времени дозирующей иглы, с;

τ_2 – постоянная времени клапана постоянного перепада, с.

На рис. 1 приведена переходная характеристика объекта управления.

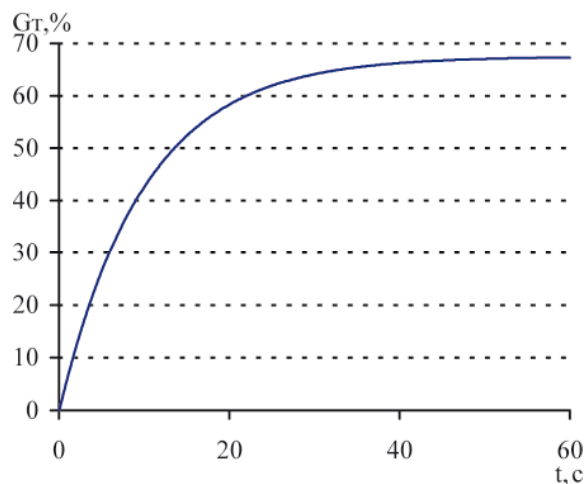


Рис. 1. Переходная характеристика объекта управления

В большинстве случаев при синтезе САУ динамикой КППД пренебрегают [5]. Так как обратная связь замыкается по фактическому положению дозирующего элемента (без учета КППД), а постоянная времени КППД существенно меньше постоянной времени дозирующего элемента.

2. Синтез регулятора дозатора топлива

Алгоритмы противопомпажной защиты и восстановления режимов работы ГТД требуют высокого быстродействия и точности. Это может быть обеспечено с помощью П-регулятора при достаточно высоких коэффициентах усиления (если это возможно) для минимизации статической ошибки регулирования [6]. Синтез контура регулирования дозатора топлива был выполнен с помощью корневых годографов [7] для частоты дискретизации 50 Гц. В качестве критерия синтеза было выбрано обеспечение коэффициента демпфирования в системе не ниже 0.707.

2.1. Синтез регулятора с учетом динамики КППД

На рис. 2 приведена структура регулятора с учетом динамики КППД. В таком регуляторе обратная связь замыкается не по расходу, пересчитанному из положения дозирующего элемента, а по расходу топлива, который определяется с учетом динамики КППД. При этом передаточная функция, отражающая динамику КППД, реализуется в блоке управления.

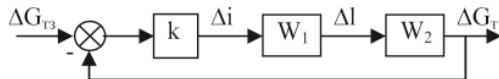


Рис. 2. Структура замкнутого контура регулирования дозатора топлива с учетом динамики КППД

На рис. 3 приведены корневой годограф и корни характеристического уравнения, обеспечивающие заданный критерий синтеза. Внутри единичной окружности выделена область, обеспечивающая заданное демпфирование системы. Корневой годограф пересекает эту область в вертикальном направлении. Таким образом, возможные варианты настройки системы ограничены участком годографа внутри обозначенной границы. Увеличению коэффициента усиления соответствует перемещение корней от действительной оси вверх и вниз. На рис. 3 изображено положение корней, которое обеспечивает запас устойчивости по амплитуде 25.3 дБ, по фазе - 72.2°. Это соответствует коэффициенту усиления $k = 0.86$. При этом корни характеристического уравнения замкнутой системы комплексно-сопряженные $0.824 \pm 0.0895j$.

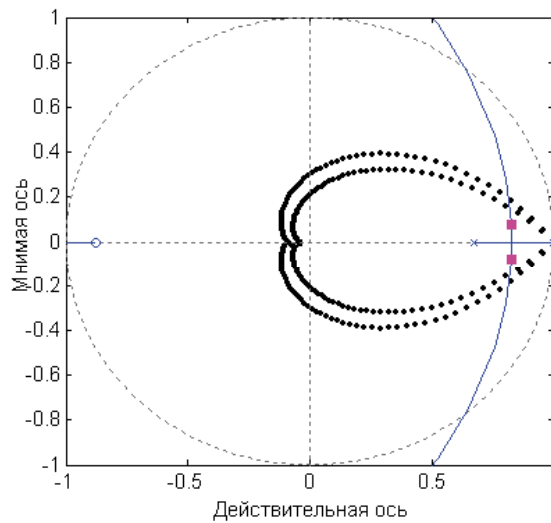


Рис. 3. Положение корней характеристического уравнения системы с учетом динамики КППД на комплексной плоскости.

2.2. Синтез регулятора без учета динамики КППД

На рис. 4 приведена структурная схема контура управления без учета динамики КППД. В этом случае вместо передаточной функции КППД используется усилительное звено, выполняющее пересчет положения дозирующего элемента в расход топлива.

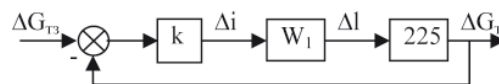


Рис. 4. Структура замкнутого контура регулирования дозатора топлива без учета динамики КППД

На рис. 5 приведен корневой годограф для этой системы с границей, соответствующей коэффициенту демпфирования 0.707. В данном случае характеристическое уравнение замкнутой системы имеет один действительный корень. На рис. 5 показано его положение (0.89) для запаса устойчивости по амплитуде 25.3 дБ, полученного в предыдущем варианте системы. При этом запас по фазе - 87.9°, коэффициент усиления - $k = 0.8$. В данной системе увеличению коэффициента усиления соответствует перемещение корня влево по действительной оси, т. е. имеется существенный резерв по увеличению коэффициента усиления системы.

2.3. Сравнительный анализ регуляторов

На рис. 6 приведены переходные процессы для двух вариантов регулятора по фактическому расходу топлива – расходу топлива за КППД.

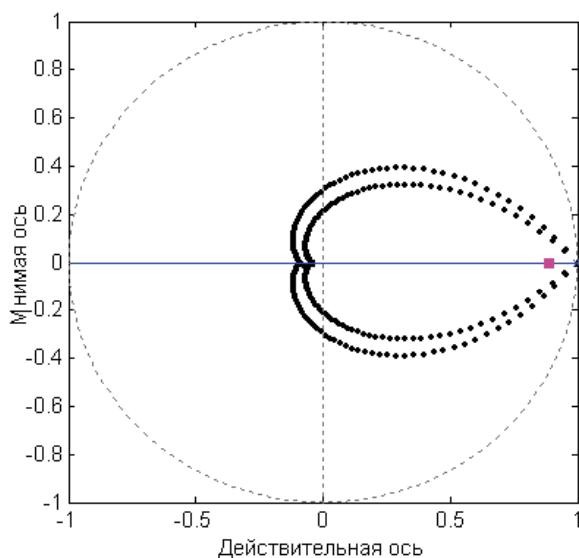


Рис. 5. Положение корней системы на комплексной плоскости системы без учета динамики КППД.

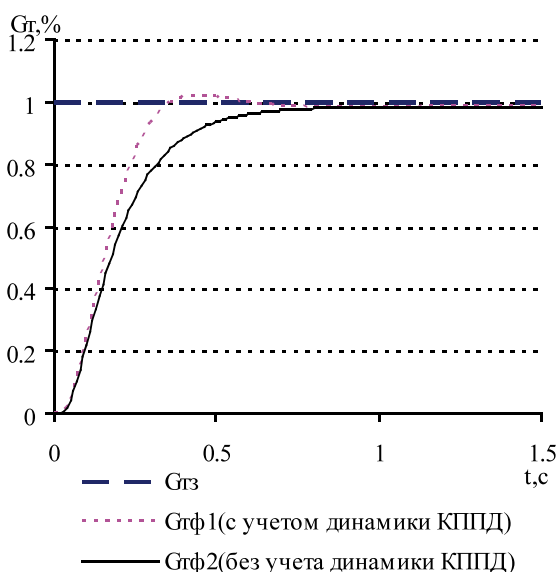


Рис. 6. Переходные процессы для двух вариантов регулятора

Очевидно, что при одинаковых запасах устойчивости по амплитуде и близких по фазе время первого согласования системы с учетом динамики КППД в два раза меньше. При этом в динамике разница фактических расходов топлива достигает 16%.

Однако в системе без учета динамики КППД имеются возможности по увеличению коэффициента k до 7.4 при сохранении заданных демпфирующих свойств системы и приемлемых запасов устойчивости (6дБ по амплитуде, 60° по фазе). В такой системе имеется существенный резерв по улучшению динамических свойств.

3. Регулятор с коррекцией заданного значения

Объединить преимущества двух ранее рассмотренных систем позволяет регулятор, структурная схема которого приведена на рис. 7.



Рис. 7. Структура замкнутого контура регулирования дозатора топлива с коррекцией заданного значения

Корректирующее звено, учитывающее динамику КППД, имеет следующий вид:

$$W_k = 0.05s + 1$$

Корневой годограф будет такой же, как и для системы без учета динамики КППД (рис. 5). То есть имеется достаточно широкий диапазон настройки регулятора.

На рис. 8 приведена отработка гармонического заданного воздействия в системе с коррекцией заданного значения и без ($k=4$).

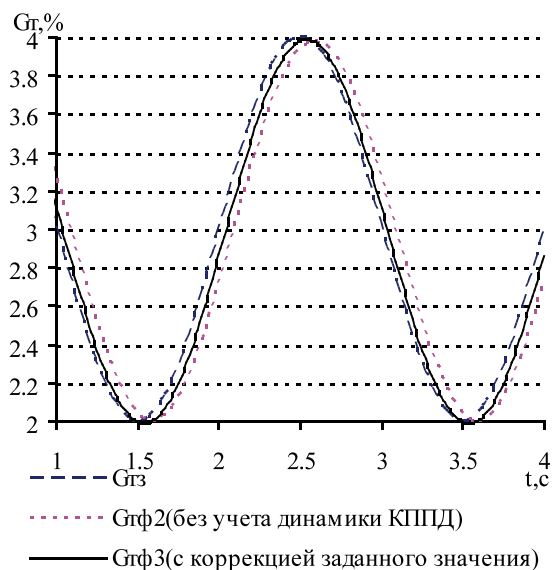


Рис. 8. Отработка гармонического входного воздействия в системе с коррекцией заданного значения и без

Результаты моделирования показали, что применение коррекции заданного значения в системе без учета динамики КППД позволило уменьшить отставание по фазе при отработке гармонического воздействия с 21° до 10° .

4. Испытания с реальным объектом

Была выполнена отработка алгоритма с коррекцией заданного значения с натурным дозатором топлива. Схема стенда приведена на рис. 9.

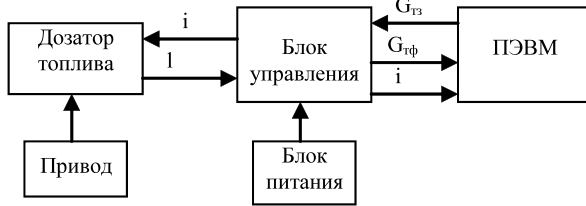


Рис. 9. Схема испытательного стенда.

Формирование законов изменения заданного значения расхода топлива осуществлялось с помощью ПЭВМ. Регистрация фактического расхода топлива и тока управления выполнялась в реальном масштабе времени для последующего анализа.

На рис. 10 приведена структурная схема регулятора, которая была реализована в блоке управления.

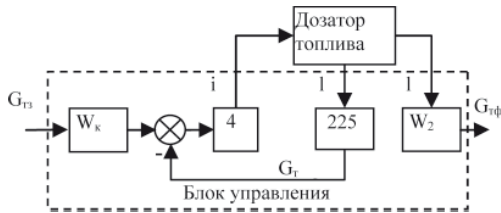


Рис. 10. Структурная схема регулятора, реализованная в блоке управления

Обратная связь выполнена по расходу топлива $G_{ГФ}$, пересчитанному по положению дозирующего элемента 1. Фактический расход топлива $G_{ГФ}$ определялся по положению дозирующего элемента с помощью передаточной функции КППД W_2 .

На рис. 11 и 12 приведены результаты отработки системой ступенчатого и гармонического законов изменения заданного расхода топлива.

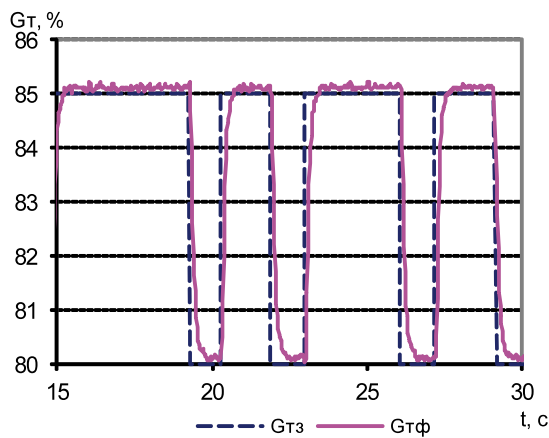


Рис. 11. Отработка системой ступенчатого входного воздействия

Полученные переходные процессы соответствуют результатам предварительного математического моделирования и позволяют обеспечить необходимые показатели качества системы управления ГТД.

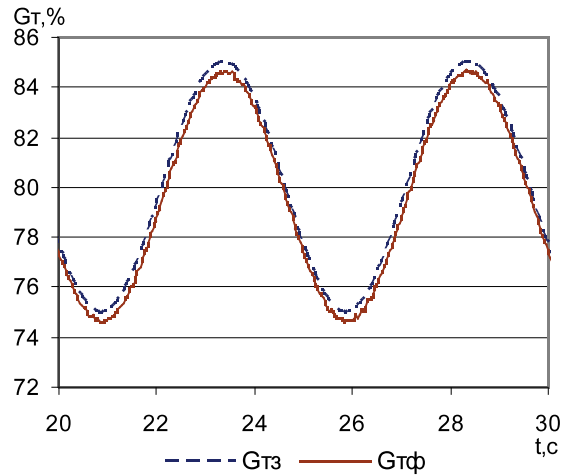


Рис. 12. Отработка системой гармонического закона изменения расхода топлива ($f=1$ Гц)

Заключение

Включение КППД в обратную связь, как динамического звена, существенно снижает максимальное значение коэффициента усиления П-регулятора. Хотя при граничных для данного регулятора коэффициентах усиления он обеспечивает лучшую динамику по сравнению с традиционным вариантом без учета КППД.

П-регулятор с коррекцией задающего воздействия в соответствии с динамикой КППД позволяет улучшить точность при использовании таких же коэффициентов усиления, как и в традиционном регуляторе. Это возможно благодаря тому, что динамическое звено КППД не включено в обратную связь. Такой вариант алгоритма был внедрен и успешно опробован в САУ ТРДД.

Литература

1. Адаптивная САУ расходом топлива с приводом дозатора от электромеханического преобразователя [Текст] / Е.В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховой, С.Н. Емельянов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 4(30). – С.92-95.
2. Павлюк Е.В. Синтез контура управления частотой вращения свободной турбины вспомогательной силовой установки [Текст] / Е.В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховой // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 8(16). – С.110-113.

3. Исследование динамических свойств контура управления частотой вращения свободной турбины вертолетной двигательной установки [Текст] / С.В. Безуглый, С.В. Епифанов, Е.В. Павлюк, С.И. Суховой // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – №10(26).– С.158-162.

4. Согласование контура управления механизацией служебного компрессора с контуром управления подачей топлива для обеспечения ГДУ компрессора ВСУ [Текст] / Е.В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховой, Р.Л. Зеленский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10(87).– С.218-221.

5. Павлюк Е.В. Модификация математических моделей агрегатов гидромеханической части на различных этапах разработки САУ ГТД [Текст] / Е. В. Павлюк, С.В. Епифанов, С.И. Суховой, Т.В. Кулик// *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 7(94).– С.176-179.

6. Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации [Текст] /В.В. Денисенко// *Современные технологии автоматизации*. – 2006. №4. – С. 66 – 74.

7. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления [Текст]: пер. с англ. / Б. Куо. – М.: Машиностроение, 1986. – 448с.

Поступила в редакцию 15.05.2015

С.І. Суховій. Підвищення точності контуру керування дозатором палива ГТД за допомогою врахування динаміки клапана постійного перепаду тиску (КППТ)

Наведено аналіз врахування динаміки КППТ для підвищення точності дозування палива в САК ГТД при збереженні динамічних властивостей системи. Виконано порівняльний аналіз трьох варіантів контуру: без врахування динаміки КППТ, з врахуванням динаміки КППТ в замкненому контурі та з корекцією заданої змінної у відповідності з динамікою КППТ. Врахування динаміки КППТ в замкненому контурі надає переваги у динаміці при невеликих коефіцієнтах підсилення, але не дозволяє забезпечити високі значення коефіцієнта як у системі без врахування КППТ. Застосування алгоритму з корекцією заданої змінної у відповідності до динаміки КППТ дозволяє забезпечити високі значення коефіцієнту підсилення і підвищити точність дозування палива.

Ключові слова: *підвищення точності регулювання ГТД, регулювання витрати палива, дозатор палива, витрати палива.*

S. I. Sukhovii. Fuel distributor control loop accuracy increasing by means of constant pressure drop valve dynamics accounting

Analysis of CPDV dynamics accounting for fuel distributor control loop accuracy increasing was performed. Three control loops were compared: loop which does not include CPDV dynamics, loop which includes CPDV dynamics and loop in which setting value is corrected according to CPDV dynamics. CPDV accounting in closed loop provides higher dynamics at low gains but does not allow high gains that are possible in system without CPDV accounting. System with setting value correction according to CPDV dynamics provides high loop gains and fuel distributor accuracy increasing.

Key words: *GTE control accuracy increasing, fuel flow control, fuel distributor, fuel flow.*

УДК 629.7.018.4

А.П. КУКОВИНЕЦ*АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ВЛИЯНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приводятся результаты исследования влияния систем автоматического управления на вибрационное состояние турбовинтовых двигателей. В процессе исследований были проверены возможные влияния на уровень вибрации. Установлено, что происходит повышение уровней вибрации в диапазоне частот зубозацепления на стационарном режиме работы двигателя. В процессе исследований причин повышения вибрации на двигателях было установлено, что при переходе на резервную систему управления по каналу воздушного винта уровень вибрации значительно уменьшался. Обнаруженный эффект был связан с особенностями отдельных агрегатов системы автоматического управления, в частности и регулятора воздушного винта.

Ключевые слова: *вибрации, турбовинтовой, частота, двигатель, диапазон, исследования, система.*

Введение

Система автоматического управления (САУ) обеспечивает поддержание заданного режима работы двигателя автоматически путем изменения подачи топлива в камеру сгорания.

Разработка оптимальной САУ двигателями с удовлетворительными динамическими свойствами является актуальной задачей.

Актуальность проблемы диагностирования определяется острой необходимостью оперативной оценки технического состояния авиационной техники на всех этапах жизненного цикла как на этапах проектирования и изготовления, так и на этапах эксплуатации и ремонта.

К САУ турбовинтовыми и турбовальными двигателями, выполняющие заданные законы управления, предъявляются жесткие требования. Требования могут устанавливаться в отношении допустимых отклонений, как для установившихся режимов работы двигателя, так и в отношении динамических погрешностей при переходных режимах.

Контур управления частотой вращения свободной турбины $n_{СТ}$ является основным на установившихся режимах работы САУ турбовального и турбовинтового двигателя. Изменение угла (общего шага) установки лопастей воздушного винта (ВВ) является наиболее интенсивным внешним воздействием на контур управления. Таким образом, динамические свойства САУ определяются тем, что изменение общего шага влияет на загрузку винта, и при этом частота вращения изменяется относительно медленно в результате большого

© А.П. Куковинец, 2015

момента инерции. Происходящие изменения воспринимаются регулятором $n_{СТ}$, который в свою очередь корректирует расход топлива, в результате изменения расхода топлива восстанавливается частота вращения воздушного винта, этот процесс происходит медленно вследствие ограничений на параметры работы двигателя.

В статье опубликованы результаты исследования влияния САУ на вибрационное состояние турбовинтовых двигателей.

Экспериментальная часть

При диагностировании таких сложных систем как авиационная техника используется широкий спектр параметров различной физической природы. При выборе диагностического параметра для решения задач диагностики с идентификацией вида дефекта, степени его развития, а тем более, прогнозирования технического состояния, требуется большой объем информации.

Эффективность методов вибрационной диагностики обусловлена тем, что дополнительные динамические силы, возникающие при появлении дефекта, возбуждают вибрацию непосредственно в месте его возникновения. Поскольку вибрация практически без потерь распространяется до места измерения, появляется возможность исследовать эти силы непосредственно на функционирующем изделии, без остановки и разборки.

Работы проводились на программно-аппаратном комплексе МІС-300 фирмы «НПП МЕРА». Обработка полученных данных про-

изводилась с помощью программного пакета WinPOC.

Анализ полученных результатов

В 2014 году при испытаниях двигателей периодически были зафиксированы повышенные уровни вибрации порядка 120g в диапазоне частот зубозацепления на стационарном режиме работы двигателя (рисунок 1).

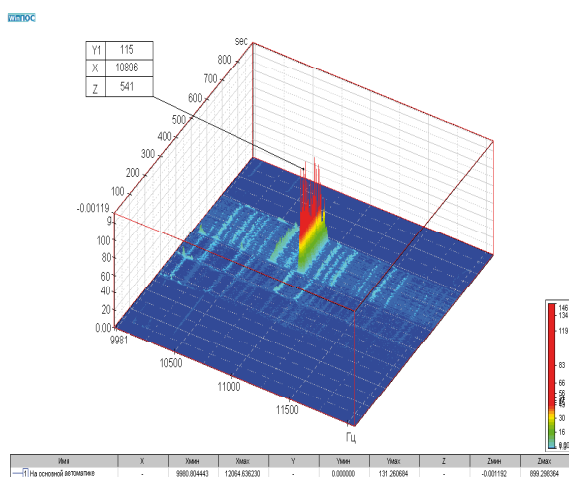


Рис. 1. 3D спектр уровня вибрации на стационарном режиме работы двигателя на основной САУ

В процессе исследований были проверены возможные влияния на уровень вибрации:

- 1) Пульсации топлива (влияние высокого порядка гармоники частоты пульсации топлива при совпадении с частотой зубозацепления);
- 2) Несоосность установки шестерен в кинематической паре;
- 3) Неравномерное распределение и пульсация подачи масла в редуктор (коробку приводов);
- 4) Износ подшипников;
- 5) Угол установки лопастей ВВ и точность его поддержания. При работе на основной САУ наблюдаются незначительные колебания лопастей в результате невозможности поддержания точного угла загрузки винта.

В поиске решения проблемы были выполнены работы по замене агрегатов САУ, но положительного эффекта это не принесло. Кроме агрегатов САУ был заменен редуктор, на котором возникали повышенные уровни вибрации в диапазоне частот зубозацепления, характер вибраций при этом не изменился. Дефектация демонтированного редуктора показала отсутствие каких-либо дефектов и износов профилей зубьев за наработку около 1000 часов.

Оценка сигнала датчиков вибраций производилась методом амплитудного спектра. Амплитудный спектр — это спектр колебаний, в котором величинами, характеризующими гармоники, являются их амплитудами. Он

изображается графически в системе координат «амплитуда - частота» (A-f) в виде совокупности вертикальных отрезков, расположенных в соответствующих точках оси частот.

Длина отрезков равна величине соответствующей амплитуды A_i . Такой амплитудный спектр называется дискретным или линейчатым. Спектр периодической функции состоит из равностоящих спектральных линий с интервалом f_1 , поскольку частоты гармоник находятся в простых кратных соотношениях. На рисунке 2 в качестве примера приведен сигнал и его спектры.

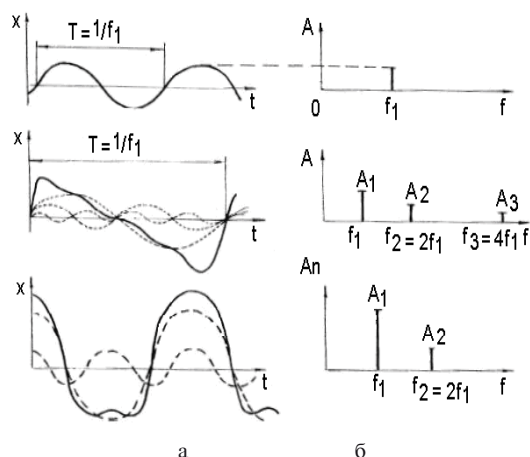


Рис. 2. Примеры периодических колебательных процессов и их частотные спектры а — описание во временной и б — в спектральной форме

При анализе вибросигнала в диапазоне частот зубозацепления было выявлено, что повышение среднего уровня происходит в виде неперiodических забросов разной амплитуды продолжительностью менее одной секунды (рисунок 3).

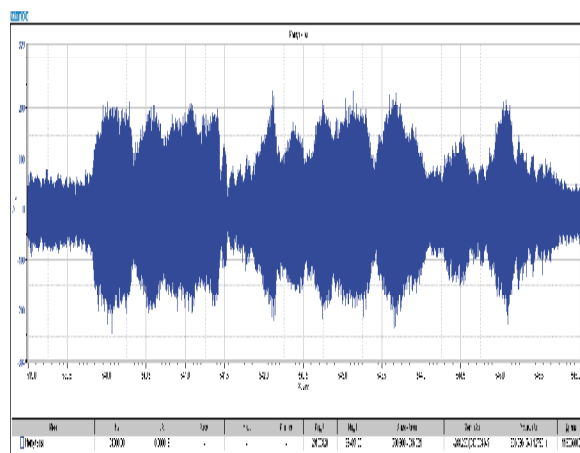


Рис. 3. Мгновенный спектр временного сигнала ДВ

В процессе исследования причин повышения вибрации на двигателях было установлено, что при переходе на резервную систему управления

по каналу воздушного винта уровень вибрации значительно уменьшался (рисунок 4).

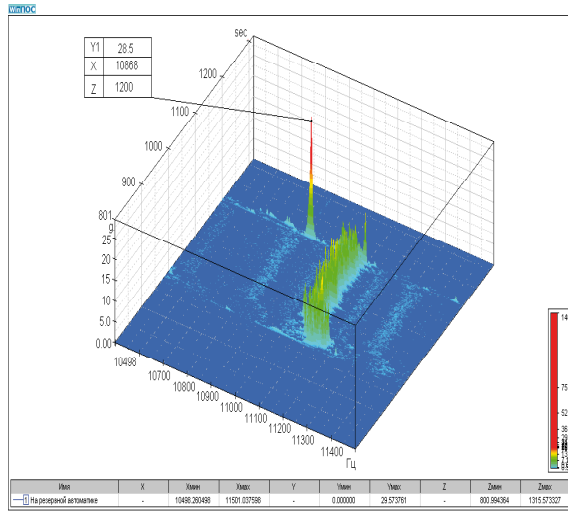


Рис. 4. 3D спектр уровня вибрации на стационарном режиме работы двигателя на резервной системе управления по воздушному винту

В процессе испытаний на резервной САУ по воздушному винту был выполнен переход на основную САУ без выключения двигателя, при этом рост вибраций начался в момент перехода и составил 146 g (рисунок 5).

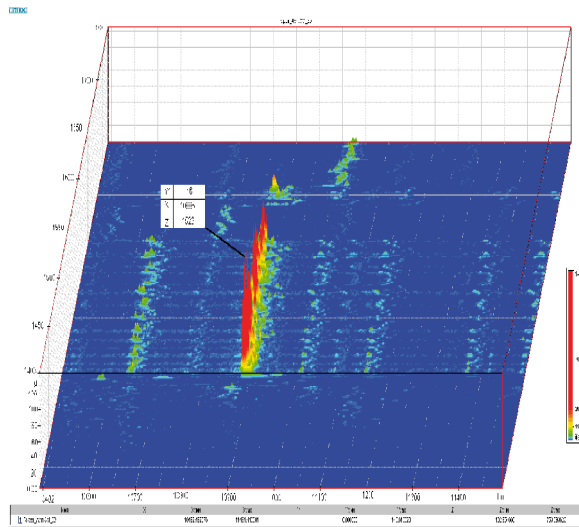


Рис. 5. 3D спектр уровня вибрации при переходе на основную САУ

Со временем работы на режиме амплитуда забросов постепенно уменьшалась.

Как видно из рисунка 4, при работе двигателя на резервной системе управления по воздушному винту уровень вибрации снизился.

В качестве наглядного примера приведен рисунок 6, на котором наглядно видна зависимость уровня вибрации от изменения частоты вращения роторов, в процессе исследования двигателя на основной и резервной САУ.

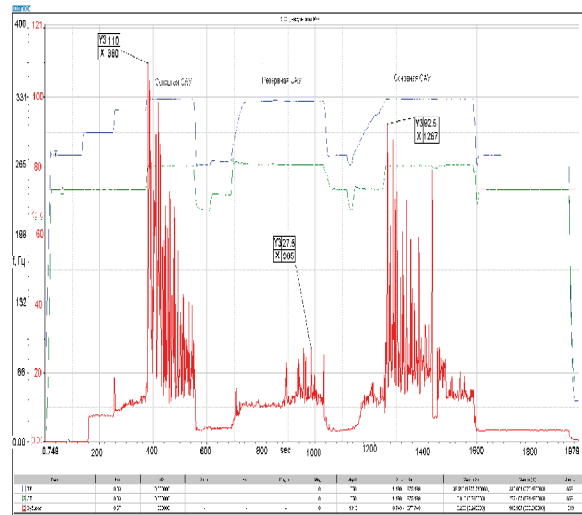


Рис. 6. Зависимость уровня вибрации от частоты вращения роторов

Обнаруженный эффект был связан с особенностями отдельных агрегатов САУ, в частности и регулятора воздушного винта.

Выводы

В результате проведенных исследований было установлено, как отдельные агрегаты САУ могут влиять на работу двигателя. В результате неблагоприятных колебательных процессов в агрегатах САУ фиксируемых ДВ, которые приводят к неперриодическим импульсам и кратковременным повышениям вибрации.

Литература

1. Епифанов С.В. Влияние быстросчетной математической модели турбовального двигателя на этапе запуска для решения задач синтеза систем автоматического управления [Текст] / С.В. Епифанов, Ф.Ф. Сиренко, С. И. Суховой, Р. Л. Зеленский // *Авиационно-космическая техника и технология*. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2012. - № 9 (96).- С.234.

2. Безуглый С.В. Контроль управления частотой вращения свободной турбины турбовального ГТД [Текст] / С.В. Безуглый, С.В. Епифанов, С. И. Суховой // *Авиационно-космическая техника и технология*. Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2008. - № 10 (57).- С.162.

3. Киселев Ю. В. Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники [Текст]: учеб. пособие / Ю. В. Киселев. – Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева, 2010. – 103 с.

Поступила в редакцию 11.06.2015

О.П. Куковинець. Вплив систем автоматичного керування на вібраційний стан турбогвинтових двигунів

Наводяться результати дослідження впливу систем автоматичного керування на вібраційний стан турбогвинтових двигунів. У процесі досліджень було перевірено можливі впливи на рівень вібрації. Встановлено, що відбувається підвищення рівнів вібрації в діапазоні частот зубозцеплення на стаціонарному режимі роботи двигуна. В процесі досліджень причин підвищення вібрації на двигунах було встановлено, що при переході на резервну систему управління за допомогою повітряного гвинта рівень вібрації значно зменшувався. Виявлений ефект був пов'язаний з особливостями окремих агрегатів системи автоматичного управління, зокрема і регулятора повітряного гвинта.

Ключові слова: вібрації, турбогвинтовий, частота, двигун, діапазон, дослідження, система.

A.P. Kukovinets. The impact of automatic control on the vibrational state of the turbo-propeller engines

The results of research on the impact of automatic control on the vibrational state of the turbo-propeller engines. In the course of researches it was checked possible influences on vibration level. It is established that there is an increase in vibration levels in the frequency range of subsatellite on the steady-state operation of the engine. To research the causes of increased vibration on the engine it was found that when switching to a backup management system according to the channel propeller vibration levels significantly odensala. The observed effects was associated with the peculiarities of the automatic control system, in particular control and propeller.

Keywords: vibration, turbo-propeller, frequency, engine, range, research, system.

УДК 004.942 : 629.4.001.4

В.Ф. МИРГОРОД

АО Элемент, Одесса, Украина

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРЕНДОВОЙ СТАТИСТИКИ КУМУЛЯТИВНЫХ СУММ В УСЛОВИЯХ НЕГАУССОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Рассмотрены характеристики эффективности трендовой статистики кумулятивных сумм для статистической модели порождения данных, отвечающей реальным условиям эксплуатации объектов диагностирования. В предлагаемой статистической модели учтены отличия от модели генеральной совокупности некоррелированных нормально распределенных случайных величин. Такие отличия учтены для моментов первого (выборочного среднего), третьего (асимметрии) и четвертого (эксцесса) порядков. Установлена устойчивость статистики кумулятивных сумм в области умеренных отличий от нормального распределения по асимметрии и эксцессу. Для оценки параметра положения имеет место смещение уровней значимости трендовой статистики кумулятивных сумм.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диагностики, статистическая модель, трендовый анализ, кумулятивная сумма.

Введение

Проблема перевода силовых и энергетических установок (СиЭУ) с газотурбинными двигателями (ГТД) на эксплуатацию по техническому состоянию в настоящее время решается путем создания интегрированных систем управления типа FADEC, необходимой составной частью которых является автоматизированная система контроля и диагностики (АСКД) ГТД. Важная научно-прикладная задача состоит в повышении надежности статистических выводов о техническом состоянии ГТД в реальных условиях эксплуатации, которые должны найти свое отражение в соответствующих статистических моделях (СМ) порождения данных.

1. Формулирование проблемы

Характерной особенностью анализируемых в АСКД выборок данных о техническом состоянии ГТД в виде временных рядов термогазодинамических и вибропараметров является тот факт, что они не удовлетворяют опорной гипотезе H_0 о принадлежности к генеральной совокупности некоррелированных нормально распределенных случайных величин (СВ) [1,2,3]:

$$\bar{x}_k \in N(m, \sigma), \quad (1)$$

где \bar{x}_k – временной ряд;
 m, σ – моменты первого и второго порядков.

В таких условиях применяемые в АСКД трендовые критерии [4] могут потерять эффек-

тивность, что обычно сопровождается ростом потока ложных тревог.

В [5] изложены результаты исследований ряда трендовых критериев (r – критерия и критерия отношения дисперсий) для более сложной СМ порождения данных:

$$\bar{x}_k \in N(m, \sigma, \gamma, \varepsilon), \quad (2)$$

где γ, ε – моменты третьего и четвертого порядков, учитывающие асимметрию и эксцесс выборки.

За пределами указанного исследования остался вопрос об эффективности статистики кумулятивных сумм (S – критерия) для СМ, которая в большей степени отвечает реальным условиям эксплуатации. В то же время именно S – критерий получил наиболее широкое применение в АСКД авиационных ГТД ввиду известных его преимуществ [4, 6].

Целью настоящей работы является оценка смещения уровней значимости и значений доверительных вероятностей трендовой статистики кумулятивных сумм в зависимости от параметров априорного распределения выборок данных.

2. Решение проблемы

Принятая при исследованиях априорная СМ порождения данных выбрана в виде широко применяемой при аппроксимации негауссовских плотностей вероятностей (ПВ) модели разложения в ряд Грама-Шарлье [7, 8], первые члены которого позволяют учесть в удобной форме моменты до четвертого порядка вклю-

чительно, обычно используемые при анализе данных

$$f_{na}(\chi) = f_n(\chi)^* \left(1 + \frac{1}{3!} j_1(\chi^3 - 3\chi) + \frac{1}{4!} j_2(\chi^4 - 6\chi^2 + 3) \right), \quad (3)$$

где f_n – ПВ нормального распределения;

$j_1 = \mu_3 / \sigma^3, j_2 = \mu_4 / \sigma^4 - 3$ – коэффициенты асимметрии и эксцесса соответственно.

В рамках иллюстрируемых исследований анализировалось влияние асимметрии и эксцесса распределения, а также ошибок при оценке параметра положения. Что касается допустимости аппроксимации реальных ПВ в виде (3), то целесообразно принимать $j_2 = \varepsilon \leq 2$, поскольку при больших значениях эксцесса нарушается условие неотрицательности ПВ вида (3).

Выбранный путь достижения цели работы заключается в аналитическом определении вида трендовой статистики кумулятивных сумм для СМ порождения данных (3) в зависимости от эксцесса ε , асимметрии γ , параметра положения m , и объема выборки N . Определение вида искомой статистики предполагает получение ПВ СВ, распределенной по закону (3) с последующей N -мерной последовательной сверткой ПВ. Для выполнения указанной процедуры в аналитическом виде использован пакет расширения Symbolic Toolbox системы MATLAB, содержащий ядро символьной математики MAPLE. Свертка определялась переходом в область изображений ПВ, возведением изображения в N -ю степень и обратным переходом в область оригиналов для получения искомой плотности. Контроль корректности символьных преобразований осуществлялся одновременным исполнением указанной процедуры и для стандартного нормального распределения.

Результаты проведенных исследований представлены на рис. 1 – рис. 6.

На рис. 1 и рис. 3 представлены априорные ПВ подлежащей анализу выборки, учитывающие эксцесс (рис. 1) и асимметрию (рис. 3) соответственно, в сопоставлении с ПВ стандартного нормального распределения. На рис. 2 и рис. 4 представлены ПВ S – статистики для числа отсчетов $N = 20$, полученных аналитически, при опорной гипотезе H_0 о принадлежности к генеральной совокупности некоррелированных нормально распределенных случайных величин и СМ вида (3).

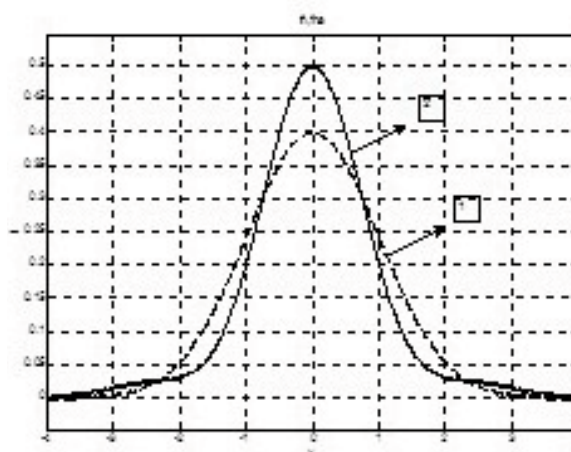


Рис. 1. Исходные ПВ выборки: 1 – нормального распределения; 2 – ПВ вида (3) с учетом эксцесса

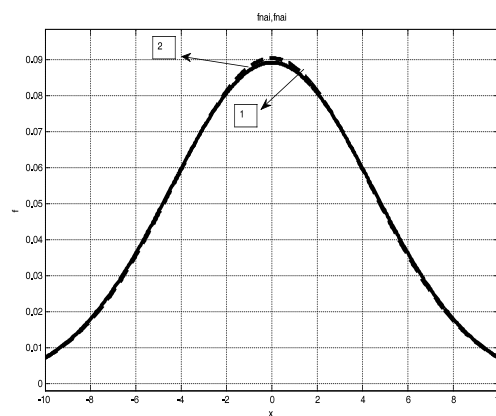


Рис. 2. Результирующие ПВ S – статистики: 1 – для нормального распределения; 2 – для ПВ вида (3) с учетом эксцесса

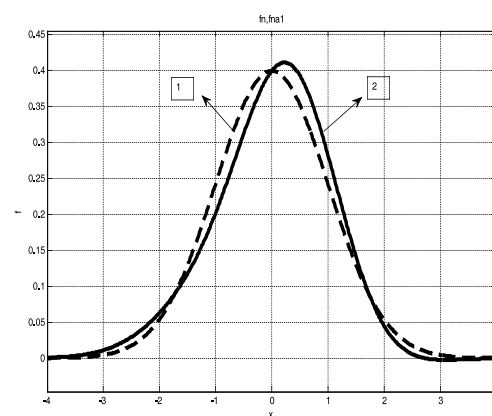


Рис. 3. Исходные ПВ выборки: 1 – нормального распределения; 2 – ПВ вида (3) с учетом асимметрии

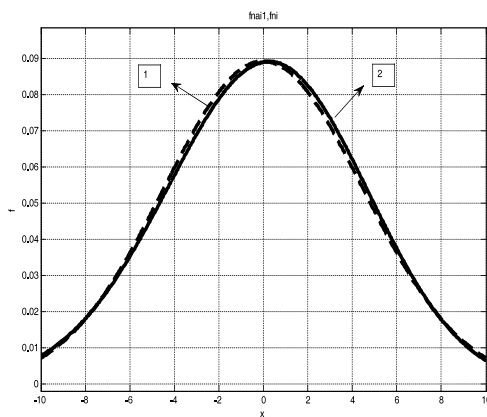


Рис. 4. Результирующие ПВ S – статистики: 1 – для нормального распределения; 2 – для ПВ вида (3) с учетом асимметрии

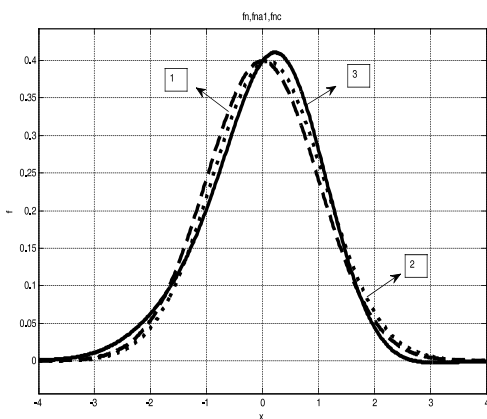


Рис. 5. Исходные ПВ выборки: 1 – нормального распределения; 2 – нормального распределения со смещенным центром; 3 – ПВ вида (3) с учетом асимметрии

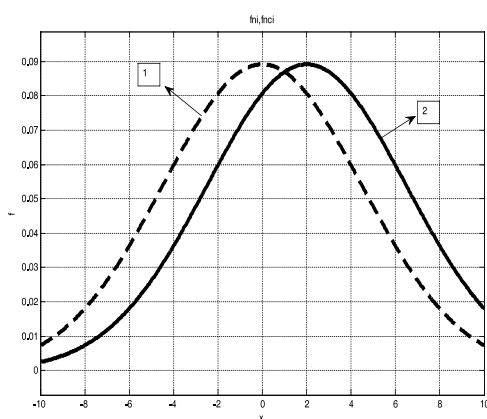


Рис. 6. Результирующие ПВ S – статистики: 1 – для нормального распределения; 2 – для нормального распределения со смещенным центром

Вычисления пороговых уровней для трендовой статистики кумулятивных сумм по полученным аналитическим выражениям со-

гласно модели (3) показало высокую степень устойчивости исследуемой статистики к эксцессу и асимметрии распределения в области доверительных вероятностей (0,9...0,95) и числа степеней свободы (числа отсчетов ряда) $N > 20$. Смещения значений доверительных вероятностей при заданном пороге срабатывания не превышают долей процента. Существенные различия возникают на уровнях (0,6...0,8), однако эта область не представляет практического интереса.

Отличительной особенностью проведенного исследования является тот факт, что указанные статистики для СМ порождения данных (3) получены с помощью упомянутого пакета символьной математики в аналитическом виде, что позволяет выполнить их детальный анализ, необходимые расчеты и табулировать. Дополнительно выполнен анализ чувствительности статистики кумулятивных сумм к смещению центра распределения (рис. 5, рис. 6). Согласно [4, 6], исходная выборка предварительно центрируется выборочным средним. Такое выборочное среднее имеет свое распределение и весьма чувствительно к выбросам в исходных данных. Смещение при компьютерном эксперименте выбрано таким, чтобы медиана распределения с асимметрией была равна этому смещению центра. Как это следует из результатов моделирования (рис. 6), смещения значений доверительных вероятностей статистики кумулятивных сумм при заданном пороге срабатывания являются весьма существенными.

Заключение

Трендовая статистика кумулятивных сумм для СМ порождения данных (3) имеет высокую степень устойчивости к эксцессу и асимметрии распределения в практически используемых областях доверительных вероятностей и числа отсчетов ряда.

Для оценки параметра положения имеет место смещение уровней значимости трендовой статистики кумулятивных сумм ввиду естественного смещения (накопления) ее центра пропорционально числу отсчетов.

В общем случае отличие принятой априорной СМ порождения данных от фактически реализуемой приводит к существенному смещению уровней значимости трендовых статистик и, как следствие, снижению достоверности статистических выводов о состоянии объектов в СТД. Поэтому формирование адекватных диагностических моделей поведения контролируемых объектов является необходимым этапом построения современных СТД, что и определяет перспективы дальнейших исследований.

Литература

1. Куликов Г.Г. Интеллектуальный контроль состояния авиационных ГТД / Г.Г. Куликов, П.С. Костенко, В.С. Фатиков, В.Ю. Арьков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002. – Вып. 31. – С. 163-167.
2. Миргород В.Ф. Особенности применения трендовых статистик при обработке данных в системах технической диагностики / В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2005. – №4. – С. 25-27.
3. Новицкий Л.В. Оценка погрешностей результатов измерений / Л.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л. Энергоатомиздат, 1985. – 248 с.
4. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.И. Богаенко. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.
5. Миргород В.Ф. Сравнительный анализ эффективности критериев тренда в задачах диагностирования ГТД / В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2005. – № 8/24 – С. 190-194.
6. Епифанов С.В. Выбор эффективных критериев тренда для применения в алгоритмах параметрической диагностики / С.В. Епифанов, Б.А. Щербань, Ю.В. Черкасов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2012. – № 8/95 – С. 232-240.
7. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника / В.И. Тихонов. – М., Радио и связь, 1982. – 624 с.
8. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М., Наука, 1973. – 832 с.

Поступила в редакцию 30.05.2015

В.Ф. Миргород. Оцінка ефективності трендової статистики кумулятивних сум в умовах негаусового розподілу вихідних даних

Розглянуті характеристики ефективності трендової статистики кумулятивних сум для статистичної моделі породження даних, що відповідає реальним умовам експлуатації об'єктів діагностування. У запропонованій статистичній моделі враховані відмінності від генеральної сукупності некорельованих нормально розподілених випадкових величин. Такі відмінності враховані для моментів першого (вибіркового середнього), третього (асиметрії) та четвертого (ексцесу) порядків. Встановлена стійкість статистики кумулятивних сум в області помірних відмінностей від нормального розподілення по асиметрії та ексцесу. Для оцінки параметру положення має місце зміщення рівнів значущості трендової статистики кумулятивних сум.

Ключові слова: газотурбінний двигун, діагностики, статистична модель, трендовий аналіз, кумулятивна сума

V.M. Mirgorod. Evaluation of trend statistics efficiency of the cumulative sums in non-gaussian distributions of reference data terms

Efficiency characteristics of trend statistics of cumulative sums for the statistical model of data generation that meet to the real exploitation conditions of diagnosed objects are considered. In the offered statistical model differences from the model of general totality of the uncorrelated normally distributed random quantity are taken into account. Such differences are taken into account for the moments of first (selective middle), third (asymmetries) and fourth (excess) orders. Stability of cumulative sums statistics in area of moderate differences from normal distribution on asymmetry and excess is determined. For the estimation of position parameter levels displacement of meaningfulness of trend statistics of cumulative sums takes place.

Keywords: gas turbine engine, diagnostics, statistics model, trend analysis, cumulative sum.

УДК 618.518: 629.7.036.3

В.Е. СТРЕЛЕЦ, М.Л. УГРЮМОВ, Е.М. УГРЮМОВА, И.А. ТРОФИМОВА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

МЕТОД СИНТЕЗА МНОЖЕСТВА КОНТРОЛИРУЕМЫХ ПЕРЕМЕННЫХ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ВХОДНЫХ ДАННЫХ

При эксплуатации авиационных систем одной из наиболее важных задач является диагностирование их технического состояния. Разработан метод синтеза множества контролируемых переменных состояния для диагностирования единичных и множественных отказов турбореактивных двигателей с учетом стохастической природы входных данных, при условии, что ошибка классификации состояния не превышает заданной величины.

Представлен пример применения описанного метода для определения множества контролируемых переменных при диагностировании технического состояния турбореактивного двухконтурного двигателя типа Д-36.

Ключевые слова: турбореактивный двигатель, диагностирования технического состояния, контролируемые переменные, неопределенность входных данных.

Введение

Диагностирование состояния авиационных турбореактивных двигателей является одной из наиболее сложных задач при технической эксплуатации авиационных систем (АС).

Существующие автоматизированные системы контроля и диагностики (АСКД), используемые для оценивания технического состояния проточной части турбореактивных двигателей по параметрам рабочего процесса, имеют сравнительно невысокий уровень достоверности, что обусловлено стохастической природой множества признаков и возможных состояний двигателя.

Задача определения контролируемых переменных, формирования диагностических моделей и синтез алгоритмов оценивания технического состояния турбореактивных двигателей имеют свою специфику [1], а именно:

— во-первых, процессы, протекающие в авиационных двигателях, разнообразны и в то же время взаимозависимы и случайны, что существенно усложняет их исследование и определение детерминированных причинно-следственных связей между техническими состояниями объекта диагностирования, и контролируемыми переменными его состояния;

— во-вторых, задача еще более усложняется при диагностировании множественных повреждений (отказов) конструктивных узлов проточной части двигателей при глубине оценки до конструктивного узла;

— в-третьих, в условиях возникновения множественных дефектов процесс определе-

ния контролируемых переменных приобретает случайный характер, другими словами появляется неопределенность в данных измеряемых контролируемых переменных для разных сценариев отказов.

Повышение качества диагностирования возможно за счет обоснованного выбора множества контролируемых переменных [2-4].

В данной работе предложен метод синтеза множества контролируемых переменных для диагностирования единичных и множественных отказов турбореактивных двигателей в условиях неопределенности входных данных.

1. Математическая модель синтеза рациональных решений многокритериальных задач диагностирования

К математическим моделям и вычислительным методам, предназначенным для решения задач диагностирования, ставятся такие требования:

— высокая эффективность (низкие трудоемкость и информационная сложность);

— корректность (существование, единственность и устойчивость решений к возмущениям входных данных), в том числе — быстрая сходимость итерационных процессов вычислений, достаточная с практической точки зрения точность.

С учетом этих требований построена системная математическая модель синтеза рациональных решений многокритериальных задач диагностирования [5].

В результате декомпозиции задача диагностирования может быть представлена как последовательность взаимосвязанных задач:

- структурного анализа – по заданным структурной и системной диагностической моделям объекта (таблица неисправностей, таблица «симптом – дефект») построение дерева отказов, позволяющего определить связи между дефектами функциональных элементов (ФЭ), контролируемые переменными и отказами системы в целом;

- кластеризации – определение возможного количества состояний (сценариев отказов), в которых может оказаться АС. Методология решения задачи следующая: задается модель объекта в виде таблицы неисправностей, таблицы «симптом – дефект», по ним строится дерево отказов, затем дерево событий. Другой формой результата решения задачи может быть диагностическая логическая модель (диагностическая гипотеза);

- классификации – определение состояния, в котором объект диагностирования находится в настоящий момент. Результатом является распознавание принадлежности образца тому или иному сценарию;

- обратной задачи интервального анализа для каждого сценария – нахождение интервалов допустимых значений контролируемых переменных, соответствующих исправному техническому состоянию объекта диагностирования с множественными отказами, и необходимой точности их измерения. На основе полученных результатов формируется база данных, содержащая допуски на изменение параметров и контролируемых переменных, соответствующие исправному техническому состоянию системы в целом, а также точность их измерения;

- измерения контролируемых переменных состояния;

- определения технического состояния объекта диагностирования, т.е. вида сценария отказа системы в целом, который достоверно соответствует наблюдаемым значениям контролируемых переменных. Результатом решения этой задачи будет подмножество $S_k^{\circ} = \{s_{kl}^{\circ}\}$, $S_k^{\circ} \subseteq S^{\circ}$, $k \in [1, L_k]$, где L_k – число контролируемых переменных, фактическое отклонение текущих значений s_{kl}° которых выходят за пределы допустимых отклонений $[\varepsilon_{sl}^-, \varepsilon_{sl}^+]$ для этого сценария, а также подмножество параметров $\{r_{lj}\}$, $j = 1 \dots J_k$, соответствующих наблюдаемым значениям контролируемым переменным S_k° ;

- оценки величин расчетных параметров ФЭ в процессе эксплуатации на основе наблюдаемых значений контролируемых перемен-

ных S_a° с известной точностью их измерения: $\{\delta_{sl}\} \rightarrow \{\delta_{rj}\}$, $j = 1 \dots J_a$;

- определение функциональных элементов, дефект в которых привел к отказу системы в целом. Результатом решения этой задачи будет подмножество $\{r_{lj}\}$, $l = 1 \dots L_k$, $j = 1 \dots J_a$, где J_a – число параметров, фактические отклонения текущих значений r_{lj} которых выходят за пределы $[\varepsilon_{rl}^-, \varepsilon_{rl}^+]$ для этого сценария.

Для решения каждой из вышеперечисленных задач разработаны соответствующие методы решения [5]:

- метод определения подсистем АС, возникновения дефектов в которых могут привести к отказу системы в целом;

- метод поиска интервалов допустимых значений контролируемых переменных, соответствующих рабочему состоянию объекта диагностирования;

- метод оценки величин расчетных параметров функциональных элементов во время эксплуатации на основе значений наблюдаемых контролируемых переменных.

Эти методы реализованы в информационной технологии поддержки принятия решений при диагностировании технического состояния авиационных систем в условиях неопределенности входных данных.

2. Интеллектуальная информационная технология (ИИТ) поддержки принятия решений при диагностировании технического состояния авиационных систем

Предложена прикладная ИИТ, которая основана на применении комплекса систем поддержки принятия решений (СППР) при диагностировании технического состояния авиационных систем, включающего компьютерные интерактивные СППР «Diagnosis_Tree», «PNN_Modify» и «Motor_Pro®».

На рис. 1 показана системная функциональная модель процесса диагностирования АС. Данная модель представляет взаимосвязь между входными данными, разработанными моделями и методами, используемыми для обработки этих данных, выходными данными, получаемыми в процессе диагностирования состояния АС.

ИИТ включает ряд следующих этапов.

Этап 1. Определение возможных сценариев отказов АС в целом и их количества. Для решения данной задачи используется компьютерная СППР «Diagnosis_Tree», с помощью которой эксперт строит дерево отказов АС. Далее строятся деревья событий. На основе анализа деревьев отказов и событий определяется количество наиболее вероятных сценариев отказов.

Этап 2. Определение интервалов допустимых значений контролируемых переменных, соответствующих исправному техническому состоянию турбореактивного двигателя, в условиях неопределенности входных данных для каждого из выявленных сценариев работы с помощью компьютерной СППР «Motor_Pro®».

Этап 3. Формирование базы данных, включающей выборки значений контролируемых переменных, соответствующих возможным сценариям отказов АС; интервалы значений контролируемых переменных, соответствующие исправному техническому состоянию АС, для каждого из сценариев работы.



Рис. 1. Системная функциональная модель процесса диагностирования АС

Этап 4. В процессе эксплуатации на основе данных мониторинга определяем значения наблюдаемых контролируемых переменных, которые передаются в СППР «PNN_Modify». С помощью метода, реализованного в данной СППР, устанавливается, в каком техническом состоянии находится АС в текущий момент (определение наиболее вероятного сценария отказа).

Этап 5. Расчет параметров подсистем и функциональных элементов АС на основе наблюдаемых контролируемых переменных для определенного этапа 4 сценария отказов с помощью компьютерной СППР «Motor_Pro®».

Этап 6. Результаты диагностирования сохраняются на бортовом компьютере, отображаются на элементах бортовой АСКД и передаются оператору наземной службы контроля и диагностики АС.

На основе полученных данных с учетом полетной информации принимается решение о сохранении текущей, либо о переходе к аварийной программе регулирования АС.

3. Методика синтеза множества контролируемых переменных для диагностирования турбореактивных двигателей

Пусть задана математическая модель объекта диагностирования (турбореактивного двигателя) и точность измерения возможных контролируемых переменных его состояния. Требуется определить подмножество контролируемых переменных состояния, чтобы обеспечить необходимую вероятность диагностирования – ошибка 3-го рода не должна превышать заданной величины: $Q < \alpha$.

Предлагаемая методика включает следующие этапы:

- сформировать множество информативных (значимых) переменных состояния;
- выделить подмножество контролируемых переменных состояния;
- сформировать для рассматриваемых состояний (сценариев отказов) обучающие выборки контролируемых переменных состояния;

– определить репрезентативность обучающих выборок на основе t-статистик Стьюдента;

– используя метод классификации определить вероятности диагностирования состояний турбореактивного двигателя.

Если полученная минимальная вероятность меньше требуемой – добавляем еще одну контролируемую переменную состояния и возвращаемся к пункту 3.

Покажем, что совместное использование методов допускового контроля и классификации состояния приводит к уменьшению ошибок 3-его рода.

Пусть S^* – значения контролируемых переменных, $[\varepsilon_{S_m}^-, \varepsilon_{S_m}^+]$ – пределы допустимых отклонений для S^* , R_m – состояние объекта диагностирования (сценарий отказа).

Апостериорная вероятность диагностирования m-го сценария при значениях контролируемых переменных S^* , определяется согласно формуле Байеса:

$$P(R_m | S^*) = \frac{P(S^* | R_m)P(R_m)}{\sum_m [P(S^* | R_m)P(R_m)]} \quad (1)$$

Определим вероятность произведения нескольких совместных событий:

$$P(S^*, \varepsilon_{S_m}, R_m) = P(R_m)P(S^* | R_m)P(\varepsilon_{S_m} | S^*, R_m) \quad (2)$$

или

$$P(S^*, \varepsilon_{S_m}, R_m) = P(S^*)P(\varepsilon_{S_m} | S^*)P(R_m | S^*, \varepsilon_{S_m}) \quad (3)$$

Апостериорная вероятность диагностирования m-го сценария при значениях контролируемых переменных S^* , при том, что они выходят за пределы допустимых отклонений $[\varepsilon_{S_m}^-, \varepsilon_{S_m}^+]$, определяется из совместного рассмотрения соотношений (2) и (3) по формуле:

$$P(R_m | S^*, \varepsilon_{S_m}) = \frac{P(R_m)P(S^* | R_m)P(\varepsilon_{S_m} | S^*, R_m)}{P(S^*)P(\varepsilon_{S_m} | S^*)} \quad (4)$$

Оценим условные вероятности в выражении (4). В случае использования только методов допускового контроля –

$$P(\varepsilon_{S_m} | S^*, R_m) = P(\varepsilon_{S_m} | S^*) = \frac{1}{M},$$

при совместном использовании методов допускового контроля и классификации состояния –

$$P(\varepsilon_{S_m} | S^*, R_m) = \frac{C}{M}, C > 1.$$

Оценим отношение апостериорных вероятностей –

$$\frac{P(R_m | S^*, \varepsilon_{S_m})}{P(R_m | S^*)} = \frac{P(\varepsilon_{S_m} | S^*, R_m)}{P(\varepsilon_{S_m} | S^*)} = C > 1.$$

Таким образом, совместное использование методов допускового контроля и классификации состояния приводит при диагностировании состояния АС к уменьшению ошибок 3-его рода:

$$Q = 1 - P(R_m | S^*, \varepsilon_{S_m}) = 1 - P(R_m | S^*) \rightarrow 0.$$

Рассмотрим применение предложенной методики для определения множества контролируемых переменных при диагностировании технического состояния турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) типа Д-36 в условиях неопределенности входных данных.

На первом этапе из множества информативных переменных в качестве контролируемых переменных (при заданной программе регулирования: $m = \text{const}$, $\pi_{\text{ВЛ}} = \text{const}$, $\pi_I = \text{const}$, $T_T = \text{const}$) были выбраны расход топлива и давление за турбиной среднего давления.

Выделено восемь технических состояний двигателя, вызываемых дефектами подсистем. На втором этапе были сгенерированы обучающие выборки для каждого возможного состояния ТРДД.

На третьем этапе было определено, что полученные выборки нерепрезентативны, т.к. минимальное значение t-статистики Стьюдента получено 1.68 при критическом значении 2.66.

Далее была введена дополнительная контролируемая переменная – датчик давления за турбиной вентилятора.

В случае трех контролируемых переменных были проведены аналогичные расчеты. Минимальное значение t-статистики Стьюдента получено 3.12. Следовательно, обучающие выборки для трех переменных репрезентативны. Таким образом вероятность ошибок диагностирования 3-его рода была уменьшена до уровня 22%.

Заключение

Предложена прикладная ИИТ диагностика АС в условиях неопределенности входных данных, которая обеспечивает возможность выявления единичных и множественных отказов на основе избыточности

информации о техническом состоянии в процессе диагностирования за счет совместного использования методов допускового контроля и классификации состояния с использованием данных мониторинга.

Разработан метод синтеза множества контролируемых переменных для диагностирования единичных и множественных отказов турбореактивных двигателей в условиях неопределенности входных данных. Результатом синтеза являются множество контролируемых переменных и необходимая точность их измерения.

В качестве примера, для ТРДД типа Д-36 выявлено, что для снижения ошибки 3-его рода до уровня ниже 30% необходимо добавить дополнительную контролируемую переменную – датчик давления за турбиной вентилятора.

Литература

1. Попов А.В. Исследование динамических характеристик ТРДД с перемежающимися неисправностями проточной части на установившихся режимах его работы [Текст] /

А. В. Попов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 2 (38). – С. 63–67.

2. Биргер И.А. *Техническая диагностика* [Текст] / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

3. Ахмедзянов А.М. *Диагностика состояния ВРД по термодинамическим параметрам*. [Текст] / А.М. Ахмедзянов, Н.Г. Дубровский, А.П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с.

4. Donald L. Simon. *A Systematic Approach to Sensor Selection for Aircraft Engine Health Estimation* [Text] / Simon L. Donald, Sanjay Garg // NASA/TM–2009-215839. – 11p.

5. Стрелец В.Е. *Методология решения задачи диагностирования технического состояния газотурбинных двигателей в условиях неопределенности входных данных* [Текст] / В.Е. Стрелец, М.Л. Угрюмов, И.А. Трофимова, С.А. Вамболь // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 9 (116). – С. 121-127.

Поступила в редакцию 30.05.2015

В.Є. Стрілець, М.Л. Угрюмов, К.М. Угрюмова, І.О. Трофімова. Метод синтезу множини змінних, що контролюються, для діагностування відмов турбореактивних двигунів в умовах невизначеності вхідних даних

Розроблено метод синтезу множини змінних стану, що контролюються, для діагностування одиничних та множинних відмов турбореактивних двигунів з урахуванням стохастичної природи вхідних даних, за умовою, що помилка класифікації стану не перевищує заданого значення.

Поданий приклад застосування описаного методу для визначення множини змінних, що контролюються, при діагностуванні технічного стану турбореактивного двоконтурного двигуна типу Д-36.

Ключові слова: турбореактивний двигун, діагностування технічного стану, контрольовані змінні, невизначеність вхідних даних.

V.Ye. Strilets, M.L. Ugryumov, K.M. Ugryumova, I.O. Trofimova. Method of controlled variables set synthesis for faults diagnostic of turbojet engine under input data uncertainty

The method of state controlled variables synthesis for single and multiple faults diagnostics was developed. This method takes into account the stochastic nature of input data. The diagnosis is carried out with condition that the classification error is not better than given value.

The example of the defined method application was offered for the controlled variables set determination when diagnostics the turbojet bypass engine (model D-36) technical state.

Keywords: turbojet engine, technical state diagnostic, controlled variables, input data uncertainty.

УДК 629.735.45:621.833(031)

А.В. ПАПЧЕНКОВ*АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СПЕКТРАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГТД

Решена научная задача повышения эффективности методов эксплуатационного диагностического контроля технического состояния зубчатых передач, позволяющая более надежно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя признаки отклонения характеристик деталей редуктора от штатного состояния и дополнить автоматическую систему анализа технического состояния роторных деталей ГТД пятого и шестого поколений. Предложен метод спектральной обработки сигнала вибраций зубчатых передач ГТД, основанный на факте несоответствия критерию стационарности сигнала пересопряжения зубьев колес редукторов, который позволяет, как минимум, в два раза увеличить точность измерения амплитудных максимумов вибраций. Для цифровой реализации метода разработана методика определения частоты дискретизации квазистационарных сигналов пересопряжения зубьев, которая позволяет увеличить точность и частотный диапазон аппаратуры диагностического контроля технического состояния деталей редукторов ГТД. Доказано, что длительность окна спектрального анализа квазистохастического сигнала вибраций деталей зубчатых передач ГТД, основанная на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности максимума математического ожидания спектральной мощности сигнала зубцовой частоты, должна быть не менее периода фундаментальной частоты пары сопрягающихся шестерен редуктора.

Ключевые слова: газотурбинные двигатели, вибродиагностика, зубчатые передачи, спектральный анализ, техническое состояние.

Эффективным направлением эксплуатационного технического диагностирования наиболее напряженных узлов – зубчатых передач редукторов ГТД, являются методы анализа сигналов вибраций корпуса двигателя в местах опор валов редуктора. Традиционные методы вибрационной диагностики [1] преимущественно основываются на спектральном разложении сигналов с информационным анализом амплитудного спектра преобразования Фурье. Операции интегрирования (либо свертки) нестационарного сигнала вибраций на интервале длительности окна анализа определяют большую дисперсию информационных параметров во временной и частотной областях. Вследствие этого, исторически доказана неудовлетворительная чувствительность [2] спектральных моделей к сигналам зарождающихся дефектов зубьев, которые имеют малую амплитуду и большую скважность на временном интервале анализа. Статистические методы обработки, применяемые для анализа дефектов зубчатых передач редукторов вертолетов, не локализованы в спектральной области, что определяет их пороговую чувствительность к зарождающимся дефектам и неудовлетворительную чувствительность к помехам в интервале окна анализа.

Результаты проведенных исследований [3] удовлетворяют общепромышленное применение, однако в них не решалась частная задача параметрической адаптации традиционных спектральных методов контроля к физическим процессам передачи крутящего момента в ГТД, которые характеризуются различной степенью нестационарности на интервалах окна анализа.

Таким образом, важной и актуальной задачей современного двигателестроения является повышение эффективности методов систем диагностического контроля технического состояния зубчатых передач путем теоретической и экспериментальной параметрической адаптации к физическим процессам передачи крутящего момента. Решение задачи позволит увеличить точность идентификации признаков отклонения параметров деталей зубчатых передач от штатного состояния, увеличить надежность, уменьшить затраты на ремонты и дополнить автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Исследованы свойства виброакустических сигналов объекта исследований [4]. Проведен системный анализ структурно-

функциональных взаимосвязей процессов и сигналов энергоинформационного взаимодействия систем объекта исследований (рис. 1).

Собственные сигналы зубчатой пары $s_z(t)$, на которые воздействуют сигналы генератора энергии (камеры сгорания) $s_{in}(t)$ и сигналы изменения

приемника энергии (нагрузки) $s_{out}(t)$. Сигнал вибраций в зоне зацепления зубчатой пары:

$s_{vz}(t) = s_z(t) + s_{in}(t) + s_{out}(t)$. Основные составляющие входного сигнала, это: дисбаланс и девиация скорости вращения ротора свободной турбины $s_r(t)$, дисбаланс колес турбины и про-

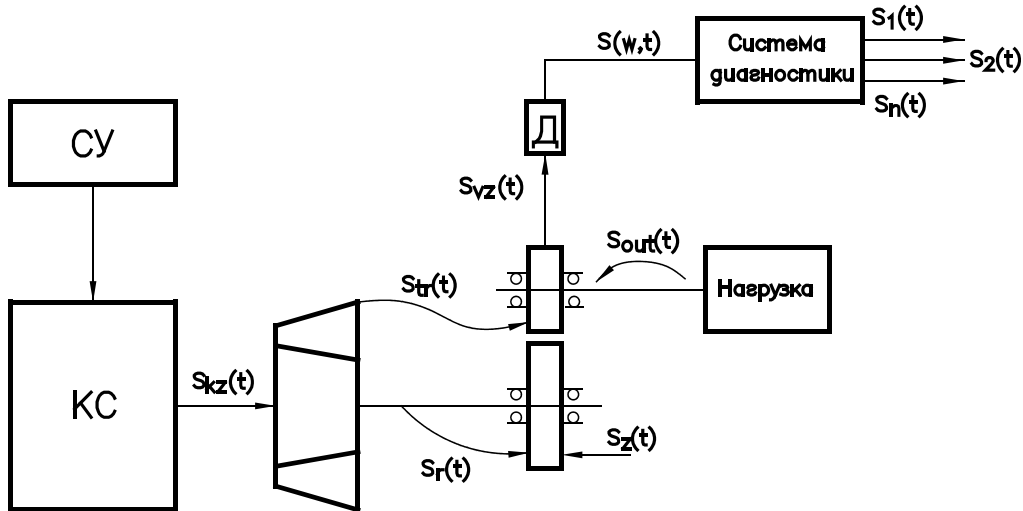


Рис. 1. Структурно – функциональные связи и источники вибраций зубчатых пар редукторов ГТД

цессов прохождения лопатками температурных пятен $s_{tr}(t)$, пульсации газового потока камеры сгорания $s_{kz}(t)$, инициированные системой управления, и некоррелированные шумы $s_{sh1}(t)$. Основные составляющие нагрузки: динамические изменения под действием изменения плотности атмосферы $s_{at}(t)$, управление углом лопастей винта $s_{vv}(t)$ и некоррелированные $s_{sh2}(t)$ шумы.

Особо отметим сигналы кратковременных резонансов деталей $s_{res}(t)$, которые могут возникать во время переходных процессов адаптации перечисленных сигналов к возмущающим воздействиям. В результате имеем суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций:

$$\begin{aligned} \bar{s}_{vz}(t) = & \bar{s}_z(t) + \bar{s}_r(t) + \bar{s}_{tr}(t) + \bar{s}_{kz}(t) + \\ & s_{sh1}(t) + \bar{s}_{at}(t) + \bar{s}_{vv}(t) + s_{sh2}(t) + \\ & \bar{s}_{res}(t) \end{aligned} \quad (1)$$

Будем понимать, что все сигналы виброакустической эмиссии энергии (1), кроме сигналов шума, представляют собой векторы, вращающиеся в трехмерном пространстве со своими амплитудами и круговыми частотами. Скалярное представление для i -того сигнала гармонической модели:

$$s_i(t) = A_i(t) \sin [\omega_i(t) + \phi_i(t)], \quad (2)$$

где: $A_i(t)$ – амплитуда вектора, $\omega_i(t)$ – круговая частота (рад/сек), $\phi_i(t)$ – начальная фаза, измеренная относительно фазы некоторого опорного сигнала.

Суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций (1) распространяется по элементам конструкции двигателя, имеющих комплексную передаточную функцию $\dot{k}(\omega)$, идентифицируется датчиком вибраций (Д). Датчик выполняет функцию виброаналогового преобразователя с весовой функцией $\bar{g}(\omega, t - \tau)$, которую, с учетом оси чувствительности, представим в виде вектора. Скалярный аналоговый выходной сигнал датчика можно представить в виде:

$$s(\omega, t) = \dot{k}(\omega) \int_{\tau} \bar{s}_{vz}(t) \bar{g}(\omega, t - \tau) d\tau. \quad (3)$$

Результаты экспериментальных исследований функций параметров расхода топлива на рабочих форсунках и его первой производной представлены на рис. 2.

Анализ графика позволяет сделать вывод, что девиация расхода топлива на стационарных

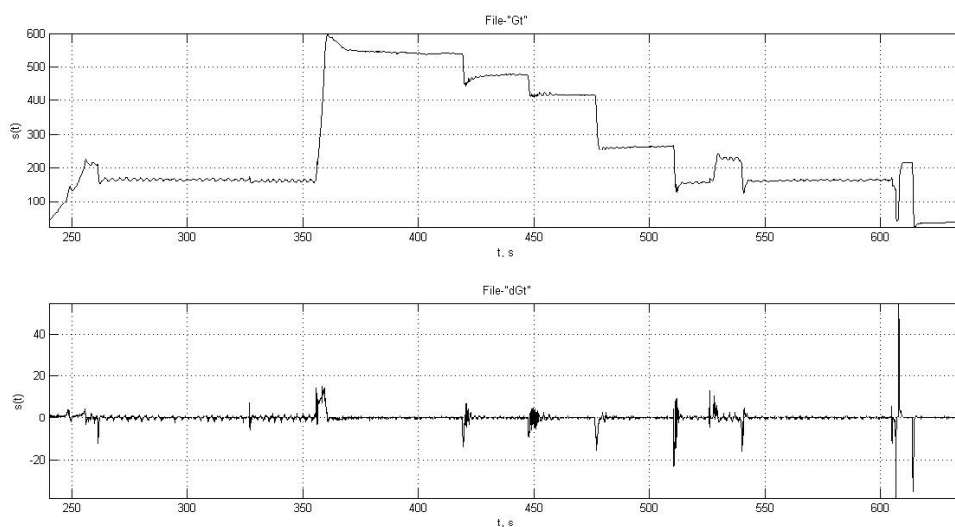


Рис. 2. График изменения расхода топлива $Gt(t)$ (верхний) и его первой производной $dGt(t)/dt$ (нижний)

режима не превышает 0,5% и достигает 2% на переходных режимах. Параметр изменения расхода топлива $dGt(t)/dt$ инициирует изменение крутящего момента $Mkr(t)$ на лопатках колес турбин и на ведущей шестерне зубчатой передачи, а также его первой производной

$dMkr(t)/dt$. Результаты экспериментальных исследований функций параметров изменения крутящего момента и его первой производной представлены на рис. 3.

Анализ графика позволяет сделать вывод, что девиация крутящего момента на стационарных режимах не превышает 2,0% и дости-

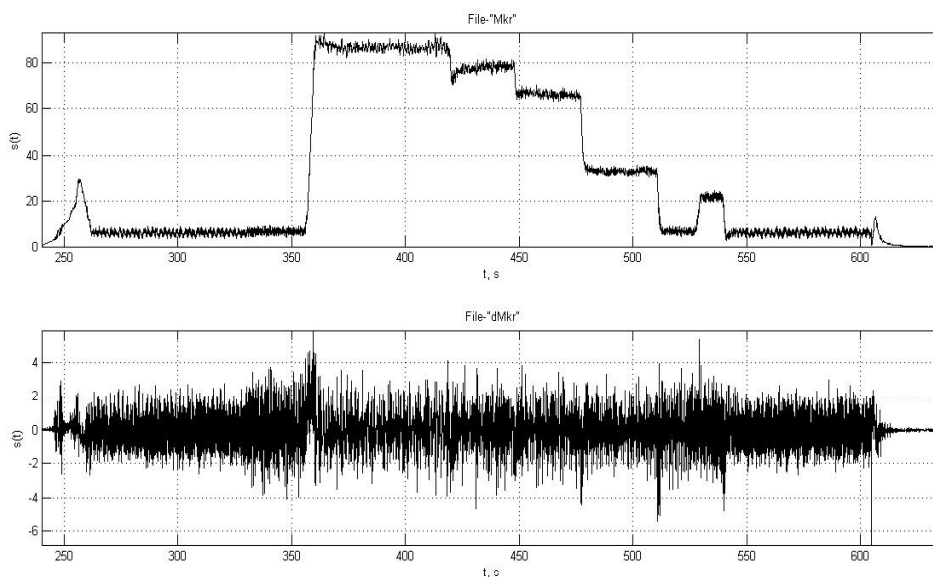


Рис. 3. График изменения крутящего момента (верхний) и его первой производной

гает 3% на переходных режимах. Девиации исследованных параметров расхода топлива и изменения крутящего момента не могут адекватно описываться моделью (2). Исследование их влияния на точность модели и повышение

ее эффективности при диагностическом контроле технического состояния зубчатых передач, позволяющих более надежно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя признаки отклонения характеристик деталей зубчатых

передач от штатного состояния соответствует цели выполненной работы.

Исследованы противоречия адекватности традиционной спектральной математической модели сигналов вибраций в части модулирующей функции первой производной крутящего момента по критерию свойства стационарности информационных параметров сигналов.

В приложении к авиационным редукторам традиционно предполагается, что зубья, которые перекатываются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал собственно зубцовых вибраций $s_z(t)$ описывается гармонической моделью $s_z(t) = A \cos(\omega_z t + \phi_0)$, где: A – амплитуда колебаний виброперемещения, ω_z – круговая зубцовая частота, ϕ_0 – в общем случае начальная фаза. Как ограничение модели принимается, что роторная частота постоянна $\omega_r = \text{const}$, вследствие этого постоянна и зубцовая $\omega_z = \text{const}$ частота. Редуцируемый момент не изменяется во времени $A_z = \text{const}$, начальная фаза принимается равной нулю $\phi_0 = 0$. Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой (рис. 4).

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется несколько раз, при этом происходит изгибная деформация зубьев в упругой области с соответствующим изменением шагов зацепления. Это, в свою очередь, может привести к пластической деформации в зоне двухпарного зацепления. В процессе деформации в течение времени фронта нарастания деформации t_ϕ происходит изменение мгновенной частоты $\Delta\omega_z(t), t \in t_\phi$, что приводит к изменению кинетической энергии шестерни $\Delta E_\omega = J\Delta\omega_r^2/2$, где J – момент инерции шестерни, и инициирует момент импульса $M = J\Delta\omega_r$. Последний порождает импульс вибрации $\vec{P} = m\langle\Delta\vec{v}\rangle$ с энергией $\Delta E_v = m\langle\Delta v\rangle^2/2$, где: m – активная масса шестерни, $\langle v \rangle$ – усредненная на интервале t_ϕ скорость деформации зуба. Сигнал $s_z(t) \approx \Delta E_v(t)$ пропорциональный энергии пересопряжения передается на опору вала и распространяется по корпусным деталям двигателя до чувствительного элемента датчика вибраций. В случае эксплуатационного дефекта зуба, трещины, выкрашивания, изменения массы либо износа (изменения геометрии поверхности) будут изменяться функции линейной

деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и девиации скорости $\Delta v(t)$ в пространстве времени, влияющие на энергию вибраций $\Delta E_v(t)$. Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени T_z передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о негармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_z(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления.

Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой (рис. 4).

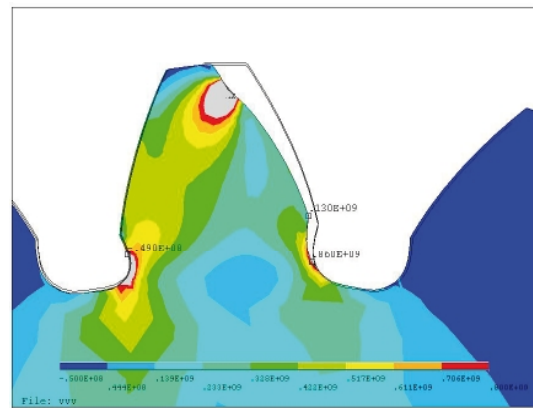


Рис. 4. Динамика процесса передачи крутящего момента парой зубьев

Выделены точки максимальной нагрузки (удельное давление в H/m^2)

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется до двух раз, при этом происходит изгибная деформация зубьев в упругой области с соответствующим изменением шагов зацепления. Это, в свою очередь, может привести к пластической деформации в зоне двухпарного зацепления (выделенный объем на вершине зуба на рис. 4). Под спектральным синтезом сигнала вибраций традиционно понимается процесс информационного генерирования роторными деталями детерминированных ортогональных составляющих $A_k\Psi_k(t)$ с их пространственным суммированием по длине волновода корпуса двигателя. Количество k ортогональных составляющих и значения их весовых коэффициентов A_k аутентифицируют информационную и идентификационную составляющие сигнала вибраций. Под спектральным анализом, соот-

ветственно, понимается процесс информационного разложения сигнала $s(t)$ на ортогональные составляющие $s(t) = A_k \Psi_k(t)$ с их последующей информационной обработкой в системе технической диагностики.

Требованием, ограничивающим применение спектральных методов в качестве инструмента параметрического информационного анализа, является строгое требование стационарности функции $s(t)$ на исследуемом временном интервале T_a . Результаты проведенных экспериментальных исследований функции распределения плотности вероятности (ФРПВ)

$w_{p1}[s(t, \Delta t)] = \frac{\partial F[s(t, \Delta t)]}{\partial s(t, \Delta t)}$, изменения параметров

дисперсии $R_{ss}(t, \tau)|_{\tau=0}$ и интервала корреляции τ_0 автокорреляционной функции (АКФ) дискретизированных амплитуд сигналов $s(t, \Delta t_d)$ (Δt_d – интервал дискретизации) подтвердили их вариабельность на интервале времени T_a .

Анализ вариабельности функций статистических моментов позволяет сделать вывод об ошибочности гипотезы о строгой стационарности сигнала вибраций, что свидетельствует о неадекватном применении метода спектральных преобразований, в части определения спектра амплитуд и фаз. Этот вывод позволяет обосновать факты случайного распределения значений погрешности метода и его нечувствительности к незначительным изменениям исследуемого сигнала при зарождении дефектов деталей ГТД.

На основе факта нестационарности сигналов вибраций, предложены и обоснованы модификации традиционных методов анализа сигналов вибраций, предназначенных для идентификации технического состояния зубчатых передач ГТД. Точность цифровой обработки сигнала на интервале информационного анализа можно повысить путем выбора оптимальной, для конкретного класса технических систем, частоты дискретизации. В настоящей работе представлены результаты исследований поставленной задачи для сигналов вибраций роторных деталей ГТД. В качестве критерия оптимизации предлагается принять максимально допустимое значение параметра дисперсии математического ожидания точечной интервальной оценки значения сигнала, восстановленного после дискретизации. Статистические параметры точности обработки анализируются на интервале корреляции автокорреляционной функции исходного сигнала.

Свойство квазистационарности сигналов вибраций зубчатых передач накладывает ограничения в применении традиционных метода

определения частоты дискретизации при его цифровой обработке, связанного с верхней частотой анализируемого сигнала либо интервалом корреляции $\tau_{0\min}$. Для реализации адекватной цифровой обработки, была решена задача разработки статистического критерия определения частоты дискретизации $F_s = 1/\Delta t_d$ по параметру доверительной вероятности соответствия аппроксимирующего дискретного сигнала $\tilde{s}(t, \Delta t_d)$ сигналу $s_m(t)$ восстановления формы сигнала. Суть статистического критерия заключается в том, что частота дискретизации F_s , определяется по совокупности критериев: максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , отклонения сигнала $s_m(t)$ от аппроксимирующего сигнала $\tilde{s}(t, \Delta t_d)$. Разработанный критерий показал свою эффективность и применялся в последующих экспериментальных исследованиях сигналов вибраций зубчатых передач.

Частота дискретизации F_s , оптимизированная по критерию максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , восстановления сигнала $s(t)$ аппроксимирующим сигналом $s^*(\Delta t_s)$, определится выражением:

$$F_s \geq \frac{\pi \xi(\varepsilon, \sigma, P_d)}{\tau_0} \quad (4)$$

Таким образом, проведя анализ автокорреляционной функции сегмента идентифицируемого сигнала $s(t)$ на интервале T_a , можно определить значение интервала корреляции τ_0 , далее задавая значение максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , определения сигнала $s(t)$ аппроксимирующим сигналом $s^*(\Delta t_s)$ в интервале доверительных вероятностей ΔP_d , определяем минимальное значение частоты дискретизации F_s (4).

Приняв гипотезу квазистационарности сигналов вибраций, для решения задачи спектральной оценки амплитуд роторных и зубцовых сигналов применим метод расчета спектральной плотности мощности:

$$N(\omega) = \int_0^{T_a} R_{ss}(t, \tau) \exp(-j\omega t) dt, \quad (5)$$

$$t \in [T_a], \omega \in [\Delta\Omega],$$

где $\Delta\Omega$ – полоса частот анализа, который, в соответствии с теоремой Винера-Хинчина

обладает меньшей погрешностью, чем расчет спектра амплитуд.

Разрешающая способность локализации определяется принципом неопределенности Гейзенберга – невозможно получить произвольно точное частотно-временное представление сигнала, то есть нельзя определить для какого-то момента времени, какие спектральные компоненты присутствуют в сигнале. Чем уже окно, тем лучше временное разрешение, но хуже частотное, и наоборот. Кроме того, чем уже окно, тем более строгими становятся наши предположения о стационарности сигнала в пределах окна.

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы. Несоответствия сигналов вибраций зубчатых пар требованиям стационарности на интервале интегрирования напрямую влияют на:

- максимум погрешности, который находится в диапазоне от одного до десяти периодов роторной частоты;

- факт минимизации пульсаций погрешности, который наблюдается после $n = Z = 41$, т.е. интервала окна анализа, равного периоду фундаментальной частоты:

$$T_f = T_r \times Z \quad (6)$$

где Z – количество зубьев шестерни;

- факт точности расчета спектральной плотности мощности, которая в интервале фундаментального периода, в два раза выше, чем расчет амплитудного спектра;

- факт пульсаций параметра амплитуды с девиацией $\approx 5\%$ от математического ожидания, устранение которого возможно только методами статистического усреднения при изменении интервала окна анализа в пределах периода роторной частоты.

Методы анализа в спектральной области могут обнаруживать сигналы дефектов зубьев шестерен, которые будут больше среднеквадратического отклонения (5% для спектральной плотности мощности и 10% – расчета амплитуд), этим фактом поясняется пороговая методическая чувствительность к зарождающимся дефектам. Худшая чувствительность спектральных методов к одиночным дефектам по отношению к групповым дефектам, определяется коэффициентом, который пропорционален количеству дефектных зубьев диагностируемой шестерни и фундаментальной частоте пары шестерен.

Выводы

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований были получены следующие научные выводы и результаты:

Впервые установлено, что источником, инициирующим изменение статистических параметров сигналов вибраций зубчатых передач ГТД, являются процессы в камере сгорания, которые влияют на параметр первой производной крутящего момента зубчатых пар.

Впервые предложен метод спектральной обработки сигнала вибраций зубчатых передач ГТД, основанный на факте несоответствия критерию стационарности сигнала пересопределения зубьев колес редукторов. Предложенный и апробированный метод анализа спектральной плотности мощности позволяет увеличить помехоустойчивость и, как минимум, в два раза увеличить точность диагностического контроля технического состояния деталей редукторов.

Предложена и апробирована методика определения частоты дискретизации квазистационарных сигналов пересопределения зубьев, которая основана на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности аппроксимации автокорреляционной функции сигнала на интервале корреляции. Методика позволяет увеличить точность (до 10%) и частотный диапазон диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач.

Доказано, что длительность окна спектрального анализа квазистохастического сигнала вибраций деталей зубчатых передач ГТД, основанная на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности максимума математического ожидания спектральной мощности сигнала зубцовой частоты, должна быть не менее периода фундаментальной частоты пары сопрягающихся шестерен редуктора. Эффективный выбор окна анализа позволяет получить приемлемое частотное разрешение при увеличении точности измерения амплитуды не менее чем на 30%.

Результатом положительного эффекта модифицированных, разработанных и исследованных методов является повышение точности спектрального анализа диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач ГТД не менее чем в два раза. Информационная адекватность разработанных математических моделей экспериментально подтверждена методами временного, корре-

ляционного, статистического и спектрального анализа параметров диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач при стендовых испытаниях двигателей АО «Мотор Сич».

Разработанные методы анализа спектральных максимумов и их программная реализация внедрены в изделия АО «Мотор Сич», ЗМКБ «Прогресс».

Направлениями дальнейших исследований можно определить анализ и исследование последующих модификаций спектральных методов, которые будут определяться по параметру нестационарности сигналов вибраций. Особое внимание необходимо уделить исследованиям процессов диагностического контроля технического состояния во временной области.

Литература

1. Авиационные зубчатые передачи и редуктор [Текст] / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
2. Папченко А.В. Методическая адекватность спектральной модели в задаче технического диагностирования роторных деталей редукторов ГТД [Текст] / В.Н. Журавлев, А.В. Папченко, С.А. Борзов // «Вестник двигателестроения» – Запорожье, АО «Мотор Сич», 2014. – № 2. – С. 221 – 228.
3. Вибрации в технике. Колебания машин, конструкций и их элементов: Справочник.- т. 3 [Текст] / Под ред. В.Н. Челомея.- М.: Машиностроение, 1980.-544с.
4. Папченко А.В. Виброкинематометрия зубчатых передач [Текст] / В.Н. Журавлев, А.Б. Единолич, А.В. Папченко // Харьков «ХАИ», «Авиационно-космическая техника и технология», 2015г. - №1 (118). - С.89 - 94.

Поступила в редакцию 11.06.2015

О.В. Папченко. Ефективність спектральних методів діагностичного контролю технічного стану зубчастих передач ГТД

Вирішене наукове завдання підвищення ефективності методів експлуатаційного діагностичного контролю технічного стану зубчастих передач, що дозволяє більш надійно виділити в сигналі вібрацій корпусу двигуна ознаки відхилення характеристик деталей редуктора від штатного стану й доповнити автоматичну систему аналізу технічного стану роторних деталей ГТД п'ятого й шостого поколінь. Запропонований метод спектральної обробки сигналу вібрацій зубчастих передач ГТД, заснований на факті невідповідності критерію стаціонарності сигналу пересполучення зубів коліс редукторів, який дозволяє, як мінімум, у два рази збільшити точність виміру амплітудних максимумів вібрацій. Для цифрової реалізації методу розроблена методика визначення частоти дискретизації квазістаціонарних сигналів пересполучення зубів, яка дозволяє збільшити точність і частотний діапазон апаратури діагностичного контролю технічного стану деталей редукторів ГТД. Доведено, що тривалість вікна спектрального аналізу квазістохастического сигналу вібрацій деталей зубчастих передач ГТД, заснована на критерії максимальної дисперсії й інтервальної імовірності максимуму математичного очікування спектральної потужності сигналу зубцової частоти, повинна бути не менш періоду фундаментальної частоти пари шестирень, що сполучаються, редуктора.

Ключові слова: газотурбінні двигуни, вібродіагностика, зубчасті передачі, спектральний аналіз, технічний стан.

A.V.Papchonkov. Efficiency of spectral methods of diagnostic check of the technical condition of tooth gearings turbo-engines

The scientific problem of increase of efficiency of methods of operational diagnostic check of a technical condition of the tooth gearings is solved, allowing to allocate in a signal of vibrations of the case of the engine signs of a deviation of characteristics of details of a reducer from a regular condition more reliably and to add automatic system of the analysis of a technical condition of rotors details turbo-engines of the fifth and sixth generations. The method of spectral processing of a signal of vibrations of tooth gearings turbo-engines, based on the fact of discrepancy is offered criterion stationarity a signal of reinterface of teeth of wheels of reducers which allows to increase, at least, in two rose accuracy of measurement of peak maxima of vibrations. The technique of definition of frequency of digitization is developed for digital realisation of a method quasistationary signals of reinterface of teeth which allows to increase accuracy and a frequency range of equipment of diagnostic check of a technical condition of details of reducers turbo-engines. It is proved, that duration of a window of the spectral analysis quasistochastic a signal of vibrations of details of tooth gearings turbo-engines, based on criterion of the maximum dispersion and interval probability of a maximum of a population mean of spectral capacity of a signal tooth frequencies, should be not less the period of fundamental frequency of pair interfaced gear wheels of a reducer.

Keywords: Turbo-engines, вибродиагностика, tooth gearings, spectral the analysis, a technical condition.

УДК 656.7.084.17(08)

О. М. РЕВА¹, Д. Ю. БІРЮКОВ², Ш. Ш. НАСІРОВ³¹Національний авіаційний університет, Україна²Кіровоградська льотна академія Національного авіаційного університету, Україна,³Головний центр Єдиної системи управління повітряним рухом держпідприємства AZANS, Азербайджанська Республіка

ФОРМУВАННЯ ВИМОГ ДО ТРЕНАЖЕРА СПІВРОБІТНИКА ARO AIS

Враховуючи особливості впливу людського чинника на безпеку польотів, визначена як провідна роль тренажерної підготовки у формуванні професійних знань, вмінь, навичок в авіаційних операторів, так і явні «білі плями» у забезпеченні належних тренувань співробітників ARO AIS. Виходячи з фізичної відсутності відповідних тренажерних засобів, наявність яких є особливо важливою під час початкової професійної підготовки авіаційних фахівців, сформульовані вимоги до їх розробки за допомогою належного програмного забезпечення ПЕОМ. Структура пропонованого тренажера утворюється п'ятьма функціональними модулями, що забезпечують як безпосередню теоретичну і операційну підготовку, так і безперервний моніторинг набутих випробуваними знань, вмінь, навичок.

Ключові слова: безпека польотів, людський чинник, професійна підготовка, тренажерні засоби, співробітники ARO AIS.

Вступ

Стратегія розвитку вітчизняної аеронавігаційної системи (АНС) реалізується в контексті Європейського плану впровадження Єдиного неба (ESSIP). Відповідні завдання національного масштабу, що стосуються виконання ESSIP, містяться в Плані впровадження Єдиного неба для України (LSSIP, раніше LCIP), який розробляється Госавіаслужбою спільно з Украерорухом і оновлюється щорічно. Відповідно до цього плану держпідприємство Украерорух здійснює декілька проектів модернізації вітчизняної АНС. Причому проведення робіт фінансується з власних коштів підприємства.

У ракурсі наведеного все більша увага має приділятися реалізації поточної парадигми ІКАО щодо забезпечення належного рівня безпеки польотів (БП) на усіх рівнях глобального повітряного простору [1]. Більш того, у світовій цивільній авіації (ЦА) наразі є незаперечною теза щодо впливу людського чинника (ЛЧ) на БП [2; 3]. Зважаючи, що авіаційний персонал може і позитивно впливати на зазначену безпеку, активно втручаючись у локалізацію наслідків відмов технічної частини складної полієратичної, цілеспрямованої, організаційної та активної авіаційної транспортної системи (АТС) [4], вченими та фахівцями приділяється все більше уваги питанням початкової професійної підготовки, (ПП) оскільки саме на цьому етапі закладається фундамент надійності майбут-

нього фахівця, спроможного забезпечувати належний рівень БП [5].

Наразі також загальноновизнана позитивна роль авіаційних тренажерів у процесах ПП авіаційного персоналу, насамперед, так званих «операторів переднього краю» (диспетчерів обслуговування повітряного руху (ОПР) членів льотного екіпажу) [6; 7]. Однак, явно недостатньо уваги приділяється розробці тренажерних засобів для ПП інших категорій авіаційного персоналу, зокрема співробітників ARO (Reporting Office - пункт збору донесень щодо ОПР) \ AIS (Aeronautical Information Service AIS – служба аеронавігаційної інформації, які грають ключову роль у забезпеченні льотних екіпажів належною аеронавігаційною інформацією [8]. Враховуючи вплив цієї інформації на БП [9], усунення вказаного недоліку слід вважати актуальною науково - практичною задачею.

1. Аналіз досліджень і публікацій

Історично і закономірно склалося так, що вимоги до авіаційних фахівців щодо професійних знань, умінь, навичок (ЗУН) є чи не найсуворішими в порівнянні з представниками інших спеціальностей, тому без сумнівів, тренажерна підготовка (ТП), як основний аспект практичної підготовки співробітника ARO\AIS має в повному обсязі стимулювати реальну обстановку його робочого процесу під час виконання професійної діяльності.

Однак, хоча діяльність співробітників служб аеронавігаційної інформації та їх

ПП у вітчизняних навчальних закладах й організується відповідно до вимог ІКАО [10-13 та ін.], наразі їх ТП фактично зводиться до автоматизованого контролю знань за допомогою ПЕОМ. Відомості про відповідні закордонні тренажерні засоби вважаються їх розробниками закритими, тому у відкритому друку не з'являються [14], що створює певні «білі плями» у безперервному ланцюгу формування вітчизняних фахівця високого гатунку для служб АRO\AIS.

2. Постановка задачі дослідження

Виходячи з вищенаведеного та враховуючи результати наших попередніх апробаційних досліджень [14], метою цієї публікації є формування вимог до структури та навчальних властивостей тренажера ПП співробітника АRO AIS.

3. Формування вимог до структури та навчальних властивостей тренажера співробітника АRO AIS

Отже, служба АRO\AIS є одною з служб наземного ОПП, тому важливою функціональною властивістю майбутнього тренажера ПП відповідних фахівців є необхідність координації дій разом з іншими службами, насамперед з диспетчерською службою, оскільки в умовах діючого регіонального структурного підрозділу ЦА за контролем повітряного простору усі співробітники підрозділу перебувають у залежності від одне-одного стосовно коректно поданої інформації в короткі проміжки часу, а тому затримка одного оперативного вузла призупиняє діяльність усіх інших частин складного процесу, що є неприпустимим, зважаючи на специфіку робочої повітряної обстановки [15].

Спираючись на нормативний документ [16], що регламентує посадову діяльність співробітника АRO\AIS, зазначимо, що ТП спеціаліста має включати в себе опрацювання оперативного плану польоту, контроль за позивними приемо-передавача повітряного судна (ПС), контроль за повітряною обстановкою на даний момент і короткочасний її прогноз [15], адже саме ці функції мають першочергове значення для реалізації в тренажері.

Тренажер, що розробляється, зважаючи на його спеціалізацію, має сприяти:

- послідовному підвищенню загального професійного рівня осіб, які проходять початкове професійне навчання (курсанти, слухачи);

- забезпеченню належного рівня ПП осіб, які проходять переучування чи підвищення кваліфікації.

Тренажер будується за допомогою програмних засобів на базі персонального комп'юте-

ра. Його професійно-методичне наповнення має обов'язково враховувати професіограму і умови праці співробітника АRO AIS, а також схему циркуляції відповідної аеронавігаційної інформації (рис. 1).

Виходячи з зазначеного структурна схема тренажера уявляється нами так, як це подано на рис. 2. Складові модулі були включені в загальну структурну схему тренажера, виходячи з наступних міркувань:

- *модуль 1:* забезпечує користувачів нормативними документами, що регламентують отримання та розповсюдження аеронавігаційної інформації [10-13 та ін.];

- *модуль 2:* сприяє теоретичній підготовці та забезпечує перевірку перевірки теоретичних знань випробуваних за допомогою тестових завдань, які мають належний рівень надійності та валідності;

- *модуль 3:* формування професійних навичок має відбуватися в процесі професійної підготовки співробітників АRO\AIS відповідно до прийнятої у ЦА методики навчання «від простого до складного» [17];

- *модуль 4:* забезпечує можливість безперервного моніторингу, аналізу та корегування можливих помилок за допомогою методу фреймів, які пройшли добру апробацію при проведенні ТП диспетчерів ОПП [18; 19];

- *модуль 5:* має призначення моделювати та симулювати усі процеси, що відбуваються під час забезпечення льотних екіпажів належною аеронавігаційною інформацією відповідно до схеми на рис. 1.

Вважаємо також за необхідне передбачити в структурі тренажера спеціальний дружній інтерфейс, що дозволить надавати тому, хто тренується, підказку та забезпечить відповідний та ефективний зворотній зв'язок.

Висновки

Таким чином, узагальнюючи результати аналітичних наукових досліджень з розробки тренажера ПП співробітників АRO\AIS, слід констатувати, що його структурна схема враховує моделювання та симуляцію усіх процесів, що відбуваються під час забезпечення льотних екіпажів потрібною для виконання польотів аеронавігаційною інформацією.

Подальші дослідження слід проводити з розробки науково-методичного забезпечення процесів моделювання та програмного продукту для симуляції відповідних процесів, а також врахування впливу ЛЧ на робочий процес.

Література

1. Руководство по управлению безопасностью полетов (РУБП) [Текст] : Doc. ICAO 9859 – AN / 474. – Изд-е 3-е. – Монреаль, Канада, 2013.

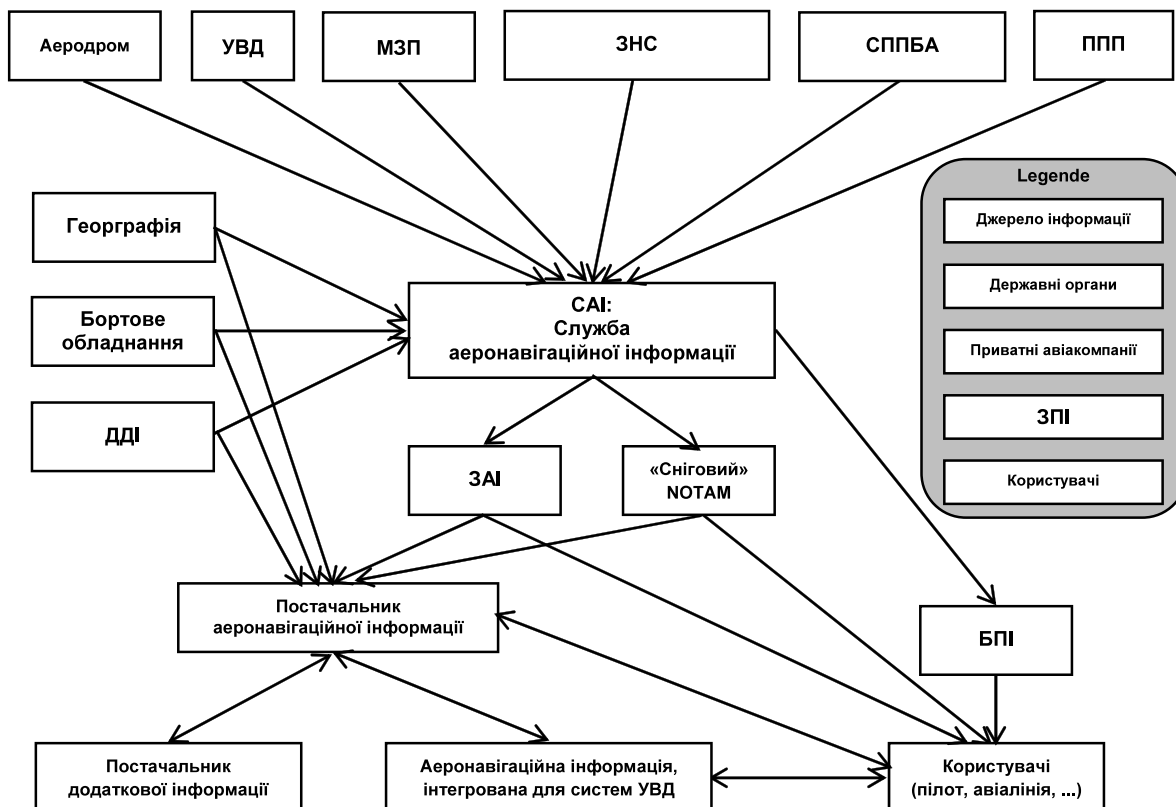


Рис. 1. Схема забезпечення льотних екіпажів аеронавігаційною інформацією:

УПР – управління повітряним рухом; МЗП – метеорологічне забезпечення польотів; ЗНС – зв’язок, навігація, спостереження; СПБА – служби порятунку та пожежна бригада аеропорту; ППП – процедури та повітряний простір; ДДІ – додаткові джерела інформації; ЗАІ – збірник аеронавігаційної інформації (AIP); БПІ – бюлетень передполітної інформації; ЗПІ – засоби подання інформації

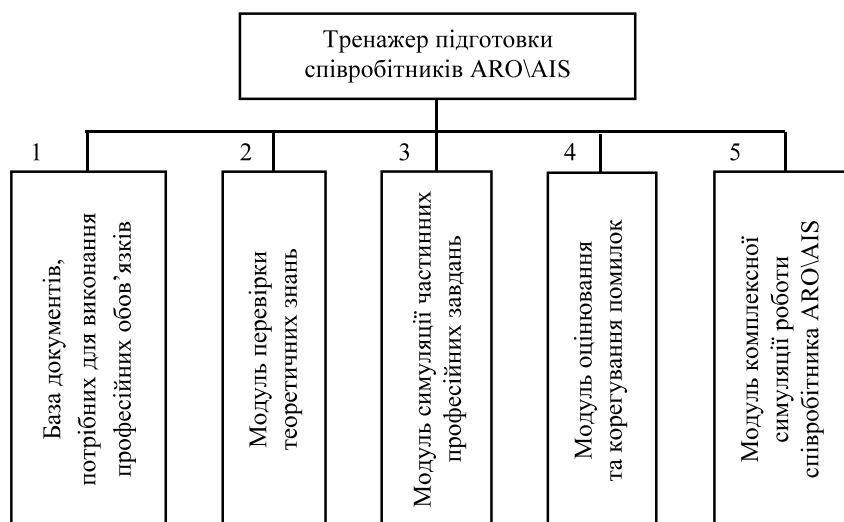


Рис. 2. Структура тренажера професійної підготовки співробітників AROAIS

2. Фундаментальные концепции человеческого фактора [Текст] // Человеческий фактор: сборник материалов № 1. - Циркуляр ИКАО 216 AN / 131. - Монреаль, Канада, 1989. - 34 с.

3. Изучение роли человеческого фактора при авиационных происшествиях и инцидентах

[Текст] // Человеческий фактор : сборник материалов № 7. - Циркуляр ИКАО 240-AN/144. - Монреаль, Канада, 1993. - 76 с.

4. Рева А. Н. Человеческий фактор и безопасность полетов : (Проактивное исследование влияния) [Текст] : монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев, А. А. Бекмухамбетов ; науч.

ред. А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы, 2006. – 242 с.

5. Рева А. Н. Эргономика первоначальной профессиональной подготовки пилотов [Текст]: монография / А. Н. Рева, К. М. Тумышев. – Алматы : КазГУ, 2000. – 272 с.

6. Петрухин В. А. Оценка эффективности комплексного авиационного тренажера [Текст] / М. М. Артемьева, А. В. Петрухин, К. Ю. Цибрий // Компьютерная математика, 2012. - № 2. – С. 135-147.

7. Борсук С. П. Навчальні властивості сучасних тренажерних комплексів для підготовки авіаційних диспетчерів (аналітичний огляд) [Текст] / С. П. Борсук, С. І. Корж // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT-2013): збірка матеріалів V Міжнар. наук.-практ. конф. У 2-х т., - Херсон, 28-30 травня 2013 р., - Херсон : Вид-во ХДМА, 2013. – Т. 2. - С. 6-10.

8. Методичні рекомендації щодо розроблення Інструкцій з виконання польотів (використання повітряного простору) в районі аеродромів, злітно-посадкових майданчиків [Текст]. Затв. Наказом Державної авіаційної служби України 22.10.2013 року № 797.

9. Ганыпин В. Н. Аэронавигационная информация и безопасность полетов [Текст] / В. Н. Ганыпин, В. А. Русол. - М. : Транспорт, 1991. - 64 с.

10. Обслуживание воздушного движения (Диспетчерское обслуживание воздушного движения, полетно-информационное обслуживание, служба аварийного оповещения) [Текст]: Приложение 11 к Конвенции о международной гражданской авиации. Изд-е тринадцатое. – Монреаль, Канада, июль 2001.

11. Руководство по службам аэронавигационной информации [Текст] : Дос. ICAO 8126 AN/872. – Издание шестое. - Монреаль, Канада, 2003.

12. Организация воздушного движения: Правила аэронавигационного обслуживания [Текст] : Дос. ICAO 4444 – ATM / 501. – Монреаль, Канада, издание пятнадцатое, 2007.

13. Службы аэронавигационной информации [Текст]: Приложение 15 к Конвенции о международной гражданской авиации. – Изд-е тринадцатое. – Монреаль, Канада, 2013.

14. Рева О. М. Актуальні проблеми створення тренажера співробітника ARO AIS [Текст] / О. М. Рева, Д. Ю. Бірюков // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINNT - 2015): матеріали VII Міжнар. наук.-практ. конф., – Херсон, 26-28 травня 2015 р., - Херсон : ХДМА, 2015. - С. 127-129.

15. Інструкція зі складання заявок на використання повітряного простору під час планування проведення відповідного виду діяльності [Текст]. Затв. Наказом Міністерства оборони України, Міністерством транспорту та зв'язку України 14.10.2009 року N 518/1063.

16. Правила обслуговування аеронавігаційною інформацією. Затв. Наказом Міністерства транспорту України від 01.07.2004 року N 564.

17. Картамышев П. В. Методика летного обучения [Текст] / П. В. Картамышев, М. В. Игнатович, А. И. Оркин; под ред. П. В. Картамышева. - М. : Транспорт, 1987. - 279 с.

18. Фреймовий підхід до аналізу помилок авіадиспетчерів [Текст] / Ю. Ю. Бірюков, П. Ш. Мухтаров, Ш. Ш. Насиров, І. А. Гасанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. ж. – Х. : Харківський національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2009. - № 7. – С.182-187.

19. Фрейми інтелектуальної системи аналізу помилок авіадиспетчерів [Текст] / О. М. Рева, А. М. Невиніцин, Ш. Ш. Насіров [та ін.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. ж. – Х.: Харківський національний аерокосмічний університет М.Є. Жуковського «ХАІ», 2011. – № 6. – С. 102-110.

Надійшла до редакції 30.05.2015

А. Н. Рева, Д. Ю. Бирюков, Ш. Ш. Насиров. Формирование требований к тренажеру сотрудника ARO\AIS

Учитывая особенности влияния человеческого фактора на безопасность полетов, определена как ведущая роль тренажерной подготовки в формировании профессиональных знаний, умений, навыков у авиационных операторов, так и явные «белые пятна» в обеспечении надлежащих тренировок сотрудников ARO\AIS. Исходя из физического отсутствия соответствующих тренажерных средств, наличие которых является особенно важным во время начальной профессиональной подготовки авиационных специалистов, сформулированы требования к их разработке с помощью должного программного обеспечения ПЕОМ. Структура предлагаемого тренажера образуется пятью функциональными модулями, которые обеспечивают как непосредственную теоретическую и операционную подготовку, так и непрерывный мониторинг приобретенных испытуемыми знаний, умений, навыков.

Ключевые слова: безопасность полетов, человеческий фактор, профессиональная подготовка, тренажерные средства, сотрудники ARO AIS.

O. M. Reva, D. Yu. Biryukov, Sh. Sh. Nasyrov. Formation of requirements to the ARO\AIS employee's exercise machine

Considering features of influence of a human factor on safety of flights, it is defined as the leading role of training preparation in formation of professional knowledge, abilities, skills at aviation operators, and obvious «white spots» in ensuring appropriate trainings of employees of ARO\AIS. Proceeding from physical lack of the appropriate training means which existence is especially important during initial vocational training of aviation experts, requirements to their development by means of the due software of PEOM are formulated. The structure of the offered exercise machine is formed by five functional modules which provide both direct theoretical and operational preparation, and continuous monitoring of the knowledge acquired by examinees, abilities, skills.

Keywords: safety of flights, human factor, vocational training, training means, employees of ARO AIS.

УДК 629.083(045)

Ю.В. БРУСИЛО¹, А.А. ТАМАРГАЗИН¹¹*Национальный авиационный университет, Украина*

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОДУГОВЫМ НАПЫЛЕНИЕМ

Проведено экспериментальное исследование технологии восстановления электродуговым напылением деталей двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемых на авиационную наземную технику с целью оптимизации ее к эксплуатационным условиям аэропорта. Предложено использовать для распыления проволочных сталей продукты горения пропан-воздушной смеси вместо сжатого воздуха, что позволило повысить скорость частиц в два и более раза, снизить окисление напыляемого металла и выгорание легирующих элементов. Варьированием расходов пропана и воздуха можно создавать нейтральную или восстановительную атмосферу в зоне плавления проволоки и тем самым снизить окисление металла и выгорание легирующих элементов.

Ключевые слова: *двигатель, эксплуатация, ремонт, восстановление, электродуговое напыление.*

Введение

Немаловажным фактором при ремонте авиационной наземной техники (АНТ) в условиях аэропорта является перерасход дорогостоящих запасных частей импортного производства из легированного металла для замены изношенных деталей. При этом возрастают затраты на реновацию изношенных соединений, которые дополняются убытками от простоев АНТ. В связи с этим, практика эксплуатации АНТ, особенно последних десятилетий, поставила ряд новых проблем, среди которых одной из главных является проблема сохранения и эксплуатации «стареющего» парка АНТ предыдущих поколений. В таких условиях гарантом сохранения парка АНТ становится усовершенствование системы технического обслуживания и ремонта, повышение качества всех видов и форм ремонтно-восстановительных работ.

Важнейшим направлением в усовершенствовании ремонта деталей АНТ становится научно-обоснованный поиск прогрессивных и менее затратных методов восстановления и повышения надежности, долговечности и ресурса ее деталей и, в первую очередь, деталей двигателей.

1. Формулирование проблемы и методы ее решения

Основной причиной разрушения поверхностей деталей двигателей является трение [1] – результат сочетания различных видов взаимодействия механических, физических, химических, электрических и других процессов, возникающих при контактировании и относительном перемещении тел. Вредные про-

явления этого явления выражаются в износе и оцениваются непосредственно по изменению размеров деталей двигателя [2].

Большинство деталей двигателей АНТ работает в условиях, при которых эксплуатационная нагрузка (давление, нагрев, действие окружающей среды и т.п.) воспринимается главным образом их поверхностью. Поэтому в подавляющем большинстве случаев разрушается только рабочая поверхность детали, которую можно восстановить материалами со специальными свойствами [3].

Анализ проведенных исследований показал, что комплексное сочетание технологических приемов повышения износостойкости может позволить не только восстановить геометрические размеры деталей, но и обеспечить их эксплуатационные свойства на стадии ремонта, а соответственно и продлить ресурс. Поэтому необходимо рассмотреть возможность использования методов восстановления и повышения износостойкости для обеспечения долговечности, надежности и ресурса деталей двигателей АНТ.

В настоящее время существуют различные способы нанесения покрытий [4], многообразие которых объясняется тем, что ни один из них не может претендовать на универсальность: один и тот же метод в одних условиях эксплуатации может дать положительный эффект, а в других отрицательный; каждый способ имеет свою область применения, один и тот же материал покрытия может быть нанесен разными способами, большинство способов можно рассматривать как альтернативные.

При разработке технологических процессов восстановления деталей двигателей АНТ необходимо из всех возможных способов выбрать наиболее рациональный, обеспечивающий максимальный срок службы детали и наименьшую себестоимость ее восстановления, быть достаточно универсальным, простым и легко реализуемым.

В последнее время наметилась тенденция к замене газопламенного напыления электродуговым напылением (ЭДН). Это обусловлено многими достоинствами этого метода: простотой и доступностью оборудования; покрытия по качеству практически не уступают покрытиям, нанесенным плазменным и детонационным методами; более высокой тепловой эффективностью, достигающей 57% по сравнению с 13 и 17% при газопламенном и плазменном напылении; высокой производительностью (в 3...4 раза выше, чем при газопламенном напылении); распространенностью и доступностью источника энергии для плавления металла; получением покрытий с большей прочностью сцепления с основным металлом, чем при газопламенном напылении.

Электродуговое напыление (ЭДН) среди других способов газотермического напыления является самым дешевым и простым методом нанесения покрытий, который не требует применения дорогостоящего оборудования. Этим методом можно восстанавливать около 60% наименований изнашивающихся деталей, обеспечивая их износостойкость на уровне новых. Таким образом, рассмотрение большого количества альтернативных вариантов технологий для восстановления работоспособности и повышения ресурса деталей двигателей АНТ и их анализ позволили в данной экономической ситуации, сложившейся в Украине, выбрать способ электродугового напыления в качестве оптимального способа восстановления деталей АНТ.

2. Результаты исследований

Для успешного применения ЭДН в эксплуатационных условиях аэропорта необходимо разработать методику определения оптимальных режимов восстановления деталей АНТ в зависимости от необходимого качества восстановленной поверхности. Для этого в первую очередь необходимо исследовать основные факторы, влияющие на это качество.

Первым из этих факторов является температура частичек распыляемого материала покрытия в метало-воздушном факеле. Расчеты и экспериментальные исследования показывают, что температура частичек зависит от их размеров, расстояния от места плавления и режима

распыления. С увеличением размеров частичек их температура (при других равных условиях) возрастает. Увеличение сечения пламени (расхода сжатого воздуха), уменьшение напряжения на электродах-проводах и расстояния между соплом электродугового аппарата и восстанавливаемой поверхностью приводят к снижению температуры распыляемых частичек материала покрытия. Средняя температура частичек по мере отдаления от сопла снижается на первых порах быстро, а потом снижение температуры замедляется.

Экспериментальными исследованиями установлено, что оптимальным режимом нанесения электродуговых покрытий является обеспечение коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,0...1,1$ и дистанции напыления 190...210 мм.

В [6] доказано, что на некотором пути осевая скорость газового потока при ЭДН постоянна и равна скорости истечения из сопла. Как показали эксперименты, разность скоростей у поверхности восстанавливаемой детали газового потока и металлических частичек при ЭДН небольшая. Подсчет осевой скорости в границах начального участка можно сделать по формуле:

$$u_k = u_b - \frac{1}{\frac{C_x \cdot \gamma_b \cdot S \cdot \tau}{m} + \frac{1}{u_b}},$$

где u_b – скорость воздушного потока, м/сек;

γ_b – плотность воздуха, кг/м³;

S – площадь поперечного сечения частички, м²;

τ – время, с;

C_x – коэффициент лобного сопротивления частички;

m – масса частички, кг.

Учитывая, что:

$$m = v \cdot \gamma_m,$$

где v – объем частичек, м³;

d – диаметр частички, м;

γ_m – плотность металла, кг/м³,

получим

$$u_k = u_b - \frac{1}{\frac{6C_x \cdot \gamma_b \cdot \tau}{4 \cdot d \cdot \gamma_m} + \frac{1}{u_b}}.$$

Так как γ_b зависит от давления перед соплом, то и u_k также зависит от него. Средняя скорость по сечению факела определяется по формуле:

$$\frac{u_k}{u_b} = \frac{0,192}{a \cdot L_0} + 0,29,$$

R_0

где a – коэффициент турбулентности воздушного потока;

L_0 – расстояние от среза сопла к данной точке пламени, м;

R_0 – радиус сопла, м.

Высокая скорость обдувающего дугу потока при электродуговом методе нанесения покрытий обеспечивает эффективное диспергирование капель расплавленного металла и повышение скорости их полета, так как частицы меньших размеров более интенсивно ускоряются в газовом потоке. Высокая скорость транспортирования расплавленных частиц распыляемого материала позволяет сохранить жидкое агрегатное состояние частицы. Кроме того, с увеличением скорости полета частиц сокращается время контакта их с газовой атмосферой. Оба эти фактора сдерживают нежелательные химические превращения в напыляемом материале.

При истечении газового потока с дозвуковой скоростью размер расплавленных частиц в среднем составляет 200 мкм. С увеличением скорости истечения газового потока размер расплавленных частиц на 90% находится в диапазоне 30...80 мкм. Однако такое уменьшение размера расплавленных частиц напыляемого материала ведет к более интенсивному выгоранию из них легирующих элементов, в первую очередь углерода, что обуславливает повышенную твердость покрытий при дозвуковых скоростях истечения воздуха. Содержание легирующих элементов проволоки при увеличении скорости истечения воздуха и тока дугового разряда изменяется в меньшей степени [5]. Проволоки-электроды, которые находятся в газовом потоке, вызывают дополнительную турбулентацию пламени и повышение степени затухания скорости газового потока. Влияние диаметра проволоки на коэффициент турбулентности видно из уравнения:

$$a = \left(0,4 \frac{d_{\text{пр}}}{D_0} \right)^{2,56} + a_1,$$

где $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволок, м;

D_0 – диаметр сопла, м;

a_1 – коэффициент турбулентности для данного сопла в случае отсутствия проволок электродов (для сопел диаметром $3 \cdot 10^{-3}$ м $a_1 = 0,057$ и для сопел диаметром $6 \cdot 10^{-3}$ м $a_1 = 0,056$).

С аэродинамической точки зрения лучше применять более тонкие проволоки, так как при этом осевая скорость газового потока уменьшается по мере удаления от сопла интенсивно и последовательно, поэтому нет необходимости жестко выдерживать установленное расстояние между соплом и поверхностью детали.

Согласно результатам исследований наиболее крупные фракции имеют минимальную долю в общей картине распределения. Следовательно, электродуговые покрытия на восстановленных поверхностях достаточно плотные. На дисперсность напыленного металла влияет также энергия газового потока, что в свою очередь, зависит от диаметра сопла и может быть определена по формуле:

$$d_{\text{ср}} = K_1 \left(\frac{3,75}{R_0} + 0,29 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{G}{\lambda \cdot \mu_2}},$$

где K_1 – коэффициент размерности;

R_0 – радиус воздушного сопла;

G – производительность аппарата, кг/сек;

γ – плотность напыленного металла, кг/м³;

μ_2 – коэффициент равномерности процесса пылеобразования.

При ЭДН частички распыляемого материала покрытия попадают на восстанавливаемую поверхность под различными углами: чем больше угол раскрытия металло-воздушного потока, тем больше количество частичек попадает на поверхность детали под острым углом атаки и тем меньше степень деформации частичек. В условиях высокоскоростного напыления происходит изменение коэффициента сосредоточенности материала в струе в сторону его увеличения, поскольку угол расхождения двухфазных сверхзвуковых струй меньше, чем дозвуковых и составляет 5...7°. Как следствие уменьшается диаметр пятна напыления и возрастает коэффициент использования материала до 0,85.

При совершенствовании процесса ремонта деталей двигателя ЭДН были расширены возможности регулирования процесса, за счет изменения состава транспортирующего газа, что влияет на температуру, скорость и окислительную способность газового потока. Для предотвращения или регулирования образования окисного слоя вокруг частиц материала покрытия необходимо снижать парциальное давление кислорода в атмосфере распыления до достаточно низкого значения.

Замена сжатого воздуха защитными газами (аргоном, азотом и т.п.) при нанесении покрытий открывает широкие технологические возможности для их получения практически без окислов с высокими физико-механическими свойствами. Однако в условиях аэропорта при восстановлении деталей применение относительно дорогостоящих инертных и защитных газов является экономически нецелесообразным в связи с большим расходом этих газов (от 1,0 до 1,5 м³/мин).

Использование в качестве распыляющего газа продуктов сгорания пропан-воздушной смеси позволяет значительно снизить окисление напыляемого металла и выгорание легирующих элементов. Варьированием расходов пропана и воздуха можно создавать нейтральную или восстановительную атмосферу в зоне плавления электродной проволоки и тем самым снижать окисление металла и выгорание легирующих элементов. Так, при коэффициенте сгорания топлива $\beta = 0,4$ количество углерода в покрытии, полученном из проволок Св-08 и 40Х13 практически не отличается от его содержания в исходной проволоке. В то же время при равном отношении воздуха и пропана углерода в покрытии вдвое меньше, чем в исходном материале, а при распылении чистым воздухом содержание углерода уменьшается почти в три раза. Отсутствие кислорода в качестве окислителя топлива значительно снижает себестоимость наносимых покрытий и повышает надежность и безопасность проводимых работ.

Количество кислорода в покрытиях возрастает с уменьшением содержания пропана в горючей смеси. Так повышение коэффициента избытка воздуха в горючей смеси α от 0,8 до 1,7 вызывает рост процентного содержания кислорода в покрытиях от 1,3 до 3,5%. Наличие кислорода в электродуговых покрытиях даже при избытке пропана объясняется наличием оксидной оболочки на поверхности проволок, включением в напыленный слой окисленных частиц с периферии распыляющей струи, окислением напыленного слоя за промежуток времени между нанесением предыдущего и последующего слоев и осаждением на поверхность покрытия пылевидных окислов распыляемого материала [6]. Увеличение количества воздуха в смеси с горючим газом приводит также к уменьшению содержания углерода в покрытии. Полученные результаты изменения химического состава вполне согласуются с опубликованными результатами других исследователей.

Еще одним важным фактором, влияющим на качество получаемого покрытия с помощью электродугового напыления, является расстояние от сопла до восстанавливаемой поверхности. Оно обычно составляет 50...350 мм. Если это расстояние равняется 50...80 мм, то такое ЭДН называют горячим. С этим расстоянием работают, когда габариты изделия обеспечивают достаточный теплоотвод и не создают перегрева, который может вызвать коробление изделия. Преимущество восстановления ЭДН при небольшом расстоянии состоит в том, что снижаются потери распыляемого металла. Частицы попадают на поверхность в более

горячем состоянии. Способ горячего ЭДН не рекомендуется применять для восстановления чувствительных к деформациям и напряжениям изделий. Нормальным считают расстояние 80...200 мм, причем нижний его предел рекомендуется для восстановления деталей, не чувствительных к возникновению деформаций и напряжений, а также для аппаратов ЭДН с небольшой производительностью. Рекомендуется начинать восстановление поверхностей нанесением покрытия при небольшом расстоянии, а затем вести процесс при большем расстоянии. Для получения наивысшей энергии удара частичек об восстанавливаемую поверхность детали необходимо размещать аппарат от поверхности на расстоянии 75...100 мм.

Отрезок времени между нанесением отдельных слоев должен быть по возможности минимальным во избежание образования окислов и оседания пыли препятствующих сцеплению частиц между собой.

Скорость перемещения электродугового аппарата выбирается таким образом, чтобы за один проход наносился слой покрытия толщиной 0,2...0,3 мм. Слишком медленное перемещение аппарата вызывает перегрев покрытия и восстанавливаемой поверхности, что ухудшает их качество. Более толстые покрытия нужно напылять с повышенной скоростью. Для высокопроизводительного напыления, то есть при работе на токах порядка 400 А и более, необходима достаточно высокая скорость перемещения электродугового аппарата относительно восстанавливаемой поверхности.

Одним из преимуществ восстановления деталей двигателя ЭДН является возможность наносить покрытие на холодный основной металл. Предварительный подогрев до 200 °С целесообразен только при напылении молибденового или нихромового подслоев.

При отработке технологии ЭДН под конкретную деталь очень важно обеспечить такие условия охладений детали, чтобы температура напыленного покрытия не превышала 200 °С. Это позволяет предотвратить появления больших напряжений в покрытии и предотвратить появление трещин.

Заключение

Установлено путем обобщения результатов дефектации деталей двигателей АНТ, что их эксплуатационные отказы в основном возникают вследствие износа и составляют 80...90 % от общего количества отказов, при этом 40 % наиболее часто встречаемого дефекта — износ внешней цилиндрической поверхности. Правильность такого заключения подтверждена данными о том что, среди разработанных

технологических процессов восстановления деталей – 60 % предназначено для восстановления деталей типа «вал».

Предложено использовать для распыления проволочных сталей продукты горения пропан-воздушной смеси вместо сжатого воздуха, что позволило повысить скорость частиц в два и более раза, снизить окисление напыляемого металла и выгорание легирующих элементов. Варьированием расходов пропана и воздуха можно создавать нейтральную или восстановительную атмосферу в зоне плавления проволоки и тем самым снизить окисление металла и выгорание легирующих элементов.

Показано, что свойства поверхностей, восстанавливаемых электродуговыми покрытиями, целесообразно регулировать изменением состава транспортирующего газа. Установлено, что увеличение количества воздуха в смеси с горючим газом приводит к уменьшению содержания углерода в покрытии; повышение коэффициента избытка воздуха в горючей смеси α от 0,8 до 1,7 вызывает рост процентного содержания кислорода в покрытиях от 1,3 до 3,5%; уменьшение избытка воздуха в горючей смеси уменьшает выгорание легирующих элементов и окисление распыляемого материала покрытий в среднем в два раза, при коэффициенте избытка воздуха в горючей смеси α , находящемся в пределах от 0,8 до 1,0 происходит науглероживание покрытия.

Литература

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника. Конструирование, изготовление и эксплуатация машин [Текст] / Д. Н. Гаркунов. – М.: Издательство МСХА, 2002. – 632 с.
2. Громановский Д.Г. Проблемы кинетики изнашивания [Текст] / Д.Г. Громановский, И.Д. Ибатуллин, А.В. Дынников [и др.] // Сб. докл. Междунар. конгр. «Мех. и трибология транспортных систем – 2003», Ростов на Дону, 10–13 сент., 2003. – Т.1. – Ростов-на-Дону: Изд-во Рост. гос. ун-та путей сообщ., 2003 – С.252–257.
3. Черновол М.И. Восстановление и упрочнение деталей машин с помощью новых износостойких материалов. [Текст] / М.И. Черновол. – М.: АгроНИИТЭИИТО, 1990. – 64 с.
4. Хонинг М. Металлические и керамические покрытия [Текст] / М. Хонинг, В. Васантасри, П.Сидки. – М.: Мир, 2000. – 517 с.
5. Катц Н.В. Металлизация распылением. [Текст] / Н.В.Катц – М.: Машиностроение, 1966. – 212 с.
6. Татаринев Б.П. Металлизация с целью восстановления деталей [Текст] / Б.П. Татаринев, Ч.В. Пулька., С.В. Дробышев. // Соврем. методы наплавки, упрочняющ. зашит. покрытия и исполыз. матер.: IV Укр. науч.-техн. конф., 20-22 нояб., 1990: Тез. докл. – Харьков, 1990. – С.134-135.

Поступила в редакцию 31.05.2015

Ю.В.Брусило, О.А.Тамаргазін. Оптимізація технології відновлення деталей двигуна електродуговим напиленням

Проведено експериментальне дослідження технології відновлення електродуговим напиленням деталей двигунів внутрішнього згорання, які встановлюються на авіаційну наземну техніку, з метою оптимізації її до експлуатаційних умов аеропорту. Запропоновано використовувати для розпилення дротяних сталей продукти горіння пропан-повітряної суміші замість стисненого повітря, що дозволило підвищити швидкість частинок в два і більш рази, знизити окислення напилюваного металу і вигорання легуючих елементів. Варіюванням витрат пропану і повітря можна створювати нейтральну або відновну атмосферу в зоні плавлення дроту і тим самим знизити окислення металу і вигорання легуючих елементів.

Ключові слова: двигун, експлуатація, ремонт, відновлення, електродугове напилення.

Yu.V.Brusilo, A.A.Tamargazin. Optimization technology of rework engine parts by the electric arc spraying

An experimental study of the technology of recovery of electric arc spraying of parts of internal combustion engines installed on aircraft ground equipment to optimize it to the operational environment of the airport. Proposed to be used for spraying steel wire products of combustion of propane-air mixture is compressed air, which allowed to increase the speed of particles in two or more times, to reduce oxidation of the deposited metal and the burning of alloying elements. The variation of costs of propane and air, you can create a neutral or reducing atmosphere in the melting zone of the wire and thereby reduce the oxidation of the metal and the burning of alloying elements.

Keywords: engine, operation, repair, rework, electric arc spraying.

УДК 621.793.71

Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО, В.М. КИСЕЛЬ, Г.А. ФРОЛОВ, С.В. БУЧАКОВ

*Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича
Национальной Академии наук Украины*

ГОРЕЛОЧНОЕ УСТРОЙСТВО ДВУХКАСКАДНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОГО НАПЫЛЕНИЯ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Приведено описание конструкции экспериментальной жидкотопливной воздухоохлаждаемой горелки для высокоскоростного воздушно-топливного напыления, реализующей концепцию расходного управления параметрами двухфазного потока. Горелка создана на базе промышленной горелки ГВО-2М и способна работать на керосине или уайт-спирите в качестве горючего при давлении в камере сгорания до 2,0 МПа. Приведены результаты расчета температуры и скорости частиц никеля (25 мкм) в выходном сечении горелки, свидетельствующие об увеличении в сравнении с базовой моделью температуры нагрева частиц на 600° без потери скорости. Показаны примеры микроструктур полученных покрытий.

Ключевые слова: высокоскоростное воздушно-топливное напыление, сверхзвуковая жидкотопливная горелка, параметры горелки для высокоскоростного воздушно-топливного напыления, энергетические параметры частиц, газотермические покрытия.

Введение

За тридцать лет своего развития высокоскоростное газопламенное напыление (ВГПН, англ. – High Velocity Flame Spraying, HVFS) в двух своих разновидностях, высокоскоростном кислородно-топливном и воздушно-топливном напылении (ВКТН и ВВТН, High Velocity Oxy/Air Fuel – HVOF и HVOF, соответственно), прочно утвердилось в качестве одного из основных методов газотермического напыления (ГТН), и в настоящее время широко применяется практически во всех отраслях промышленности для нанесения различных функциональных покрытий. Суть ВГПН заключается в нагреве и разгоне частиц напыляемого материала высокотемпературным потоком продуктов сгорания углеводородного топлива, непрерывно сгорающего в кислороде или воздухе при давлении, обеспечивающим его сверхзвуковое истечение из горелки. ВГПН позволяет наносить покрытия практически из всех применяемых в ГТН материалов (за исключением наиболее тугоплавких соединений). При этом их качество соизмеримо с качеством лучших детонационных и плазменных покрытий или даже превосходит их – типичными являются пористость на уровне 1% и менее, адгезионная прочность 100 МПа и более, а также низкое содержание оксидов. По производительности – до 30 кг/ч наносимого порошка – метод уступает

только электродуговой металлизации. В то же время, по своим размерам и весу горелки для высокоскоростного газопламенного напыления мало отличаются от горелок для газопламенного напыления, что позволяет использовать их в качестве ручного инструмента. Основным недостатком ВГПН является большой удельный (на единицу массы покрытия) расход горючего и окислителя, определяющий относительно высокую стоимость процесса, что в наибольшей мере относится к ВКТН в силу относительно высокой стоимости кислорода. Поэтому одним из основных направлений совершенствования техники и технологии ВГПН является повышение их энергетической эффективности, под которой понимается часть тепла, выделяющегося при сгорании топлива, идущая на повышение энергетических параметров дисперсной фазы – ее энтальпии и кинетической энергии. Современное состояние ВКТН подробно изложено в работе [1], а ВВТН – в обзорах [2, 3].

Обоснование работы

Работы в области техники и технологии высокоскоростного газопламенного напыления (ВГПН) в ИПМ НАН Украины проводятся с конца 80-х годов прошлого века, когда авторами была сформулирована концепция функционального разделения участков нагрева и ускорения частиц напыляемого материала в ВГПН-горелках, осуществляемого путем расходного управления параметрами двухфаз-

ного потока [4, 5]. Эта концепция получила теоретическое обоснование в работах [6, 7], на ее основе были созданы горелки «Град-К» (для ВКТН) и «Град-В» (для ВВТН), с использованием которых были получены покрытия из металлов, сплавов, интерметаллидов, керамик и металлокерамических композиций различного состава с качеством наивысшего в их классах уровня [8, 9], что практически подтвердило правильность теоретического положения о существенно более высокой энергетической эффективности горелок этой схемы по сравнению с традиционными.

Горелки «Град-К» и «Град-В» предназначены для работы на горючих газах — водороде, метане, пропан-бутане, применение которых накладывает на технологию ряд ограничений: стоимость водорода резко ограничивает ее экономическую эффективность, промышленное применение водорода и метана требует соответствующего лицензирования производства и существенных вложений в инфраструктуру их хранения и транспортировки, а применение пропан-бутана не позволяет поднять в камере сгорания (КС) давление более 0,7 МПа.

В настоящее время применение жидкого горючего (керосина) является основной тенденцией в развитии технологии ВКТН, т.к. наряду с повышением безопасности процесса оно позволяет поднять давление в КС горелок до уровня 1,0 МПа и выше, что рассматривается как основной способ улучшения качества покрытий за счет достигаемой при этом более высокой скорости частиц напыляемого материала при меньшей температуре их нагрева. Более того, для снижения температуры продуктов сгорания углеводородных топлив в кислороде в ВКТН-горелках применяется впрыск балластного газа (азота) или даже воды. Эта технология получила название «теплого ВКТН» (Warm HVOF) [1]. Таким образом, сложилась парадоксальная ситуация, когда в горелке производится сжигание горючего в кислороде (основным преимуществом чего по сравнению со сжиганием в воздухе является получение продуктов сгорания со значительно более высокой температурой — 3300 К и 2200 К, соответственно), после чего полученные продукты сгорания вводом азота доводятся до состава и состояния продуктов сгорания в воздухе, или, по крайней мере, в обогащенном кислородом воздухе. Учитывая соотношение стоимости сжатого воздуха со стоимостью кислорода и азота, экономическая целесообразность такого подхода представляется сомнительной.

Целью данной работы было создание жидко-топливной ВВТН-горелки с расходным

управлением параметрами двухфазного потока, способной в силу высокой тепловой эффективности своей схемы наносить покрытия с качеством, достигаемым технологией ВКТН, и, таким образом, сочетать ее преимущества с экономичностью ВВТН.

Конструкция горелки ГВО-2РВ и ее технические параметры

Разработка проводилась на основе схемы газодинамического тракта ВГПН-горелки, предложенной в патенте [10], и жидкотопливной ВВТН-горелки ГВО-2М промышленной установки для термообразивной очистки и ВВТН «Струмиль» [11], в которой воздухоохлаждаемый центральный пилон с трубкой подачи порошка и сопло были заменены каналом нагрева с двумя (передним и задним) узлами подвода. Модифицированная экспериментальная ВВТН-горелка получила обозначение ГВО-2РВ (расходное воздействие). Ее внешний вид и конструктивная схема приведены на рис. 1. Для обеспечения возможности измерения расхода воздуха, поступающего в камеру сгорания горелки, воздушная линия была разделена на две независимых — по одной воздух идет на горение, охлаждая жаровую трубу КС, по другой — подается для охлаждения обоих узлов подвода, канала нагрева и разгонного канала, после чего сбрасывается в атмосферу. Горючее через струйные форсунки подается в камеру смешения, из которой в виде горячей аэрозоли через завихритель поступает в КС.

Поджиг горючей смеси, так же, как и в горелке ГВО-2М, осуществляется съемным запальным устройством форкамерного типа (на схеме не показано), подсоединяемым через специальный клапан на ее корпусе (виден в верхней части рис. 1, а). Запальное устройство отсоединяется от горелки только в случае использования ее в качестве ручного инструмента.

Соотношение площадей отверстий в первом и втором узлах подвода, соединяющих передний и задний концы канала нагрева с полостью КС, определяет скорость течения потока в канале нагрева, и вместе с его длиной — время пребывания частиц напыляемого материала в высокотемпературном потоке, а, значит, степень их нагрева. На рис. 2 показаны рассчитанные по методике [6] графики распределений по длине газодинамического тракта горелки скоростей газовой (V_f) и дисперсной (V_p) фаз потока (рис. 2, а) и их температур (T_f) и (T_p), соответственно (рис. 2, б). Расчет произведен для давления в КС 1,0 МПа при коэффициенте соотношения компонентов $\alpha = 1,2$. Как видно из графиков, в канале нагрева (участок между

координатами $X = 0$ и $X = 140$ мм) параметры газового потока близки к параметрам в камере сгорания ($V_f \approx 120$ м/с, $T_f \approx 2000$ К), что создает наиболее благоприятные условия

для нагрева частиц дисперсной фазы. Именно на этом участке происходит их основной нагрев, тогда как их ускорение происходит за его пределами.

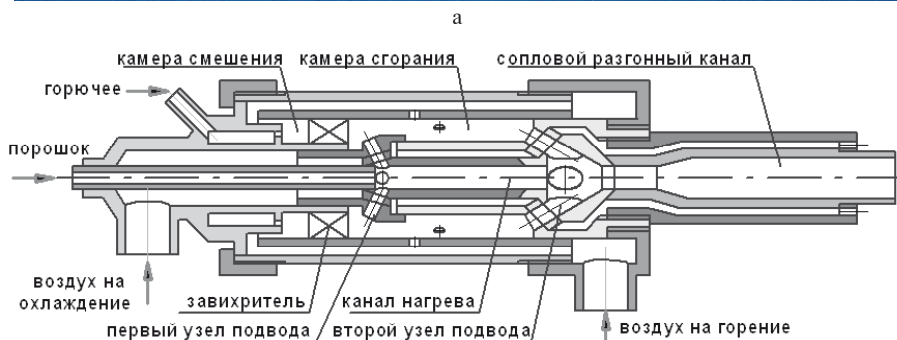


Рис. 1. Внешний вид (а) и конструктивная схем (б) жидкотопливной ВВТН-горелки с расходным управлением параметрами двухфазного потока ГВО-2РВ

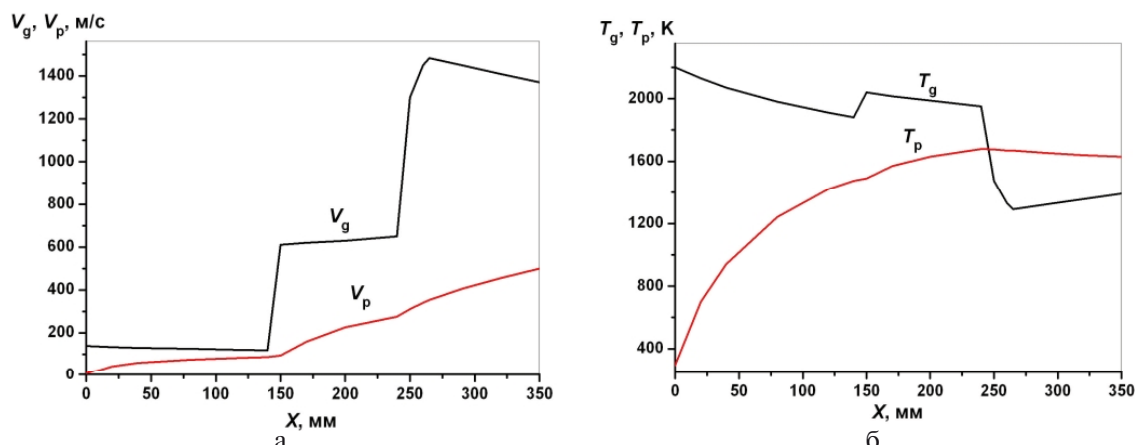


Рис. 2. Графики распределений по длине газодинамического тракта горелки параметров газовой и дисперсной фаз потока (частицы никеля, 25 мкм): а – скорости (V_f – газ, V_p – частицы); б – температуры (T_f – газ, T_p – частицы)

Таблица 1

Энергетические параметры частиц дисперсной фазы в выходном сечении горелки ГВО-2РВ при различных конфигурациях газодинамического тракта и промышленной горелки ГВО-2М

Тип газодинамического тракта	Длины участков тракта, мм			Параметры частиц порошка		
	канал нагрева	дозвуковой канал	сверхзвуковой канал	Температура T_p , К	Скорость V_p , м/с	Критерий энергетического состояния K_e
ГВО-2РВ № 1	135	10	175	1490	560	0,05
ГВО-2РВ № 2	135	160	25	1710	410	0,32
ГВО-2РВ № 3	135	95	90	1640	500	0,26
ГВО-2М	0	10	175	890	560	-1,1

Горелка оснащается сопловыми разгонными каналами трех конфигураций – сверхзвуковым, показанным на схеме (рис. 1, б), дозвуковым (цилиндрической формы) и комбинированным с приблизительно равными длинами до- и сверхзвуковых участков.

В таблице 1 показаны значения параметров частиц никеля размером 25 мкм в выходном сечении горелки при давлении в КС 1,0 МПа, рассчитанные для трех конфигураций газодинамического тракта горелки ГВО-2РВ и тракта базовой горелки ГВО-2М (критерий энергетического состояния K_e – разница полной удельной энтальпии частицы и ее удельной энтальпии при температуре плавления, отнесенная к удельной теплоте плавления). Как следует из сравнения параметров частиц на выходе каналов ГВО-2РВ № 1 и ГВО-2М введение в газодинамический тракт горелки канала нагрева позволяет повысить температуру нагрева частиц на 600° без ущерба для их разгона.

В табл. 2 приведена техническая характеристика горелки ГВО-2РВ.

Таблица 2
Техническая характеристика горелки ГВО-2РВ

Горючее	Керосин, уайт-спирит
Тепловая мощность (макс.)	210 кВт
Давление в камере сгорания: в режиме ВВТН (макс.)	1,0 МПа
в режиме «теплого» ВВТН (макс.)	2,0 МПа
Расход горючего (макс.)	5 г/с
Диаметр критического сечения	10 мм
Диаметр выходного сечения	15 мм
Расход воздуха (макс.)	150 г/с
Температура потока	1100-2050 К
Скорость потока (макс.)	до 1600 м/с
Производительность (по порошку)	До 12 г/с
Масса	3,8 кг

Отработка режимов работы горелки ГВО-2РВ и технологических параметров

Отработка горелки ГВО-2РВ проводилась на универсальном термоструйном стенде УТС ИПМ НАНУ. Был отработан пусковой режим, который оказался близким к пусковому режиму базовой горелки – давление в КС 0,3 МПа, $\alpha \approx 1$.

В процессе отработки рабочих режимов было установлено, что горелка устойчиво работает при давлениях в КС выше 0,45 МПа. Ниже этого давления при установленном на ней сверхзвуковом разгонном канале истечение из него оказывается дозвуковым. Также установлено, что до давления в КС 0,8 МПа горелка может безопасно и устойчиво рабо-

тать в диапазоне значений коэффициента избытка окислителя $\alpha \approx 0,90...2,5$, при больших давлениях, с целью недопущения перегрева соплового блока, работа должна проводиться на обедненных воздушнотопливных смесях: до $p_{КС} < 1,2$ МПа на режимах с $\alpha > 1,2$, а при $p_{КС} > 1,2$ МПа на режимах с $\alpha > 1,5$. Во всех случаях при давлении в КС более 0,6 МПа длина сверхзвукового участка струи составляет более 210 мм (рис. 3, а).

Горелкой ГВО-2РВ были нанесены покрытия из порошков никеля, нихрома, самофлюсующихся никель-хромовых сплавов, квазикристаллического материала системы Al-Cu-Fe и металлокерамических композиций различных составов, которые были исследованы традиционными методами материаловедения. На рис. 3, б показано нанесение металл-керамического покрытия на базе ультравысокотемпературной керамики с двадцатью процентами (масс.) металлической связи.

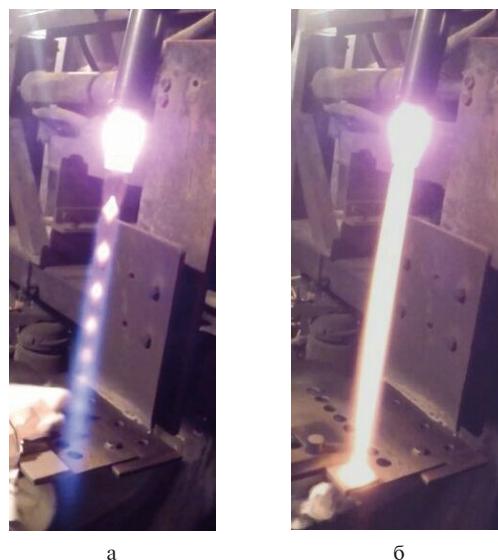
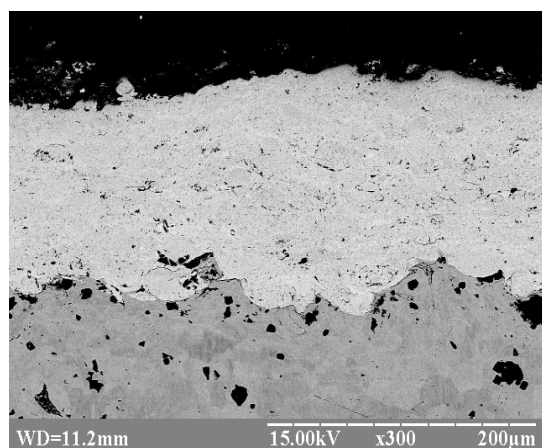


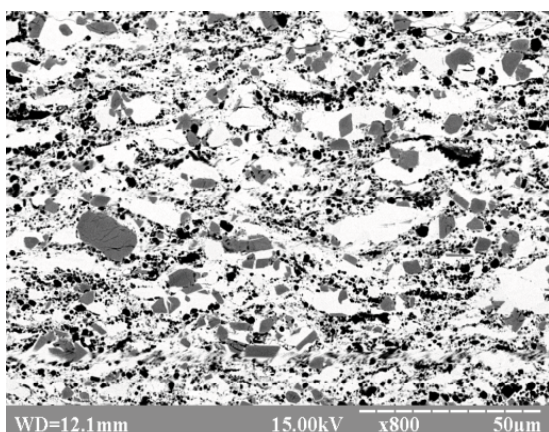
Рис. 3. Напыление металлокерамического покрытия:
а – струя до подачи порошка;
б – процесс напыление образца

Результаты исследований подтвердили высокое качество покрытий, не уступающее качеству лучших ВВТН-покрытий. При этом эксплуатационные затраты на нанесение покрытий методом ВВТН в 2,5 раза ниже. На рис. 4 показаны примеры микроструктур покрытий с пористостью не более 1,5%, полученных из порошков дисперсностью –63/+40 мкм при давлении в КС горелки 1,0 МПа, коэффициенте избытка окислителя $\alpha = 1,1$ и расходе порошка – 4,5 г/с. На рис. 4, а – покрытие из порошка ПР-НХ16СР3 самофлюсующегося сплава системы Ni-Cr-Si-B-C, на рис. 4, б – металлокерамиче-

ское покрытие из порошка НХТБ-40 состава ПР-НХ16СР3 – 40 % (масс.) TiB_2 .



а



б

Рис. 4. Микроструктуры ВВТН-покрытий, нанесенных горелкой ГВО-2РВ:
а – покрытие из порошка сплава ПР-НХ16СР3;
б – покрытие из порошка НХТБ-40

Литература

1. Fauchais P. L. Thermal Spray Fundamentals: From Powder to Part [Текст] / P. L. Fauchais, J. V. R. Heberlein, M. I. Boulos. – Springer Science+Business Media New York. – 2014. – P. 1594.
2. Кисель В. М. Современное состояние и развитие технологии высокоскоростного воздушно-топливного напыления [Текст] / В. М. Кисель, Ю. И. Евдокименко // Вісник українського матеріалознавчого товариства. – Київ. – 2010, Вип. 3. – С. 65 – 79.
3. Барановский В. HVAF-оборудование сверхзвукового газозвукового напыления [Текст] / В. Барановский // Термическое напыление: современное состояние. Материалы международного научно-практического семи-

нара 28–29 сент. 2010 г. – ФГАОУ ВПО УрФУ, Екатеринбург, 2010. – С. 73 – 97.

4. А. с. № 1610913 СССР. МПК5 С 23 С 4/00. Способ нанесения тугоплавких покрытий [Текст] / В. М. Кисель, А. В. Чоба, Г. Г. Карюк и др. – № 4465842/31–02; заявл. 26.07.88. ДСП. – с. 2.

5. А. с. № 1554986 СССР. МПК5 В 05 В 7/20. Сверхзвуковая горелка для газопламенного напыления покрытий [Текст] / Ю. И. Евдокименко, В. М. Кисель и др. – № 4310674/31–05; заявл. 28.09.1987; опубл. 07.04.1990. – Бюл. № 13.

6. Евдокименко Ю. И. Исследование газодинамических трактов генераторов двухфазных потоков с расходным управлением их параметрами [Текст] / Ю. И. Евдокименко Ю. И., В. М. Кисель, В. И. Тимошенко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – Вип. 6 (41). С. 69 – 73.

7. Пат. 57147 Украина. МПК7 В 05 В 7/20. Спосіб газотермічного напылення порошкових матеріалів [Текст] / Ю. І. Євдокименко, В. М. Кисіль, В. Х. Кади́ров та інші; заявитель и патентообладатель Інститут проблем матеріалознавства НАН України. – № 2000127585; заявл.: 27.12.2000; опубл.: 16.06.2003. – Бюл. № 6. – 4 с.

8. Евдокименко Ю. И. Высокоскоростное газопламенное напыление двухкамерными горелочными устройствами [Текст] / Ю. И. Евдокименко, В. М. Кисель, В. Х. Кадыров // Порошковая металлургия. – № 11/12. – 2003. С. 45 – 54.

9. Евдокименко Ю. И. Свойства покрытий из интерметаллидных соединений Ni-Al, нанесенных методом высокоскоростного воздушно-топливного напыления [Текст] / Ю. И. Евдокименко, В. М. Кисель, С. В. Бучаков // Порошковая металлургия. – 2010. – №11/12. – С. 54 – 62.

10. Пат. 55558 Украина. МПК7 В 05 В 7/20. Пристрій для газотермічного напылення порошкових матеріалів [Текст] / Євдокименко Ю. І., Кисіль В. М., Кади́ров В. Х.; заявитель и патентообладатель Інститут проблем матеріалознавства НАН України. – № 2001031651; заявл. 12.03.2001; опубл. 15.04.2003. – Бюл. № 4. – 6 с.: ил.

11. Евдокименко Ю.И. Термоструйная установка для термоабразивной очистки поверхностей и нанесения антикоррозионных покрытий [Текст] / Ю. И. Евдокименко, В. М. Кисель // Материалы Пятой Всероссийской научно-практической конференции «Повышение эффективности энергетического оборудования». – Иваново. – 2010. – С. 323 – 329.

Поступила в редакцию 15.06.2015

Ю.І. Євдокименко, В.М. Кисіль, Г.О. Фролов, С.В. Бучаков. Пальниковий пристрій двокаскадної конфігурації для високошвидкісного повітряно-паливного напилення на рідкому паливі

Приведено опис конструкції експериментального рідкопаливного повітряно-охолоджуваного пальника для високошвидкісного повітряно-паливного напилення, який реалізує концепцію витратного керування параметрами двофазного потоку. Пальник створено на базі промислового пальника ГВО-2М, який працює на гасі або уайт-спіриті у якості пального при тиску в камері згоряння до 2,0 МПа. Приведено результати розрахунку температури та швидкості частинок нікелю (25 мкм) у вихідному перерізі пальника, які свідчать про зростання (в порівнянні з такими при використанні базового пальника) температури нагрівання частинок на 600° без втрати швидкості. Наведені зразки мікроструктур отриманих покриттів.

Ключові слова: високошвидкісне повітряно-паливне напилення, надзвуковий рідкопаливний пальник, параметри ВППН-пальників, енергетичні параметри частинок, газотермічні покриття.

Yu. Yevdokymenko, V. Kysil, G. Frolov., S. Buchakov. Two-stage configuration burner device for high velocity air liquid-fuel spraying

The description of the experimental air-cooled burner of two-stage configuration for High Velocity Air Liquid-Fuel Spraying, that realizes the concept of a gas feed control of a two-phase flow parameters has been given. The burner is designed on the basis of GVO-2M industrial torch and can operate on kerosene or white spirit as a fuel at a pressure in the combustion chamber up to 2.0 MPa. The results of temperature and velocity of the nickel (25 microns) particles in the outlet section of the burner calculation have been provided, that testifies an increase in particles heating temperature on 600 °C without losing speed, compared to the base model. The examples of the obtained coating microstructures have been shown.

Key words: High Velocity Flame Spraying, Liquid fuel HVOF thermal spray torch, HVOF-torch parameters, In-Flight Particle Parameters, Thermal Spray Coatings.

УДК 658.512.011.56

**¹В.Ю. ГРАНИН, ¹В.В. ТРЕТЬЯК, ¹С.В. ХУДЯКОВ, ¹В.Д. СОТНИКОВ,
²Н.Ф. САВЧЕНКО**

¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

² *Харьковский национальный экономический университет им. С. Кузнеця, Украина*

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПРУТ-ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ

Представлены возможности современной среды системы СПРУТ, с помощью которой можно эффективно работать в области научных исследований. Описаны особенности использования системы для автоматизации конструирования и разработки современных технологических процессов изготовления деталей летательных аппаратов и авиационных двигателей. Показана область применения системы в различных сферах деятельности, включая компьютеризацию инженерного труда, позволяющую сократить трудоемкость проектирования и затраты на моделирование проектируемых деталей и конструкций авиационной техники.

Ключевые слова: СПРУТ-технологии, автоматизированное проектирование, перспективные технологические процессы, компьютеризация инженерного труда.

Введение

Эффективность систем автоматизированного проектирования тех или иных классов технических объектов [1] определяется не столько универсальными компонентами САПР (системы конструирования, инженерного анализа, управления проектными данными и др.), сколько специализированными программными средствами (объектно-ориентированными подсистемами).

Для самолета это подсистемы расчета летно-технических характеристик, для авиадвигателя - подсистемы газодинамических расчетов и т.д.

Они воплощают специфические именно для этих объектов модели, методы проектирования и правила принятия проектных решений и реализуют методики проектирования, сложившиеся в конкретном конструкторском бюро.

Создание таких приложений составляет важную часть процесса разработки САПР и не может быть выполнено без участия специалистов проектной организации.

1. Возможности и ограничения современных интеллектуальных систем

В последние годы существенно расширились возможности разработчиков САПР в создании специализированных проектирующих подсистем.

В дополнение к традиционной технологии, основанной на использовании интерфейсов программирования приложений (API) и ори-

ентированной на профессионального программиста, находят применение новые инструменты [2].

В их числе средства автоматической генерации программного кода в составе САД-систем и систем компьютерной алгебры, автономные и интегрированные с САД-системами базы инженерных знаний, средства межсистемного обмена расчетными зависимостями и правилами проектирования, прямые интерфейсы между САД-системами и математическими пакетами, интегрирующие оболочки для объединения в одну систему автономных программ конструирования и инженерного анализа.

Технология применения большинства из этих средств не предполагает написания программ на каких-либо языках программирования.

Это позволяет расширить участие в создании прикладных систем непрограммирующих профессионалов-расчетчиков, конструкторов, технологов.

Важно, что многие из новых инструментальных средств совместимы с популярными системами конструирования средней мощности, например, Autodesk Inventor, SolidWorks, Solid Edge.

Рис. 1 отражает состояние возможностей и ограничений современных САПР систем [3] на различных этапах проектирования нового изделия.

Данная диаграмма хорошо отражает место новых разработок в среде интеллектуальных систем.

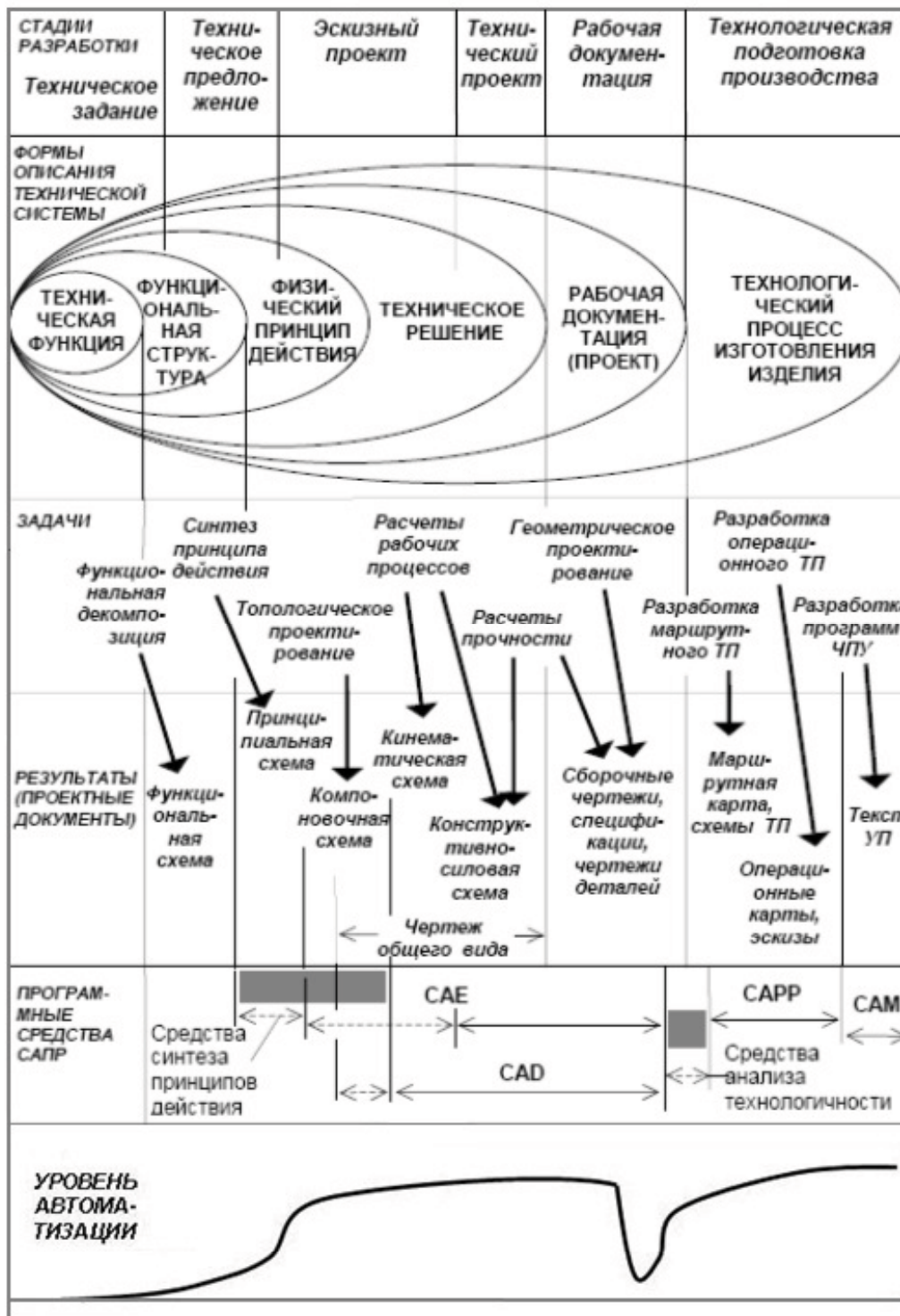


Рис. 1. Возможности и ограничения современных САПР систем
 ■ - частично автоматизированные функции и задачи,
 ↔ - функции и задачи, реализованные в отдельных системах

Эффективность системы проектирования объектов определенного вида (самолетов, автомобилей, станков и др.) определяется не столько универсальными компонентами САПР (модули геометрического моделирования, конечно-

элементных расчетов и др.), сколько специализированными программными средствами (объектно-ориентированными подсистемами) – это подсистемы формирования облика изделия, проектировочных расчетов основных

элементов, расчета аэродинамических и летно-технических характеристик и т.п.

САПР конкретного объекта должна воплощать специфические для этого объекта модели, методы проектирования и правила принятия решений, причем именно те модели и методы, которые характерны для определенного КБ, то есть должна реализовать «фирменную» методику проектирования.

Поэтому интеллектуальные специализированные подсистемы САПР не могут быть созданы без участия специалистов предметной области – расчетчиков, конструкторов, технологов.

Современная интеллектуальная система должна иметь инструментальные средства расширения функций, позволяющие непрограммирующему профессионалу самостоятельно пополнять систему новыми методами проектирования, она также должна быть ориентирована на решение задач поискового проектирования, т.е. задач с заранее неизвестным алгоритмом, причем сформулированных в терминах предметной области.

Поэтому переход к такой технологии проектирования требует работы не только с данными, но и со знаниями, что означает переход к интеллектуальным информационным технологиям и интеллектуальным системам проектирования.

Современные компоненты программного обеспечения интеллектуальной системы должны содержать: интеллектуальный интерфейс, обеспечивающий взаимодействие системы с пользователем на основе привычных понятий, терминов, образов, решатель задач, предназначенный для формирования выводов на основе имеющихся знаний, интеллектуальную систему программирования, выполняющую автоматический синтез программ на основе сформулированной пользователем постановки задачи.

Общее преимущество таких инструментальных средств – возможность разработки проектирующих подсистем САПР непосредственно специалистами предметной области (конструкторами и технологами) без программирования. Общее ограничение – возможность использования созданных подсистем только в среде базовой САД-системы. Как следствие – высокие затраты на оснащение всех рабочих мест комплексом базового программного обеспечения.

2. Возможности и перспективы комплекса СПРУТ

Комплекс СПРУТ – один из немногих примеров инструментария для создания автономных специализированных систем про-

ектирования. Эта возможность обеспечивается генератором баз знаний SprutExPro, средой создания обобщенной информационной модели класса изделий Sprut X и средой создания интерфейса прикладной системы Sprut MX.

Эффективность системы проектирования объектов определенного вида (самолетов, автомобилей, станков и др.) определяется не столько универсальными компонентами САПР (модули геометрического моделирования, конечно-элементных расчетов и др.), сколько специализированными программными средствами (объектно-ориентированными подсистемами) – это подсистемы формирования облика изделия, проектировочных расчетов основных элементов, расчета аэродинамических и летно-технических характеристик и т.п.

Система проектирования на основе комплекса СПРУТ позволяет воплощать специфические для этого объекта модели, методы проектирования и правила принятия решений, причем именно те модели и методы, которые характерны для определенного КБ, и могут реализовать «фирменную» методику проектирования.

Комплекс имеет инструментальные средства расширения функций, позволяющие непрограммирующему профессионалу самостоятельно пополнять систему новыми методами проектирования, и может быть ориентирован на решение задач поискового проектирования, т.е. задач с заранее неизвестным алгоритмом, причем сформулированных в терминах предметной области.

Обобщенная структура знаний может быть представлена в форме И-ИЛИ-графа объединять иерархию составных частей (связи типа «И») и варианты их конструктивной реализации (связи типа «ИЛИ»).

Проектирование экземпляра требует выбора подструктуры из обобщенной структуры в зависимости от требований к изделию согласно правилам структурного синтеза.

Интеллектуальная среда строится для определенного класса изделий сформированной математической моделью. Формирование базы знаний возлагается на эксперта предметной области – ведущего специалиста проектной организации.

Знания эксперта (методика проектирования) представляются в виде системы правил: ЕСЛИ <условие>, ТО <действие>.

Действиями базы знаний могут быть: расчеты по формулам, выбор данных из таблиц или баз данных, вызов подпрограмм, генерация графических изображений.

Обобщенная структура класса изделий в форме И-ИЛИ-графа объединяет иерархию

составных частей (связи типа «И») и варианты их конструктивной реализации (связи типа «ИЛИ»).

Проектирование экземпляра требует выбора подструктуры из обобщенной структуры в зависимости от требований к изделию согласно правилам структурного синтеза.

На рис. 2 изображена структура формирования объектов для авиационного изделия.

На рисунке видно, что объекты системы имеют связи «целое-часть» и «род-вид».

Новой реализацией концепции системы является среда SprutExPro. Основные компоненты системы включают объектную мета-

модель и базу инженерных знаний. Значения свойств объектов определяются методами базы знаний – прикладными программами, подключенными к классам. Инструментальные средства создания приложений включают среду моделирования структуры изделия и проектных альтернатив, а также среду генерации баз знаний (среду экспертного программирования). На базе этого программного средства, на кафедре технологий авиационных двигателей разработано учебное пособие и база знаний для расчета объемной поковки, используемая в модуле СПРУТ ТП.

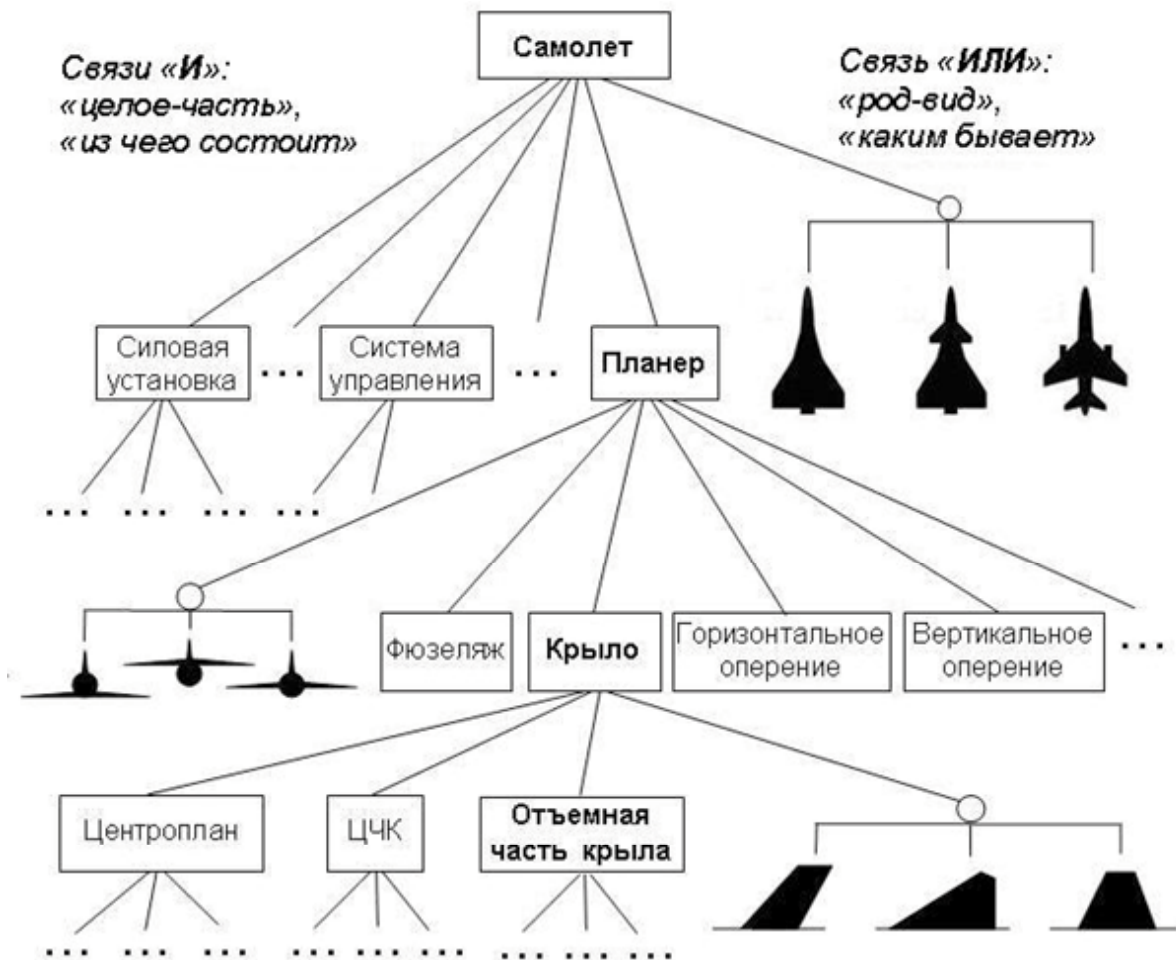


Рис. 2. Знания о структуре изделия – объектная метамодель

Предлагается использование возможности этого инструментального средства, для создания специализированных приложений интеллектуальных САПР систем с отработкой вопросов предварительной оценки их производительности, перераспределения роли в процессе разработки между программистами и непрограммирующими специалистами, требований к уровню их подготовки в предметной области и в сфере информационных техноло-

гий и оценки характеристики генерируемых приложений с точки зрения автономности и потребности в системных ресурсах.

Углубленное изучение и тестирование новых инструментальных средств поможет определить условия их рационального применения в процессах разработки интеллектуальных САПР систем для разработки новых конструкций и технологий авиационной техники.

Литература

1. Евгеньев Г.Б Систематология инженерных знаний [Текст]: учеб. пособие для вузов / Е.Б. Евгеньев. – М.: МГТУ им. Баумана, 2001. – 346 с.
2. Гранин В.Ю. Современные технологии создания специализированных систем проек-

тирования [Текст] / В.Ю. Гранин // Проблемы створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки: тез. доп. Міжнар. наук.-техн. конф. – Х.: «ХАІ». – 2015. – С. 50.

3. Башмаков А.И. Интеллектуальные информационные технологии [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.И Башмаков, И.А. Башмаков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 304 с.

Поступила в редакцию 02.07.2015

В.Ю. Гранін, В.В. Третьак, С.В. Худяков, В.Д. Сотников, М.Ф. Савченко. Особливості використання СПРУТ-технологій для розробки перспективних конструкцій і технологій

Представлені можливості сучасної системи СПРУТ, за допомогою якої можна ефективно працювати в галузі наукових досліджень. Описано особливості використання системи для автоматизації конструювання і розробки сучасних технологічних процесів виготовлення деталей літальних апаратів и авіаційних двигунів. Показано область застосування системи в різних сферах діяльності, включаючи комп'ютеризацію інженерної праці, що дозволяє скоротити трудомісткість проектування і витрати на моделювання деталей і конструкцій авіаційної техніки.

Ключові слова: СПРУТ-технології, автоматизоване проектування, перспективні технологічні процеси, комп'ютеризація інженерної праці.

V.Yu. Granin, V.V. Tretyak, S.V. Hudyakov, V.D. Sotnikov, N.F. Savchenko. Features of using SPRUT-technologies to develop advanced design and technologies

The possibilities of the modern environment of SPRUT-system, which allows working effectively in the field of scientific research, are presented. The features of using the system to automate the design and development of modern manufacturing processes of parts of aircrafts and aviation engines are described. The scope of the system in various areas, including computerization of engineering work, which allows reducing the complexity of the design and simulation of the projected costs of parts and structures of aircrafts, is shown.

Keywords: SPRUT-technologies, automated design, advanced technological processes, computerization of engineering work.

УДК 629.735

А. С. ИМАНОВ^{1,2}, П.Ш. АБДУЛЛАЕВ¹¹ *Национальная Академия Авиации, Баку, Азербайджан*² *Азербайджанский технический университет, Баку, Азербайджан***ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ АВИАЦИОННЫХ
ЛОПАТОК НА БАЗЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ
КРИВИЗНЫ**

Предлагается построение плоских решеток на основе полученных кривых, впервые, из решения дифференциального уравнения кривизны. Указываются оптимальный подбор граничных условий для кривой спинки и корыта. Для достижения геометрических характеристик, приводятся параметры варьирования. Линии спинки, корыта, входной и выходной кромок описываются аналитическими уравнениями, которые в дальнейшем позволят автоматизировать необходимые газодинамические, аэродинамические и другие расчеты. Все этапы построения (значения конкретны) кривой спинки и корыта осуществляются с помощью Mathcad.

Ключевые слова: кривизна, профилирование, кривая спинки, кривая корыта.

Введение

Аэродинамические задачи подразделяются на постановку прямой задачи – построение профиля для заданных параметров на входе и выходе с дальнейшим определением потерь на нем, и обратной, то есть создание профиля по заранее принятому характеру изменения скорости по его обводу. В мировой практике проектирования лопаток обратная задача используется очень редко. Одним из главных моментов является необходимость нахождения минимума аэродинамических потерь в решетке при условии, что к проектируемой лопатке предъявляются требования, которые вытекают из обеспечения прочности и особенностей технологического процесса ее изготовления. Тем не менее, решение обратной задачи в двухмерной постановке обладает большими перспективами, потому что позволяет получать лопатки турбин с высоким аэродинамическим качеством при значительном сокращении времени, затрачиваемого на проектирование и доводку [1].

На характер обтекания решетки, потерю энергии и угол выхода потока существенное влияние оказывает кривизна контуров, главным образом, кривизна контура спинки профиля на участке косоугольного среза. Кривые, имеющие наименьшее значение максимальной кривизны, обеспечивают низкий уровень скорости обтекания профиля. Отсутствие перегибов на графике распределения кривизны по профилю обеспечивает плавное изменение скорости от входной кромки к выходной [2]. Плавно меняющаяся кривизна может быть использована для образования профилей.

В настоящее время разработан ряд методов построения плоских решеток путем решения прямой [3] и обратной задачи [4]. Большинство исследователей единодушно в том, что контур профиля решетки, особенно спинки, должен выполняться без скачков кривизны, что обеспечивает плавное изменение скорости потока по профилю решетки.

Предлагается построение плоской решетки на основе решения обратной задачи. Уравнения, описывающие кривую спинки и корыта профиля, получены решением дифференциального уравнения кривизны.

1. Постановка задачи

С учетом вышеизложенного рассматриваются основные этапы построения плоской решетки в программной среде MATHCAD.

По предложенной методике решение задачи профилирования на основе обратной задачи, изменения кривизны вдоль контура представляется заданным, например, в виде элементарной тригонометрической функции, которая сокращает количество итерации и значительно упрощает построение плоских решеток.

Решив дифференциальное уравнение кривизны можно получить функциональную зависимость, описывающую кривую спинки и корытца.

Дифференциальное уравнение кривизны имеет вид:

$$k(x) = \frac{y'''}{3(1+y'^2)^2}, \quad (1)$$

где $k(x)$ – функция кривизны;
 y – функция уравнения кривой профиля. Уравнение (1) не содержит явным образом искомой функции y .

Кривизна $k(x)$ выбирается по следующим критериям:

1. Функция $k(x)$ должна быть простой и интегрируемой.

2. При положительных значениях x , значения $k(x)$ должны принимать отрицательные значения, так как кривая профиля должна быть выпуклой вверх и не должна иметь более одного экстремума.

3. Желательно наличие в начале координат плавного перехода прямой в кривую. Для этого необходимо, чтобы в начале координат значение $k(x)=0$.

4. Кривая, описывающая кривизну должна быть плавной в заданном интервале.

За кривую, удовлетворяющую вышеуказанным критериям, можно принять элементарную тригонометрическую функцию. Например:

$$k(x) = -0, a \sin(p \cdot x). \quad (2)$$

В интервале $[0, \pi]$.

где, a – максимальное значение кривизны в заданном интервале; p – масштабный множитель аргумента.

Решение дифференциального уравнения (1), с учетом (2) приводит к выражению [5]

$$y = \frac{1}{p} \ln \left(\frac{\sin(p \cdot x) + \sqrt{B^2 - \cos^2(p \cdot x)}}{\sin(p \cdot x_1) + \sqrt{B^2 - \cos^2(p \cdot x_1)}} \right) + y_2, \quad (3)$$

где $B=p/a$;

y_2 – значение функции спинки или корыта при значении аргумента x_1 [3].

Уравнение профильных кривых (3) получено с учетом того, что система координат, у которой ось x параллельна оси турбины, а ось y совпадает с фронтом решетки у выходных кромок. Начало координат принимается центр выходной кромки.

2. Алгоритм построения сечения

Профиль строится в декартовой системе координат. Излагаемый ниже метод аналитического профилирования лопаток турбин на основе (3) для образования спинки и корыта профиля позволяет варьировать контуры профилей в широких пределах и в максимальной степени удовлетворять всем требованиям аэродинамики, конструкций, прочности и технологии.

Плоский профиль, полученный на основе (3), имеет определенные величины геометрии, в которые обычно входят хорда L , шаг решетки

T , конструктивные углы входа $\beta_{1Г}$ и выхода $\beta_{2Г}$, площадь сечения F , радиусы скругления кромок r_1 и r_2 , размер минимального проходного сечения межлопаточного канала или угол $\beta_{2эф}$, а также угол отгиба выходной кромки.

Однозначную связь исходных данных с граничными условиями для составления уравнений спинки и корыта установить невозможно, поэтому значения граничных условий, сначала задают приблизительно, а затем уточняются до получения всех заданных геометрических характеристик.

Решения всех уравнений и построения кривых спинки и корыта проводилось в программе Mathcad.

Для дальнейших вычислений удобнее, чтобы профиль был расположен в диапазоне изменения x от нуля до единицы, поэтому целесообразно перейти к относительным величинам заданных геометрических размеров.

Основные этапы алгоритма следующие:

1. В качестве исходных данных для профилирования вводим величины: $\beta_{1Г}=75^\circ$, $\beta_{2Г}=26^\circ$, $r_1 = 2,1$, $r_2 = 0,6$, $\beta_{2эф} = 25^\circ$, $L = 50$, $\bar{t} = 0,58$, $F = 410 \text{ mm}^2$ (fs).

Для применения в формулах углы, заданные в градусах, переводятся в радианы.

2. Значения – угол установки профиля в решетке, вычисляется по следующей формуле:

$$\gamma = 13,59 + 0,628(\beta_{1Г} - \beta_{2Г}) - 0,0028(\beta_{1Г} - \beta_{2Г})^2 = 37,6392$$

принимая $\gamma = 36,8^\circ$.

3. Ширина решетки вычисляется по формуле

$$B = L \cos \left(\gamma \frac{\pi}{180^\circ} \right) = 40,0366.$$

4. Вычисляются относительные величины заданных геометрических размеров:

$$L = \frac{L}{B} = 1,2489, f_s = \frac{410}{B^2} = 0,2558,$$

$$r_1 = \frac{r_1}{B} = 0,0525, r_2 = \frac{r_2}{B} = 0,015.$$

5. Определяются другие величины по известной методике [2]:

$$c_{\max} = 1,3 \frac{f_s}{L} = 0,2663, \omega_1 = 1,2,5 \frac{(c_{\max} - 2r_1)}{L} = 0,323,$$

$$\omega_2 = k_2 \cdot 0,14 \frac{\omega_1}{(0,2 + \omega_1)} = 0,0865,$$

где, при первом приближении значения k_1 и k_2 принимается за 1 ($\omega_1 = 18,5^\circ$, $\omega_2 = 5^\circ$).

$$\beta_1 = \frac{\left(\beta_{1\Gamma} - \frac{\omega_1}{2} \right) \cdot \pi}{180^\circ} = 1,1475,$$

$$\beta_2 = \frac{\left(\beta_{2\Gamma} - \frac{\omega_2}{2} \right) \cdot \pi}{180^\circ} = 0,4106$$

6. Находят некоторые величины:

$$\Delta_{b1} = r_1 \cdot \sin(\beta_1) = 0,0478,$$

$$\Delta_{b2} = r_2 \cdot (1 - \cos(\beta_2)) = 0,0012,$$

$$b_{x1} = 1 - (r_2 + r_1) = 0,9326,$$

b_{x1} – расстояние между центрами входной и выходной кроек.

$$y_{c1} = b_{x1} \cdot \tan\left(\gamma \frac{\pi}{180^\circ}\right) + \Delta_{b1} = 0,7475,$$

$$y_{c2} = r_2 \sin(\beta_2) = 0,006,$$

$$p_{x1} = b_{x1} + r_1 \cos(\beta_1) = 0,9541,$$

где y_{c2} и y_{c1} начальные и конечные значения ординат спинки лопатки. p_{x1} – расстояние от начала координат до x_1 .

$$x_2 = r_2 \cos(\beta_2) = -0,0137, \quad x_1 = p_{x1} = 0,9541$$

Для определения значений B_1 используются следующие краевые условия.

$$y'_c|_{x=x_{c1}} = -\text{ctg}(\beta_{1c}) \quad \text{и} \quad y'_c|_{x=x_{c2}} = -\text{ctg}(\beta_{2c})$$

Подставляя эти значения в (3), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \text{ctg}\beta_{2c} = \frac{\cos(p \cdot x_{c2})}{\sqrt{B_1^2 - \cos^2(p \cdot x_{c2})}} \\ \text{ctg}\beta_{1c} = -\frac{\cos(p \cdot x_{c1})}{\sqrt{B_1^2 - \cos^2(p \cdot x_{c1})}} \end{cases}$$

Решив эту систему относительно p и B_1 получим:

$$B_1 = \frac{\cos(p \cdot x_{c1})}{\cos(\beta_{c1})}$$

7. Для определения a и p выполняются следующие действия. Вводим начальные значения $P = 2$, и $b_1 = -1,0$.

В Mathcad совместно решаются следующие два уравнения:

$$\begin{cases} y_{c1} = \frac{1}{p} \ln \left(\frac{\sin(p \cdot x_1) + \sqrt{b_1^2 - \cos^2(p \cdot x_1)}}{\sin(p \cdot x_2) + \sqrt{b_1^2 - \cos^2(p \cdot x_2)}} \right) + y_{c2} \\ b_1 = \frac{\cos(p \cdot p_{x1})}{\cos(\beta_1)} \end{cases}$$

и определяются значения a и p

$$b_2 = -1,0839, \quad a = \frac{p}{b_2} = -1,9651, \quad p = 2,13.$$

На рис. 1 показана кривая спинки, где уравнение спинки имеет следующий вид:

$$f(x) = \frac{1}{p} \ln \left(\frac{\sin(px) + \sqrt{\left(\frac{p}{a}\right)^2 - \cos^2(px)}}{\sin(px_2) + \sqrt{\left(\frac{p}{a}\right)^2 - \cos^2(px_2)}} \right) + y_{c2}. \quad (4)$$

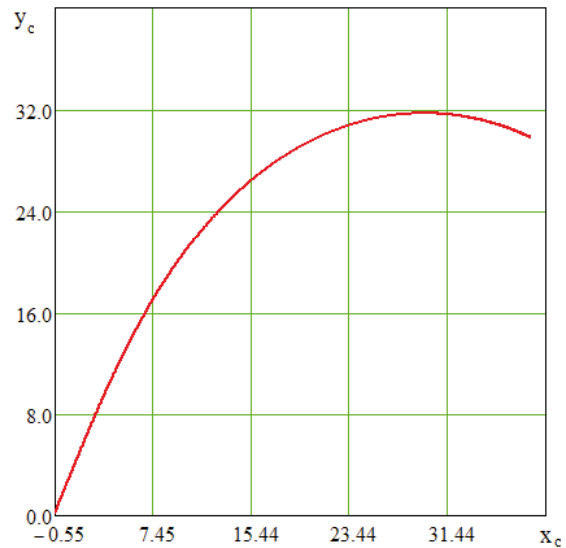


Рис. 1. Кривая спинки профиля

8. Сравниваются значения производной в начале и в конце кривой с заданными значениями соответственно β_{c1} и β_{c2} .

$$y_2 = \frac{\cos(p \cdot x_2)}{\sqrt{\left(\frac{p}{a}\right)^2 - \cos^2(p \cdot x_2)}} = 2,3847,$$

$$y_{2pr} = 90^\circ - a \tan(y_2) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 22,7501^\circ,$$

$$b_{s2} = \beta_2 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 23,523^\circ,$$

$$y_1 = \frac{\cos(p \cdot x_1)}{\sqrt{\left(\frac{p}{a}\right)^2 - \cos(p \cdot x_1)^2}} = -0,4505,$$

$$y_{1pr} = 90^\circ - a \tan(y_1) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 65,7467^\circ,$$

$$b_{S1} = \beta_1 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 65,7467^\circ,$$

где, y_2, y_1 соответственно, первая производная (4) в точках x_1 и x_2 .

Если y_{2pr} (угол выхода потока, полученный на основе (4)) не соответствует значению b_{S2} , то корректируется β_{2r} и вычисления повторяются с пункта 1. Корректировка продолжается до совпадения y_{2pr} и b_{S2} до допустимой их погрешности.

9. Для построения окружности в начальной и конечной кромках применяется уравнение окружности

$$f_{nok}(x) = \sqrt{r_1^2 - (x - \Delta x)^2} + \Delta y,$$

где $\Delta x = 1 - r_1 - r_2 = 0,9326$,

$\Delta y = f(x_1) - r_1 \cdot \sin(\beta_1) = 0,6976$. $f(x_1)$ — находят

по (4). $x_{nokc1} = x_1 = 0,9541$, $x_{nokc2} = 1 - r_2 = 0,085$, $[x_{nokc1}; x_{nokc2}]$ — интервал для построения входной окружности у спинки.

Для выходной кромки применяется уравнение окружности

$$f_{vix}(x) = \sqrt{r_2^2 - x^2}$$

$$x_{vixc1} = -r_2 = -0,0015, \quad x_{vixc2} = x_2 = -0,0137$$

$[x_{vixc1}; x_{vixc2}]$ — интервал для построения выходной окружности у спинки.

10. Площадь под кривой спинки определяется по следующим уравнениям:

$$f_{vixc} = \int_{x_{vixc1}}^{x_2} f_{vix}(x) dx = 5,0088 \times 10^{-6},$$

$$f_c = \int_{x_2}^{x_1} f(x) dx = 0,5897,$$

$$f_{noc} = \int_{x_1}^{x_{nokc2}} f_{nok}(x) dx = 0,0226,$$

$$F_c = f_{vixc} + f_c + f_{noc} = 0,6123,$$

где, f_{vix} — площадь под выходной кромкой; f_{noc} — площадь под входной кромкой;

f_c — площадь под кривой спинки; F_c — суммарная площадь под кривой спинки.

11. Этапы построения кривой корыта:

Определяем начальные и конечные углы входа (β_{1k}) и выхода (β_{2k}) корыта.

$$\beta_{1k} = \frac{\left(\beta_{1\Gamma + \frac{\omega_1}{2}}\right) \cdot \pi}{180^\circ} = 1,4705,$$

$$\beta_{2k} = \frac{\left(\beta_{2\Gamma + \frac{\omega_2}{2}}\right) \cdot \pi}{180^\circ} = 0,497,$$

$$x_{k2} = r_2 \cdot \cos(\beta_{2k}) = 0,0132,$$

$$x_{k1} = b_{x1} - r_1 \cos(\beta_{1k}) = 0,9273,$$

$$y_{k2} = r_2 \cdot \sin(\beta_{2k})$$

$$y_{k1} = b_{x1} \cdot \tan\left(\gamma \frac{\pi}{180^\circ}\right) - r_1 \cdot \sin(\beta_{1k}) = 0,6455$$

$[x_{k1}; y_{k1}] - [x_{k2}; y_{k2}]$ — координаты начальной и конечной точки кривой корыта.

Для определения a_k и p_k выполняются следующие действия. Вводим начальные значения

$$p_k = 2 \quad b_{1k} = -1,01.$$

В Mathcad совместно решаются следующие два уравнения:

$$\begin{cases} y_{k1} = \frac{1}{p_k} \ln \left(\frac{\sin(p_k x_{k1}) + \sqrt{b_{1k}^2 - \cos^2(p_k x_{k1})}}{\sin(p_k x_{k2}) + \sqrt{b_{1k}^2 - \cos^2(p_k x_{k2})}} \right) - y_{k2} \\ b_{1k} = \frac{\cos(p_k \cdot p_{x1})}{\cos(\beta_{1k})} \\ \beta_{1k} = \frac{\cos(p_k \cdot x_{k1})}{\cos(\beta_{1k})} \end{cases}$$

определяется значения p_k и a_k .

$$p_k = 1,8223, \quad a_k = \frac{p_k}{b_2} = -1,5369.$$

В интервале $x_k = [x_{k2}; x_{k1}]$ по формуле (5) строится кривая корыта.

$$f_k(x) = \frac{1}{p_k} \ln \left(\frac{\sin(p_k x) + \sqrt{\left(\frac{p_k}{a_k}\right)^2 - \cos^2(p_k x)}}{\sin(p_k x_{k2}) + \sqrt{\left(\frac{p_k}{a_k}\right)^2 - \cos^2(p_k x_{k2})}} \right) - y_{k2}. \quad (5)$$

12. Этапы вычисления пункта 8 – 10 для спинки повторяются для корыта и строится полный профиль лопатки (рис. 2).

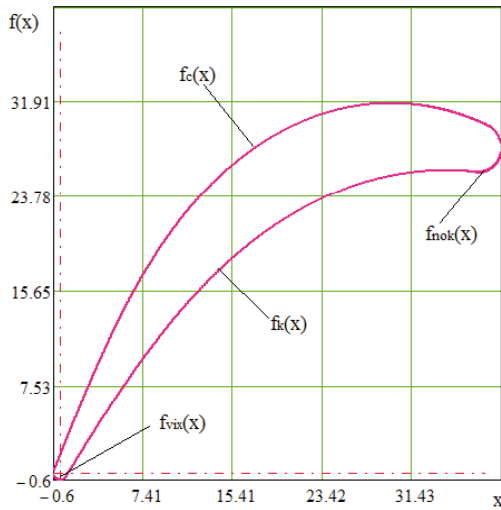


Рис. 2. Профиль лопатки полученный Mathcad:

$f_c(x)$ $f_c(x)$ – кривая спинки, $f_k(x)$ $f_k(x)$ – кривая корыта, $f_{nok}(x)$ – кривая входной кромки, $f_{vix}(x)$ – кривая выходной кромки

13. Совместно решив уравнения прямой, проходящей через точки $[0, t]$, $[x_d, y_d]$ (координаты второго конца отрезка горла, на спинке соседнего профиля, рисунок 3) и уравнения спинки (4) получим значения неизвестных x_d , y_d . Вычислив расстояние между точками $[x_{dk}, y_{dk}]$ (точка пересечения прямой с кривой корыта), $[x_d, y_d]$ определяем величину значения выходного горла $\beta_{2эф} = 12,2559$.

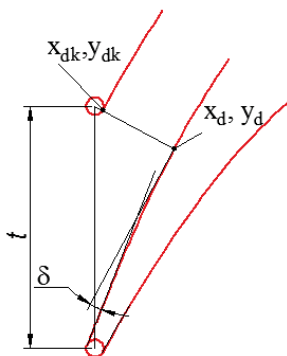


Рис. 3. К определению координаты точки x_d, y_d

Для достижения необходимого значения горла γ корректируется по формуле $\gamma = \gamma + \Delta\gamma$ и вычисления повторяются с пункта 1.

Этот метод применяется для определения размера входного горла.

14. Угол отгиба находим по формуле:

$$\delta = (90^\circ - y_{2pr}) - a \tan\left(\frac{df(x)}{dx_d}\right) \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 15^\circ$$

где y_{2pr} – значение β_2 , вычисленное по формуле (4).

15. Площадь оценивается по формуле

$$F = (F_c - F_k) \cdot b^2 = 253,$$

где F_c – площадь под кривой спинки; F_k – площадь под кривой корыта.

Меняя значения k_1 в пункте 1 можно получить необходимое значение F .

3. Результаты

На рисунке 3 показан график кривизны спинки $y_c = a \cdot \sin(p \cdot x)$ и корыта $y_k = a_k \cdot \sin(p_k \cdot x)$

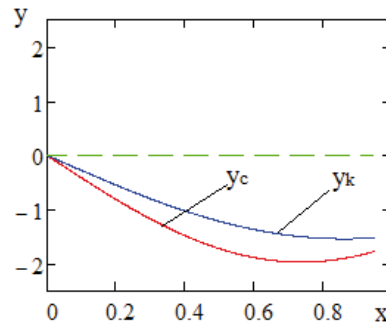


Рис. 4. Кривизна спинки (y_c) и корыта (y_k)

Как видно из рис. 4 кривизна по всему профилю меняется плавно, что подтверждает изменения скорости обтекания без скачков [5,6].

Для окончательного построения оптимального профиля плоской решетки необходима проверка на прочность и оценка технологичности.

Заключение

В дальнейших исследованиях предусмотрено проведение проверки на прочность и оценка технологичности, а также CFD анализ решетки и 3D моделирование на основе полученной плоской сечения.

Предложенная функциональная зависимость (4) рекомендуется для аналитического построения активных и реактивных плоских решеток осевых турбин.

Литература

1. Van den Braembussche R. A. Turbomachinery component design by means of CFD [Текст] / R. A. Van den Braembussche // Task Quarterly Journal. – 2002. – Vol. 6. – No 1. – p. 39–61.

2. Аронов Б.М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин [Текст] / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев. – М. Машиностроение, 1975. – 191с.

3. Мустафаев М.Р. Профилирование сечения лопаток турбины на основе решения уравнения кривизны [Текст] / М.Р. Мустафаев, П.Ш. Абдуллаев, Ю.М. Ашуров // Харьков, авиационно-космическая техника и технология – 2010, –№4. –С. 95 –101.

4. Соколовский Г. А. Профилирование решеток на основе решения обратной за-

дач [Текст]/ Г. А. Соколовский, В.И. Гнесин, В.А. Ванин. – // Энергетическое машиностроение: вып.34 – 1984. – № 3. –С.43 –48.

5. Иманов А.С. Профилирование лопаток по геометрическому критерию качества на основе решения обратной задач [Текст] / А.С. Иманов. //Авиационная техника: Изв. вузов. – 2003 г. – № 1. – С. 64 –66.

6. Бойко А.Б. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин: изв. ХГУ [Текст] / А.Б. Бойко. – Харьков, «Высшая школа», 1982. – 151с.

Поступила в редакцию 07.05.2015

А. С. Иманов, П.Ш. Абдуллаев. Профілізація плоских авіаційних лопаток на базі диференціального рівняння кривизни

Пропонується побудова плоских ґрат на основі отриманих кривих, уперше, з рішення диференціального рівняння кривизни. Вказуються оптимальний підбір граничних умов для кривої спинки і корита. Для досягнення геометричних характеристик, наводяться параметри варіювання. Лінії спинки, корита, вхідній і вихідній кромок описуються аналітичними рівняннями, які надалі дозволять автоматизувати необхідні газодинамічні, аеродинамічні і інші розрахунки. Усі етапи побудови (значення конкретні) кривої спинки і корита здійснюються за допомогою Mathcad.

Ключові слова: кривизна, профілізація, крива спинки, крива корита.

A.S. Imanov, P.Sh. Abdullayev. Profiling of flat aviation shoulder –blades on base of differential equalization of curvature

The construction of flat grates is offered on the basis of the got curves, first, from the decision of differential equalization of curvature. Specified optimal selection of border terms for the crooked back and washtub. For the achievement of geometrical descriptions, parameters over of varying are brought. To the line of back, washtub, an entrance and output edges described by analytical equalizations, that in future will allow to automatize necessary gas –dynamic, aerodynamic and other calculations. All stages of construction (values are certain) of the crooked back and washtub come true by means of Mathcad.

Key words: curvature, profiling, crooked back, curve of washtub.

УДК.621.515/62-752

С.Н. КАБАННИК, В.А. ЦИМБАЛЮК*Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина*

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ПРИ БОЛЬШИХ УГЛАХ НАТЕКАНИЯ ДОЗВУКОВОГО ПОТОКА

При аэродинамических испытаниях решеток лопаточных профилей важно обеспечить равномерность потока перед решеткой и одинаковые условия их обтекания. При изменении углов выноса и атаки решетки ширина рабочей части нужно подстраивать под крайние профили решетки. Для обеспечения этих требований в данной работе предложено разгонное сопло, верхняя и нижняя стенки которого спрофилированы по двухсинусному профилю, а боковые стенки выполнены по лемнискате Бернулли с возможностью изменения расстояния между ними. Кроме этого, усовершенствованы поворотные створки на концах решетки, что увеличило эффективность регулирования пространственной периодичности течения в решетке при больших углах атаки.

Ключевые слова: поле скоростей, пространственная периодичность течения, лопаточный профиль, разгонное сопло, лемниската Бернулли.

Введение

При проектировании компрессоров ГТД необходимо знать границы устойчивости лопаточных венцов к флаттеру. В расчете границы используются экспериментальные аэродинамические коэффициенты влияния, измеренные при разных углах атаки для различных приведенных частот колебаний лопаточных профилей. При этом диапазоны приведенных частот и углов атаки исследуемых лопаточных венцов должны охватывать, а еще лучше — перекрывать, область предполагаемых рабочих режимов работы компрессора.

Определение необходимых для расчета границ устойчивости лопаточного венца аэродинамических коэффициентов влияния базируется на измерении нестационарных аэродинамических сил и моментов на колеблющихся профилях решетки, которая моделирует периферийные сечения лопаточного венца. Для таких измерений в институте проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАНУ был разработан аэродинамический стенд ОСА-2М [1].

Для корректных испытаний решетки важно обеспечить одинаковые условия обтекания центральных профилей решетки, на которых происходит измерение указанных нагрузок. Однако из-за влияния стенок стенда пространственная периодичность обтекания профилей искажается, особенно на больших углах атаки.

Цель работы — доработка аэродинамического стенда для обеспечения пространственной периодичности обтекания профилей решеток в более широком диапазоне углов атаки.

1. Схема стенда ОСА-2М

Основой стенда является аэродинамическая труба прямого действия с выхлопом в атмосферу. Разрез рабочей части аэродинамического стенда показан на рис. 1.

За успокоительной форкамерой, которая на рисунке не показана, следует первое разгонное сопло 1 с большим поджатием, верхняя и нижняя стенки которого изогнуты по так называемому «двухсинусному» профилю [2, 3]. Рабочая часть стенда имеет второе регулируемое сопло 2, стенки которого могут подстраиваться в горизонтальном направлении под крайние профили решетки 3. Длина этих стенок также может регулироваться с помощью подвижных ножей 5. На концах ножей закреплены поворотные створки 7, которые регулируют степень диффузорности (конфузорности) крайних каналов решетки.

Все перечисленные регулировки направлены на обеспечение одинакового обтекания центральных профилей решетки, о достижении которого можно судить по равенству постоянных и пульсационных составляющих аэродинамических сил и моментов на профилях, а также по пространственной периодичности изменения полного давления и скаса потока за решеткой при траверсировании.

Траверсирование осуществляется комбинированным трехточечным зондом 6 с помощью координатника, приводимого шаговым двигателем 8.

Для измерения аэродинамических нагрузок при изгибно-крутильных колебаниях четырех центральных лопаточных профилей, послед-

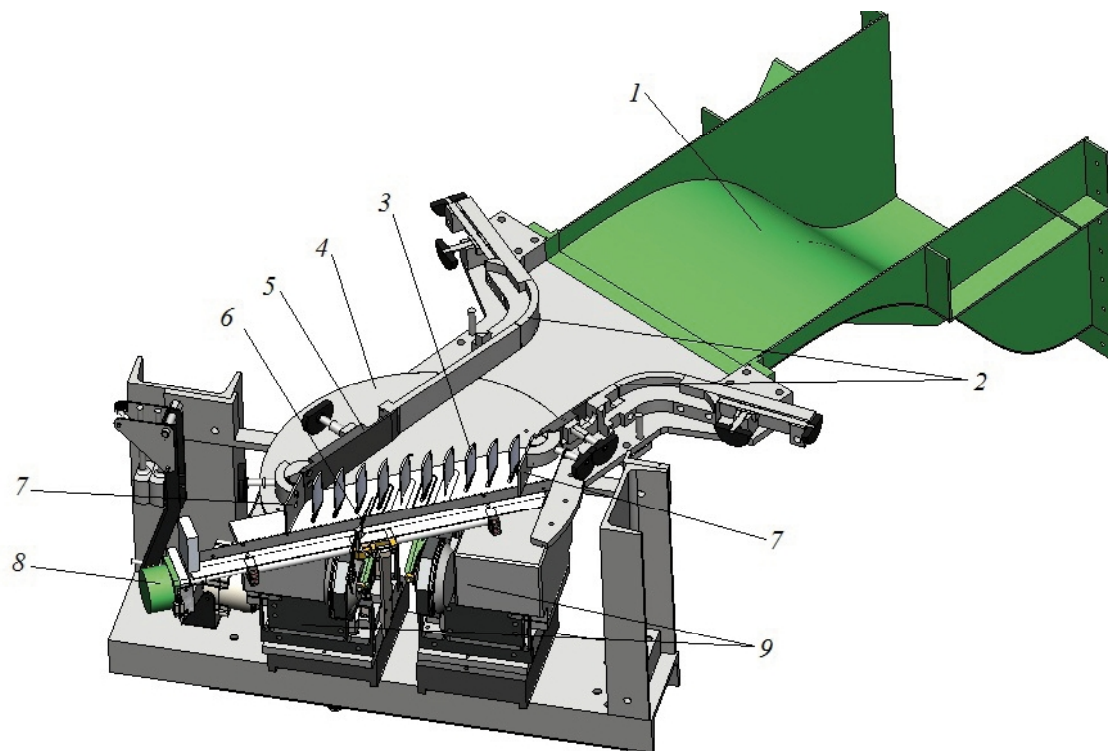


Рис. 1. Разрез исходной конструкции рабочей части аэродинамического стенда
 1 - первое сопло; 2 - второе сопло; 3 - решетка профилей; 4 - поворотный диск; 5 - нож;
 6 - зонд координатника; 7 - поворотные створки; 8 - привод координатника; 9 - виброузел

ние закреплены на специальных виброузлах 9. Остальные (фоновые) профили жестко крепятся на поворотных дисках 4. Требуемые углы атаки решетки профилей устанавливаются поворотом дисков и рамы с закрепленными на ней виброузлами.

Из рис. 1 видно, что разгон потока происходит сначала в первом сопле, которое сужается только в вертикальном направлении, а затем поток продолжает разгоняться во втором сопле с поджатием в горизонтальном направлении.

Первое сопло благодаря двухсинусной профилировке обеспечивает на выходе равномерный поток. Однако второе сопло, из-за необходимости регулировки его ширины, выполнено по упрощенным обводам. В результате наблюдается небольшая неравномерность поля скоростей перед решеткой, которую желательно исправить.

На рис. 2 показаны результаты расчетов поля скоростей во втором сопле. Можно видеть локальные зоны повышенной скорости на его выпуклых участках. В итоге, это приводит к недостаточно равномерному распределению скоростей потока на выходе из сопла, что, в свою очередь, затрудняет настройку периодичности обтекания профилей решетки. Указанные обстоятельства обуславливают необходимость доработки стенда.

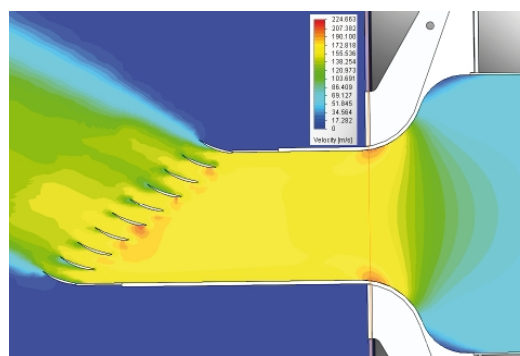


Рис. 2. Поле скоростей течения в рабочей части с решеткой профилей

2. Комбинация двухсинусного сопла с лемнискатным входом

Известно, что для обеспечения равномерного поля скоростей в круглых каналах используется лемнискатный вход, который образован частью лемнискаты Бернулли [2]. Особенностью лемнискатного входа является отсутствие плавного сопряжения с подводящим каналом, что должно облегчить регулировку размера выходного канала, как это сделано на стенде для испытания решеток профилей [4].

На рис. 3 показаны результаты расчета течения во втором сопле, подвижные стенки которого выполнены по профилю лемнискаты.

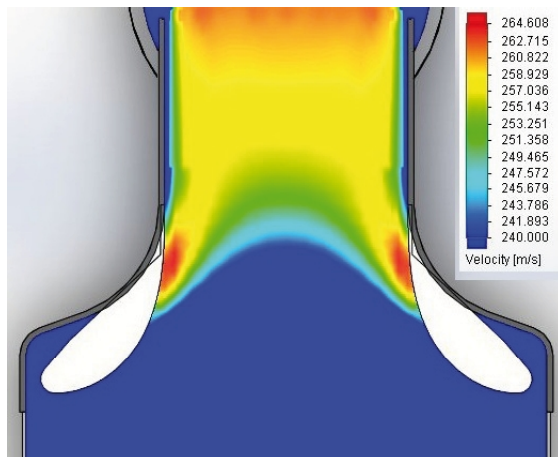


Рис. 3. Поле скоростей во втором сопле с лемнискатным входом

Можно видеть локальные повышения скорости в области сопряжения выходного прямолинейного канала с лемнискатой, что при-

водит к некоторому искажению поля скорости на выходе. Скорее всего эта неравномерность вызвана малым расстоянием лемнискатного входа от боковых стенок первого сопла. Для увеличения этого расстояния необходимо увеличить ширину первого сопла. Однако это повлечет существенную переделку форкамеры и поворотных колен подводящего тракта аэродинамической трубы.

Для устранения указанных проблем было принято решение продлить лемнискатный вход до начала первого сопла в область низких скоростей на том основании, что за счет большого поджатия первого сопла выровняются небольшие начальные неравномерности на лемнискатном входе. Таким образом, два разгонных сопла были объединены в одно регулируемое сопло 1, как показано на рис. 4.

Поле скоростей течения в объединенном сопле показано на рис. 5.

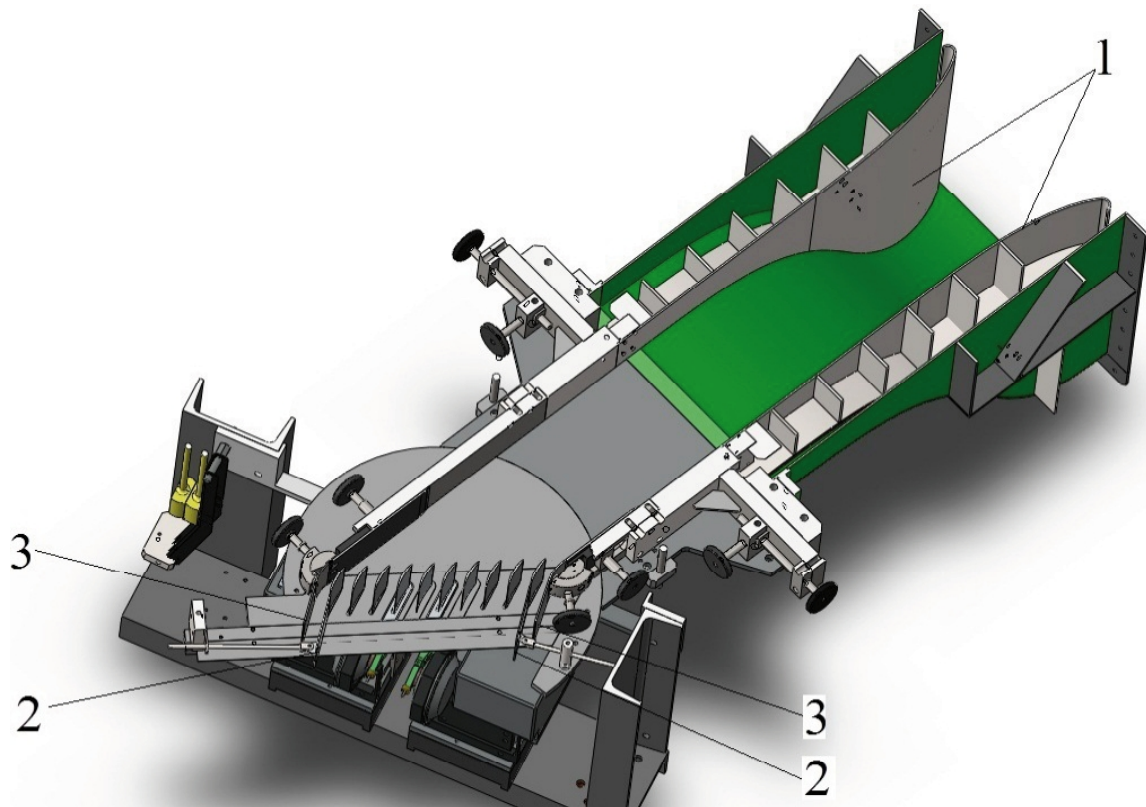


Рис. 4. Разрез модернизированной рабочей части аэродинамического стенда
1 - объединенное сопло; 2 - поворотные пластины; 3 - поворотные створки

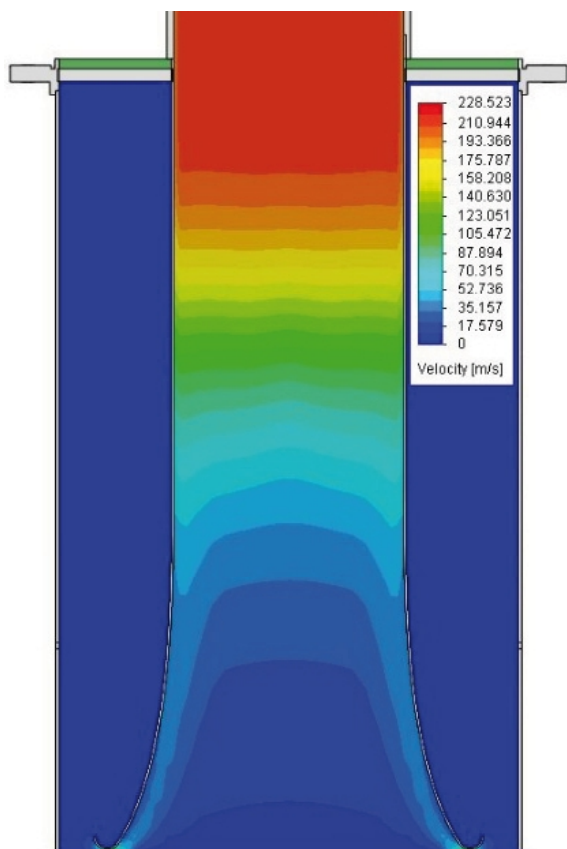


Рис. 5. Поле скоростей течения в объединенном сопле

Рисунок показывает, что такое комбинированное сопло обеспечивает хорошую равномерность потока на выходе и возможность регулирования ширины рабочей части стенда для разных углов выноса и углов атаки решетки.

3. Регулировка пространственной периодичности течения в решетке профилей

Второй задачей аэродинамического усовершенствования стенда является разработка эффективных средств управления периодичностью течения в решетке профилей на больших углах атаки.

При повороте створок, показанных на рис. 4, каналы между створками и крайними лопатками можно делать диффузорными или конфузорными, что позволяет увеличивать или уменьшать расход воздуха в этих каналах. Однако такой регулировки не всегда достаточно из-за малой длины этих каналов, которая определяется хордой крайних лопаточных профилей.

Для решения этой задачи крайние профили продлены поворотными пластинами 2, а боковые створки 3 спрофилированы таким образом,

чтобы обеспечить плавный переход от боковых стенок рабочей части (см. рис. 4).

Проведенная доработка стенда позволила увеличить эффективность регулирующих створок и добиться лучшей пространственной периодичности решетки на больших углах атаки, что продемонстрировано на рис. 6.

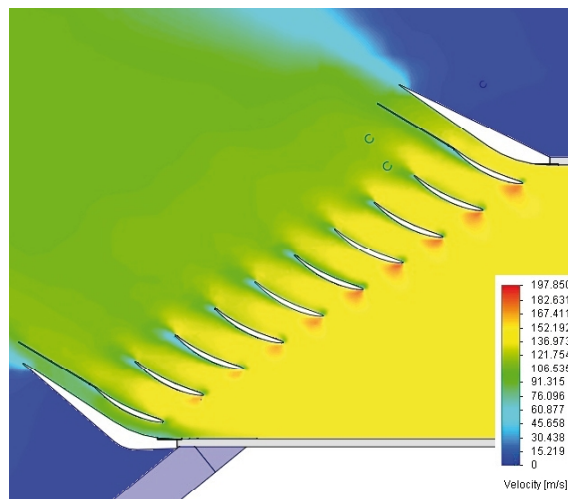


Рис. 6. Поле скоростей в решетке профилей с увеличенными боковыми створками и продленными крайними лопаточными профилями

Выводы

Для обеспечения равномерности потока перед решеткой предложено разгонное сопло, верхняя и нижняя стенки которого спрофилированы по двухсинусному профилю, а боковые стенки выполнены по лемнискате Бернулли с возможностью изменения расстояния между ними.

Увеличены поворотные створки на концах решетки, и продлена хорда крайних профилей, что повысило эффективность регулирования пространственной периодичности течения в решетке при больших углах атаки.

Литература

1. Зіньковський А. П. Експериментально-розрахунковий комплекс з прогнозування стійкості до дозвукового флатера лопаткових вінців / А. П. Зіньковський, В. А. Цимбалюк // Наука та інновації. – 2012. – №5. – С. 38-48.
2. Luxa M. Eintrittswurf des Windkanals / M. Luxa, P. Jonb, P. afank // Fluid Mechanics and Thermodynamics, Proc. of Student's Work in the Year 2001/2002, Fakulta strojnn VUT, Praha. – 2002. – S. 29-39.
3. Hanus D. Experimentálnn vzduchovb trat pro vzkum proudni v zakivených kanblech / D. Hanus // Vnitnn aerodynamika lopatkových stroj. Praha. – 2001. – S.41-44.

4. Тихонов Н.Д. О влиянии геометрических параметров профиля и решетки на критическую скорость флаттера пакета компрессорных лопаток / Н. Д. Тихонов // Проблемы прочности. – 1974. - №8. - С.57-62.

Поступила в редакцию 31.05.2015

С.М. Кабанник, В.А. Цимбалиук. Аеродинамічне удосконалення стенда для дослідження решіток профілів при великих кутах атаки дозвукового потоку

При аеродинамічних випробуваннях решіток лопаткових профілів важливо забезпечити рівномірність потоку перед профілями та однакові умови їх обтікання. При зміні кутів виносу та атаки решітки ширину робочої частини потрібно підлаштовувати під крайні профілі решітки. Для забезпечення цих вимог у даній роботі запропоновано розгінне сопло, верхня і нижня стінки якого спрофільовані відрізками двох синусоїд, а бічні стінки виконані по лемніскаці Бернуллі з можливістю зміни відстані між ними. Крім цього, удосконалено поворотні стулки на кінцях решітки, що збільшило ефективність регулювання просторової періодичності течії в решітці при великих кутах атаки.

Ключові слова: поле швидкостей, просторова періодичність течії, лопатковий профіль, розгінне сопло, лемніскаца Бернуллі.

S.M. Kabannik, V. A. Tsybalyuk. Aerodynamic improvement of test rig for investigation of blade cascade at large incidence angles of subsonic flow

In the course of aerodynamic testing of blade cascades it is important to provide flow uniformity ahead of the cascade and similar conditions of their flow. With variation of stagger and attack angles of cascade the width of working section should be adjusted to coincide with the end blade cascades. To provide the fulfillment of these requirements it is proposed to use an accelerating nozzle, which upper and lower walls have been shaped according to two sine wave blade, whereas side walls have been made in accordance with Bernoulli's lemniscate with a possibility to change the distance between them. Moreover, rotating vanes have been developed at the cascade tips, which increased the efficiency of control for spatial flow periodicity in cascade at large angles of attack.

Keywords: field of velocities, spatial flow periodicity, blade airfoil, accelerating nozzle, Bernoulli's lemniscate.

УДК 621.45

В.С. ЧИГРИН, Ф. МОХАММАДСАДЕГИ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗВИТИЯ НЕУСТОЙЧИВЫХ ТЕЧЕНИЙ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

Приведены результаты экспериментальных исследований и моделирования неустойчивых течений в ступени осевого компрессора. Рассмотрена динамика потери газодинамической устойчивости ступени компрессора, выполнены экспериментальные исследования с измерением пульсаций давления и спектральных составляющих вибрации для определения информативных критериев обнаружения предпомпажного режима. Обоснована необходимость разработки и внедрения систем автоматического регулирования предупреждения помпажа компрессора ГТД. Сформулированы основные направления по разработке систем предупреждения помпажа компрессора, главными из которых являются выявление информативных признаков зарождения предпомпажных режимов и разработка автоматических систем предупреждения зарождения помпажа.

Ключевые слова: неустойчивая работа ГТД, компрессор ГТД, вращающийся срыв, помпаж, система предупреждения помпажа.

Введение и постановка задачи

Одним из направлений исследований при создании авиационных газотурбинных двигателей нового поколения является расширение области устойчивой работы компрессора за счет повышения эффективности методов диагностирования его неустойчивой работы (помпажа и вращающегося срыва) и ликвидации неустойчивого режима на ранней стадии его развития. Помпажные явления приводят к выходу из строя лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низкочастотной вибрации, осевому перемещению ротора, выходу из строя опор и уплотнений и, как следствие, к динамическим напряжениям, значительно превосходящим напряжения, на которые рассчитывалась конструкция двигателя.

Помпажу всегда предшествует вращающийся срыв, возникающий в результате возмущений потока на входе в компрессор или выходе из него [1].

Известны два основных механизма порождения срыва:

- вращающееся длинноволновое синусоидальное возмущение осевой скорости (модальная волна);
- местное (пиковое) возмущение, быстро развивающееся от первоначального размера и охватывающее, несколько межлопаточных каналов.

В настоящее время используют несколько моделей срыва в осевом компрессоре: достижение предельных углов атаки решетки лопаток [2], пристеночный срыв пограничного слоя [3], вихри при перетекании воздуха через радиальный зазор [4] и т. др. В статье [5] изложена модель, отражающая последовательность

аэродинамических явлений, приводящих к неустойчивости течения в компрессоре с разрывной характеристикой и введено понятие «первоначальная вихревая зона» (ПВЗ). Согласно этой модели на докритических углах обтекания профиля может возникнуть отрыв ламинарного пограничного слоя вблизи передней кромки профиля с образованием «пузыря» на спинке, а затем диффузорный отрыв турбулентного пограничного слоя вблизи задней кромки. Этот быстротекущий процесс слабого динамического отрыва распространяется на относительном радиусе $\bar{r} \approx 0,94 \dots 0,98$, образуя на периферии канала одну или несколько ПВЗ толщиной около 10 % от высоты лопатки. Скорость вращения таких зародышевых зон близка к скорости вращения рабочего колеса ($\bar{\omega}_{\text{ср}} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\text{рК}} \approx 0,97$). Этот процесс протекает достаточно быстро (приблизительно 0,1 с) и завершается формированием вращающегося срыва в виде периодических колебаний давления в диапазоне частот 0,3...0,6 от частоты вращения ротора.

Анализ стендовых и летных испытаний двигателей [6] показывает, что развитие зон вращающегося срыва в компрессоре может являться универсальным предвестником возникновения помпажного режима.

1. Моделирование неустойчивых режимов ступени осевого компрессора

Численный эксперимент на сегодняшний день является наиболее перспективным средством осуществления проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов. Течение моделировалось в программном комплексе ANSYS CFX. Рассматривалось течение теплопроводного сжимаемого вязкого

турбулентного газа. Для решения использован программный пакет CAE класса. В этом программном комплексе на базе гипотезы Буссинеска уравнения Навье-Стокса в дифференциальной форме замыкаются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Для моделирования использована первая ступень осевого компрессора турбовального ГТД. В результате профилирования были получены геометрическая модель профиля пера лопатки и координаты точек профиля лопатки по трем сечениям – корневому, среднему и периферийному, которые были импортированы в ANSYS DesignModeler. Модель лопатки построена по трем сечениям с помощью оператора Skin/Loft. Модели лопатки и межлопаточного канала представлены на рис. 1.

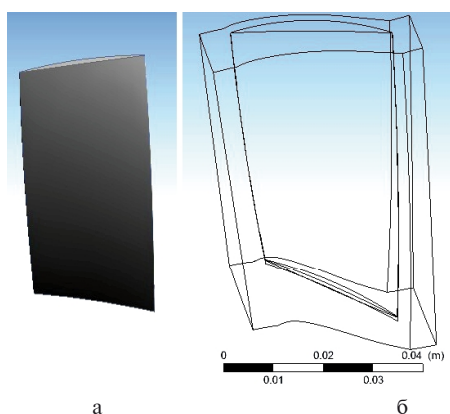


Рис. 1. Модели лопатки (а) и проточной части (б)

Для межлопаточного канала в ANSYS TurboGrid с помощью метода ATM Optimize построена качественная гексагональная (структурированная) сетка конечных элементов (СКЭ). Для ее построения использованы автоматизированные приемы, требующие минимально необходимого количества настроек пользователя. Сетка проточной части показана на рис. 2.

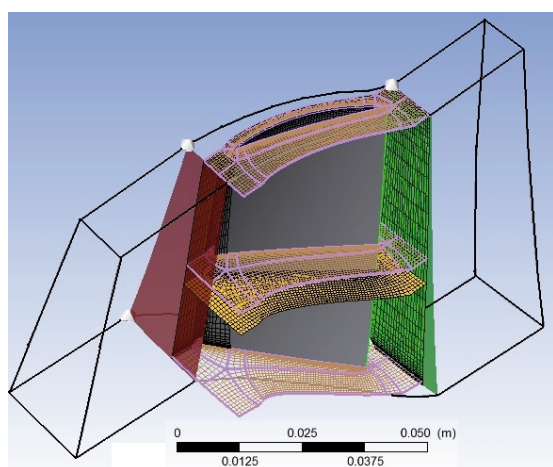


Рис. 2. Результаты построения «жидкостной» СКЭ

Сетка имеет сгущения вблизи пера лопатки, верхней и нижней стенок канала для моделирования турбулентности. Алгоритм построения содержит проверку правильного расположения условных интерфейсов (вход, выход из канала, периферийный и втулочный обводы, поверхности осесимметрии). Радиальный зазор на периферии составляет 0,15мм.

На рис. 3-5 приведены результаты моделирования скорости течения в межлопаточном канале при обтекании профиля рабочей лопатки осевого компрессора на различных режимах работы.

В работе [7] рассмотрена система, соответствующая авиационному ГТД, которая состоит из компрессора, некоторой небольшой емкости (камеры сгорания), в которой можно пренебречь инерционностью потока, и дросселя (соплового аппарата турбины). Моделирование показало, что на устойчивых режимах работы происходит практически бесрывное обтекание профиля. Работа системы в точке «а» (рис. 3), безусловно, устойчива.

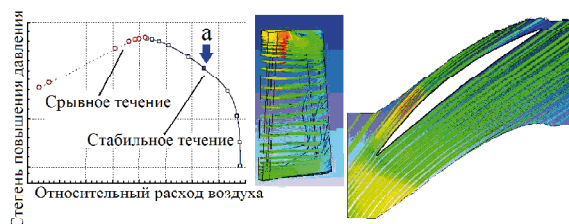


Рис. 3. Эпюра скоростей потока при бесрывном обтекании профиля

При приближении к границе устойчивости на спинке профиля возникает ПВЗ, а по высоте пера появляются линии тока. Происходит радиальный сброс потока перед возникновением вращающегося срыва. При уменьшении расхода воздуха увеличивается давление за компрессором, но система остается устойчивой, хотя изменяются условия обтекания лопаток, и в межлопаточном канале возникают срывные явления (точка «б», рис. 4).

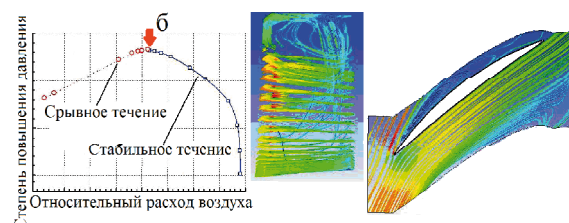


Рис. 4. Формирование срыва потока на спинке профиля

При дальнейшем уменьшении расхода воздуха и переходе на участок левее точки «в» (рис. 5) ПВЗ переходит в развитый вращающийся срыв, наличие отрыва погранич-

ного слоя на спинке профиля приводит к образованию течения по типу «струя – след», происходит снижение массового расхода воздуха, течение оказывается неустойчивым, возникают интенсивные радиальные течения и обратное течение воздуха в межлопаточном канале (помпаж).

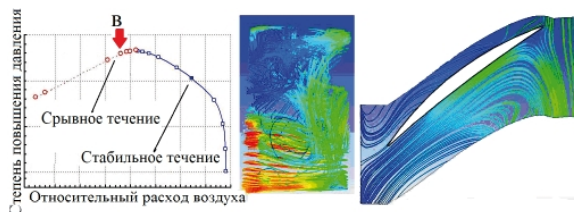


Рис. 5. Помпажный режим

Результаты моделирования вывели одно из важных свойств межлопаточного течения в ступени осевого компрессора – радиальное равновесие течений по высоте межлопаточного канала. На расчетном режиме каждое сечение ориентировано по отношению к потоку оптимальным образом. Если расход воздуха изменяется, то расчетные условия нарушаются, и местные сечения лопатки оказываются в очень разных условиях.

Практическую ценность результатов моделирования представляет не информация о кинематическом состоянии потока в каждой точке тракта компрессора, а возможность определения моментов возникновения срыва и перерастания его в помпаж, что позволяет использовать упрощенные модели течения в межлопаточном канале.

2. Экспериментальное исследование течения в ступени осевого компрессора

Результаты моделирования были экспериментально проверены на лабораторной установке, представляющей собой ступень осевого компрессора, вращающуюся с частотой

2400...2600 об/мин. Датчики давления устанавливались на рабочем колесе, на выходе из ступени и на входе в ступень. Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы производился плавным дросселированием потока заслонкой на выходе из компрессора.

Колебания давления при срыве и помпаже, строго говоря, являются негармоническими. Тем не менее, такой колебательный процесс можно обработать с помощью скользящего БПФ, идентифицируя срывной процесс по изменению спектральных составляющих в определенных диапазонах частот. На рис. 6 приведены спектрограммы пульсаций давления, записанных датчиком над рабочими лопатками (верхние графики) и на выходе из ступени (нижние графики). Результаты исследования показали, что при устойчивой работе ступени отмечаются пульсации давления с практически постоянной амплитудой с частотой прохождения рабочих лопаток. При этом уровень амплитуд лопаточных составляющих, зафиксированный датчиком, установленным над рабочими лопатками приблизительно на 10 дБ выше, чем с датчика, установленного на выходе из ступени (рис. 6, а). При возникновении ПВЗ лопаточные составляющие с датчика над лопатками увеличились приблизительно на 510 дБ, при этом изменения составляющих с датчика за ступенью практически не отмечено. При помпажном режиме составляющие с датчика над лопатками возросли, особенно высшие (2-я и 3-я – на 8 дБ). Увеличение лопаточных составляющих на 57 дБ при помпаже отмечено и с датчика за ступенью. Датчик, установленный на входе в ступень, отреагировал только на развитый помпаж.

Увеличение лопаточных составляющих может быть использовано для формирования сигнала о возникновении срыва или помпажа, что подтверждают результаты исследований, приведенные в [8].

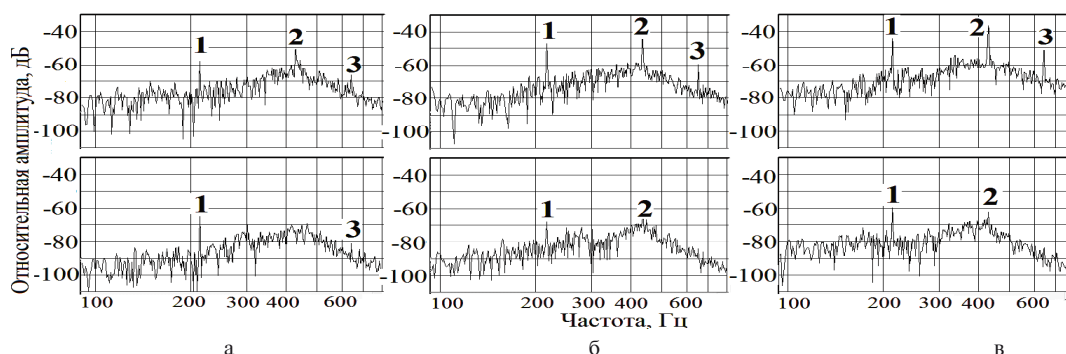


Рис. 6. Спектрограммы пульсаций давления (номерами указаны лопаточные частоты): а - устойчивая работа; б – срывное течение; в – помпаж

Техническая реализация измерения пульсаций давления с помощью акустических зондов рассмотрена в работе [9]. Однако обработку таких сигналов можно выполнить только для компрессора, имеющего невысокую частоту вращения. Как отмечается в [10], метод выявления нестационарных течений в осевом компрессоре, основанный на использовании датчиков статического давления потока для ГТД с высокими частотами вращения ротора потребует применения дорогостоящих датчиков высокочастотной пульсации статического давления потока и соответствующей аппаратуры, позволяющей надежно регистрировать диагностическую компоненту в широкополосном пульсационном сигнале на фоне шумов от общей неравномерности потока в режиме реального времени, что является сложной технической проблемой. При частоте вращения ротора 18000 об/мин и, например, количестве лопаток на неустойчиво работающей ступени 40 штук, первая лопаточная частота составляет 12 кГц, и для ее выявления методами спектрального анализа необходим датчик с диапазоном частот, как минимум, до 25 кГц.

В качестве альтернативного источника информации о неустойчивых режимах течения в компрессоре можно использовать вибрации корпуса, возникающие от вращающегося срыва. Вращающийся срыв возникает на нерасчетных режимах работы компрессора и характеризуется локальным падением давления в одной или нескольких зонах проточной части компрессора. Это вызывает срывное обтекание рабочих лопаток и вибрацию корпуса двигателя [11].

Зоны срыва движутся по окружности в направлении, противоположном направлению вращения ротора, со скоростью $\omega_{ср} < \omega_p$, то есть относительно неподвижного наблюдателя зоны движутся в направлении вращения ротора со скоростью $\Omega = \omega_p - \omega_{ср}$.

По уровню и характеру вибрации вращающийся срыв подобен аэродинамическим вибрациям, но он происходит на низких частотах, а его частота не имеет жесткой связи с частотой

вращения ротора, что дает возможность выделить частоту срыва на фоне субгармонических вибраций. Появление такой вибрации свидетельствует о возможности развития помпажа в компрессоре.

Величина скорости вращения срыва находится в диапазоне $(0,3...0,7) \omega_{рот}$ в зависимости от количества рабочих и неподвижных лопаток и относительного диаметра втулки.

Для регистрации вибраций использован акселерометр Д14 с коэффициентом передачи 1,5 мВ/мс⁻². Датчик устанавливался на корпусе компрессора на шпильку перпендикулярно и параллельно оси вращения ротора. Вибросигнал подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы производился плавным дросселированием потока заслонкой на выходе из компрессора.

На рис. 7 приведены фрагменты спектров в диапазоне роторных частот при устойчивой работе компрессора, вращающемся срыве и помпаже, полученные спектральным разложением вибросигнала с датчика, установленного по оси компрессора. Результаты эксперимента показали, что общий уровень вибросигнала в широкой полосе частот при возникновении вращающегося срыва изменяется незначительно и не может служить диагностическим признаком возникновения предпомпажного состояния.

Анализируя результаты численного моделирования течений в межлопаточных каналах, логично предположить, что при возникновении вращающегося срыва и воздействии пульсирующего потока на корпус через радиально-упорный подшипник должны измениться параметры вибрации корпуса на частоте срыва. На графике рис. 7, б в диапазоне 0,3...0,7 от частоты вращения ротора находится одна спектральная составляющая с частотой 21,5 Гц. На графике рис. 7, в срывная составляющая отсутствует, но появилась составляющая на частоте около 10 Гц, характерная для режима помпажа.

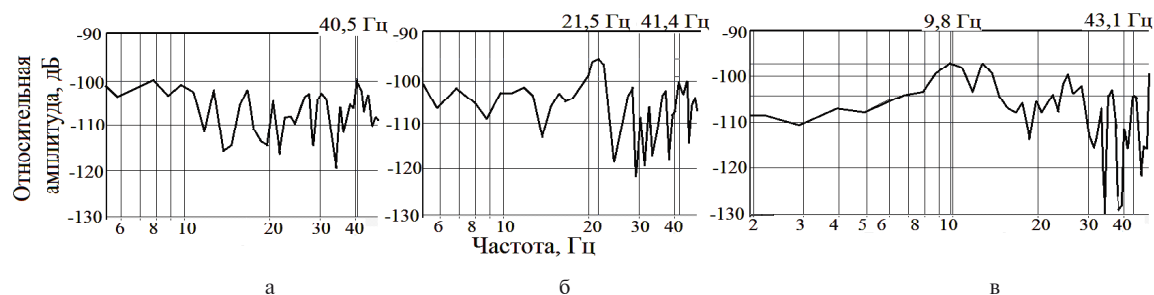


Рис. 7. Спектры вибросигналов: а – устойчивая работа; б – вращающийся срыв; в – помпаж

В работе [12] приведена графическая зависимость для ориентировочного определения частоты вращающегося срыва, построенная по экспериментальным материалам, полученным в ЦИАМ и ВВИА им. Н.Е. Жуковского. Относительная скорость вращения срыва $\bar{\omega}_{\text{ср}} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\text{рот}}$ определяется в зависимости от относительного диаметра втулки \bar{d} . Методика работоспособна в диапазоне относительных частот вращения ротора $\bar{n} = 0,3...1,0$. В работе [13] выполнена аппроксимация зависимости полиномом второй степени:

$$\bar{n}_{\text{ср}} = -1,4643\bar{d}^2 + 1,228\bar{d} + 0,26.$$

Относительный диаметр втулки в экспериментальной установке составляет $\bar{d} = 0,58$, тогда расчетная частота вращающегося срыва с одной срывной зоной равна $0,48 \omega_{\text{рот}}$, что соответствует частоте на срывном режиме 20,3 Гц. В эксперименте срывная гармоника имеет частоту 21,5 Гц, что удовлетворительно согласуется с расчетом (рассогласование составляет 5,5%). Срывная гармоника является устойчивой, значительно выделяется на фоне шумов (в экспериментах – выше уровня шумов на 11 дБ), что позволяет использовать ее для диагностики вращающегося срыва.

В последнее время для вторичной обработки сигнала с малоинерционных датчиков, имеющего негармоническую (срывную) форму в виде пиков используется Wavelet-преобразование. Однако, как показано в работе [1], время, необходимое для идентификации начинающегося срыва с помощью БПФ составляет около 40 оборотов ротора, а с помощью Wavelet-преобразования – до 400 оборотов. Таким образом, при частоте вращения ротора 12000...18000 об/мин на обработку сигнала БПФ потребуется 0,13...0,2 с, что соизмеримо со временем развития срыва в помпаж, а при Wavelet-преобразовании – 1,3...4,3 с (при использовании вейвлета Хаара с наиболее простой функцией – порядка 0,4 с), что не позволит своевременно парировать помпаж. Возможным способом обработки таких случайных процессов может быть использование адаптивных полосовых фильтров [11], настройка частотных диапазонов которых производится по пилот-сигналу, получаемому с индукционного датчика частоты вращения ротора. Как показано в работе [15], время обработки процесса с помощью оптимального адаптивного полосового фильтра может составлять порядка 0,1 с, что может позволить своевременно сформировать

сигнал на парирование опасного режима еще до возникновения и развития помпажа.

Заключение

Существующие противопомпажные системы ГТД включаются в работу уже при развитии помпажа, хотя его предшественник, вращающийся срыв, начинается значительно раньше и может служить информационным критерием для включения его в систему автоматики двигателя. Кроме общего уровня пульсаций давления можно выделить несколько спектральных составляющих вибрации, реагирующих на возникновение и развитие вращающегося срыва – предвестника помпажа.

Повысить надежность срабатывания противопомпажной защиты и полнее использовать возможности газотурбинного двигателя за счет исключения ложных срабатываний системы можно за счет одновременного использования нескольких источников информации, в том числе, спектральных составляющих вибрации корпуса компрессора. Сигнал, получаемый от одного источника, подтверждается (или блокируется) сигналом от другого источника иной физической природы, что исключит ложные срабатывания и повысит надежность работы противопомпажной системы.

Литература

1. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст] / В.Г. Августинович, Ю.Н. Шмотин, А.П. Сипатов и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
2. Ануров Ю.М. Особенности расчета границы срыва осевых компрессоров ГТД [Текст] / Ю.М. Ануров, В.А. Коваль, В.Е. Михайлова и др. // Газотурбинные технологии: – 2013. – №9. – С. 28-31.
3. Дзензерский В.А. Моделирование нестационарных турбулентных течений при обтекании подвижных тел сложной геометрии на основании уравнений Навье-Стокса [Текст] / В.А. Дзензерский, А.А. Приходько, Д.А. Редчиц, Н.М. Хачапуридзе // Вісник Харківського національного університету: – 2009. – № 847. – С. 150-166.
4. Коваль В.А. Прогнозирование режимов вращающегося срыва в ступени осевого компрессора с учетом формирования профильного и торцевого пограничных слоев [Текст] / В.А. Коваль, Е.А. Ковалева // Современные технологии в газотурбостроении: – 2010. – 3/3(45). – С. 4-8.
5. Колесинский Л.Д. Исследование процессов развития вращающегося срыва в осевом компрессоре после нарушения газодинамиче-

ской устойчивости [Текст] /Л.Д. Колесинский // Ученые записки ЦАГИ, т. 39: – 2008. – № 1-2. – С. 92-98.

6. Колесинский Л.Д. Анализ протекания нестационарных явлений в многоступенчатом осевом компрессоре, работающем в системе стенда, при помпаже [Текст] /Л.Д. Колесинский, О.В. Макашева // Ученые записки ЦАГИ, т. 39: – 2008. – № 4. – С. 46-59.

7. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. [Текст] /Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

8. Варжицкий Л.А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в осевом компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости [Текст] / Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко. – Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Сборник научных трудов. – Куйбышев: КУАИ, 1988. – С. 20-24.

9. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст] /В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Г. Гимадиев и др. – Самара: СГАУ, 2007. – 132 с.

10. Михайлов А.Л. Диагностика автоколебаний рабочего колеса компрессора мало-

размерного ГТД [Текст] / А.Л. Михайлов, О.Л. Посадова // Контроль. Диагностика.– 2008. – № 7. – С. 47-50.

11. Чигрин В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В.С. Чигрин, С.І. Суховій. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2012. – 264 с.

12. Колесинский Л.Д. Определение вращения срыва в осевом многоступенчатом компрессоре ГТД [Текст] / Л.Д. Колесинский, О.В. Макашева // Полет – 2010. – № 3. – С. 36-41.

13. Мохаммадсадеги Ф. Экспериментальное исследование неустойчивых режимов работы компрессора ГТД [Текст] / Ф. Мохаммадсадеги, Д.Л. Чумаченко, В.С. Чигрин // Газотурбинные технологии. – 2014. – № 10-11. – С. 42-47.

14. Панин В.В. Вейвлет-диагностика вибро-состояния элементов газотурбинного двигателя [Текст] / В.В. Панин, С.В. Енчев, С.С. Товкач // Вестник двигателестроения. – 2014. – №2. – С.233-237.

15. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики двигунів: моногр. [Текст] / Н.І. Бурау, Л.Л. Яцко, О.М. Павловський, Ю.В. Сопілка. – К.: НАУ, 2012. – 152 с.

Поступила в редакцию 26.06.2015

В.С. Чигрин, Ф. Мохаммадсадегі. Дослідження процесів розвитку нестійких течій в осевому компресорі

Приведені результати експериментальних досліджень і моделювання нестійких течій в ступіні осевого компресора. Розглянуто динаміку втрати газодинамічної стійкості ступіні компресора, виконано експериментальні дослідження з виміром пульсацій тиску і спектральних складових вібрації для визначення інформативних критеріїв виявлення передпомпажного режиму. Обґрунтовано необхідність розробки і впровадження систем автоматичного регулювання запобігання помпажу компресора ГТД. Сформульовані основні напрями по розробці систем запобігання помпажу компресора, головними з яких є виявлення інформативних ознак зародження передпомпажних режимів і розробка автоматичних систем запобігання зародження помпажу.

Ключові слова: нестійка робота ГТД, компресор ГТД, обертовий зрив, помпаж, система попередження помпажу.

V.S. Chygryn, F. Mohammadsadeghi. The investigation of unsteady flow origination in an axial compressor

The paper addresses the experimental and simulation results of unsteady flow in an axial compressor stage. The paper also deals with the dynamics of hydraulic instability of compressor stage. Experimental researches to determine an informative criteria, which detects the pre-surge condition were carried out. The detection is performed by pressure pulsations and spectral components of the pulsation. The results of the research showed that GTE automatic control systems, which avoid compressor surge, must be developed and implemented. Authors defined main ways of a compressor surge prevention. Main ways are the determination of an informative criterion of pre-surge condition and a development of the surge prevention automatic control system.

Key words: unstable operation of GTE, compressor of GTE, rotation stall, surge, surge prevention automatic control system.

УДК 621.165+621.438

С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина

О ВЫБОРЕ СТЕПЕНИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЕТКИ ПРИ РАСЧЕТАХ ТРЕХМЕРНЫХ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО ГАЗА В ТУРБОМАШИНАХ

Рассматривается вопрос выбора степени измельчения разностной сетки при расчетах трехмерных течений вязкого газа в турбомашинных с использованием моделей течения RANS и численных методов второго порядка. Выполнены расчеты течений через турбинные и компрессорные решетки на последовательно измельчающихся сетках. Проведено сопоставление полученных результатов, как по качественному разрешению сложной структуры трансзвуковых потоков, так и по количественной оценке потерь. Показано, что для научных исследований трехмерных течений имеет смысл использовать разностные сетки с количеством ячеек от 10^6 до 10^8 в одном межлопаточном канале, в то время как для инженерных расчетов при выполнении некоторых условий достаточно сетки с количеством ячеек меньше 10^6 в одном межлопаточном канале.

Ключевые слова: решетка турбомашин, CFD моделирование, вязкий поток, сеточное разрешение, скачок уплотнения, след, отрыв, тангенциальный разрыв, потери.

Введение

Вычислительная аэродинамика (CFD) на сегодняшний день является неотъемлемым инструментом исследования течений в лопаточных аппаратах турбомашин и их проектирования. С каждым годом становится все больше программных комплексов для решения уравнений газовой динамики, а в создание и развитие CFD решателей вовлекаются новые научные и инженерные коллективы. Наиболее распространенный в настоящее время подход — это численное моделирование турбулентных течений вязкого газа с использованием осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS). Считается, что постановка такой задачи, численные методы и алгоритмы уже достаточно подробно проработаны, а соответствующие CFD решатели — тщательно протестированы и доведены [1].

Тем не менее, качество результатов (их точность и воспроизводимость) во многих случаях оставляют желать лучшего. В частности, результаты численного моделирования течений в решетках турбин и компрессоров продолжают существенно зависеть от выбора разностной сетки. На количественную и качественную точность решений влияют форма ячеек, размер ближайших к стенкам ячеек y^+ , количество ячеек в пограничном слое и в других сдвиговых слоях, величина неравномерности сгущений, степень изломов сеточных линий и т.д.

Весьма актуален вопрос — какая размерность сетки является достаточной для чис-

ленного моделирования течений вязкого газа в межлопаточных каналах турбомашин при использовании модели RANS. За последние двадцать лет рекомендации о достаточном количестве ячеек в межлопаточном канале несколько раз претерпели изменения: от 100–200 тыс. ячеек в 90-е годы прошлого столетия до 0,5–1,0 млн ячеек в настоящее время [1–3]. Обычно математическое обоснование таких рекомендаций не приводится, и вопрос сходимости решения остается открытым. Кроме того, существуют различные требования к выбору сетки, как строгие (например, выбор y^+), так и не вполне обоснованные [3].

Рассмотрению вопроса по выбору размера разностной сетки при расчетах трехмерных течений вязкого газа в турбомашинных и посвящены исследования авторов, представленные в данной статье.

1. Постановка задач исследования

Авторами рассмотрены несколько решеток и ступеней турбомашин, для каждой из которых проведены расчеты трехмерного осредненного турбулентного течения вязкого газа на основе модели течения RANS с использованием модели турбулентности $k-\omega$ SST [4].

Расчеты проводились с помощью CFD решателя F [5, 6] с использованием неявной ENO схемы второго порядка [7], локального шага по времени, упрощенного многосеточного алгоритма. На начальных этапах расчетов число Куранта выбиралось в пределах от 30 до 50 и только при достижении установления снижа-

лось до 5–10 с целью повышения точности вычислений. При этом на протяжении всего расчета для чрезмерно вытянутых ячеек шаг по времени несколько уменьшался по специальному алгоритму.

Критерием установления считалось постоянство по времени (с заданной точностью) значения коэффициента потерь (коэффициента полезного действия). При использовании в качестве критерия установления неизменности сил, действующих на решетку, погрешность определения КПД, как, оказалось, может составлять 1–2%. Следует также отметить, что дефекты установления решения, допущенные на более грубых сетках, очень медленно устраняются на более мелких сетках, особенно в областях сильно вытянутых ячеек. Поэтому для упрощенного многосеточного процесса расчета крайне важно обеспечивать установившиеся решения на всех уровнях измельченности сетки.

Рассматривались сетки типа Н с приближенной ортогонализацией ячеек в пограничном слое. Используемые сетки условно были разделены на следующие группы (по количеству ячеек в одном межлопаточном канале):

- чрезвычайно грубые сетки – 10^4 – 10^5 ячеек;
- грубые сетки – 10^5 – 10^6 ячеек;
- промежуточные сетки – 10^6 – 10^7 ячеек;
- мелкие сетки – 10^7 – 10^8 ячеек;
- чрезвычайно мелкие сетки – 10^8 – 10^9 ячеек.

На этапах измельчения сетки, при проведении серии расчетов, размерность по каждому сеточному направлению увеличивалась примерно вдвое. Для сеток всех групп величина u^+ выдерживалась близкой к единице в радиальном и окружном направлениях.

Следует отметить, что проведение расчетов на сетках групп 3–5 с использованием программного комплекса FlowER (предшественника F) было невозможно по нескольким причинам. Во-первых, компоненты FlowER (препроцессор, постпроцессор и решатель) не позволяли проводить расчеты с использованием оперативной памяти более 3 Гб. Во-вторых, при разработке решателя были допущены некоторые просчеты в реализации разностной схемы, модели турбулентности и граничных условий на стенках, которые приводили к неустойчивости при измельчении сетки. И, в-третьих, расчеты на сетках более миллиона ячеек требуют значительного времени и были бы практически невозможны без использования механизмов ускорения сходимости [7], реализованных в новом решателе F.

2. Течение в дозвуковой решетке VKI-Genoa

Рассматривалось дозвуковое течение в турбинной решетке, исходные данные для которой приведены в работе [8]. Расчеты для режима течения с адиабатическим числом Маха на выходе $M_{2is} = 0,24$ проводились на сетках 65 тыс., 524 тыс., и 4,2 млн ячеек.

На рис. 1 приведены изолинии числа Маха в среднем сечении межлопаточного канала для сеток 520 тыс. и 4,2 млн ячеек. Видно, что решения для дозвукового течения достаточно близки, хотя стоит отметить, что на более мелкой сетке вблизи точки торможения форма концентрических изолиний ближе к окружностям, что соответствует физике обтекания затупленных тел.

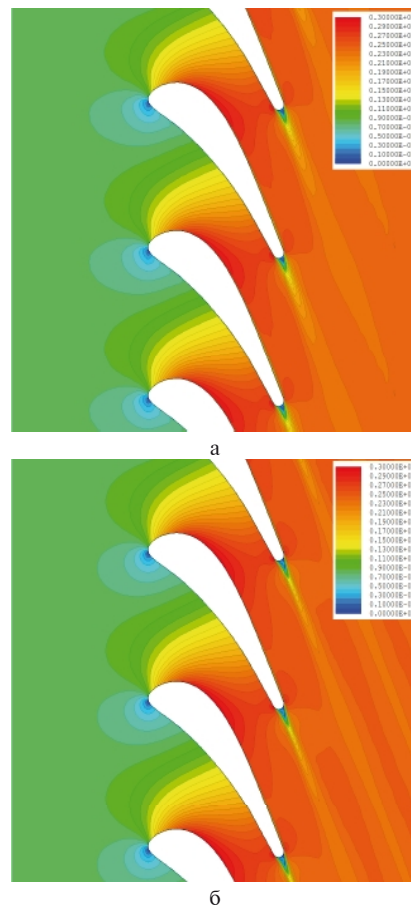


Рис. 1. Изолинии чисел Маха течения в решетке VKI-Genoa:
а – $5,2 \cdot 10^5$ ячеек; б – $4,2 \cdot 10^6$ ячеек

В табл. 1 приведены значения коэффициента потерь кинетической энергии в данной решетке. Наблюдается тенденция сходимости результатов при измельчении сетки. Видно, что использование сеток группы 2 может привести

к абсолютной погрешности по потерям около половины процента, по сравнению с результатами расчетов на сетках группы 3.

Таблица 1
Потери кинетической энергии в решетке VKI-Genoa

Количество ячеек	$6,5 \cdot 10^4$	$5,2 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^6$
Потери	0,188	0,127	0,123

3. Течение в ступени турбины ABB-Saturn

Рассматривалось трансзвуковое течение в турбинной ступени фирмы ABB-Saturn, геометрия и условия обтекания которой были представлены одному из авторов данной статьи А.В. Грановским [9] для тестовых расчетов. Расчеты проводились на сетках 30 тыс., 240 тыс., 1,9 млн и 15,3 млн ячеек для межлопаточных каналов решеток статора и ротора.

На рис. 2, 3 представлены результаты расчета течения в среднем сечении направляющей и рабочей решеток соответственно. «Численная ширин-визуализация» приведена для различных сеток, а изолинии числа Маха даны только для наиболее мелкой из рассмотренных сеток.

Из рисунков видно, что на сетках группы 2 скачки уплотнения плохо различимы и их положение определено неточно. На сетке группы 3 скачки выделены лучше, а на сетке группы 4 получена четкая структура скачков уплотнения. Аналогичные выводы можно сделать и о разрешении отрыва и следа.

Следует заметить, что здесь и далее при численной ширин-визуализации на рисунках видны вычислительные артефакты в виде горизонтальных и вертикальных линий вблизи входных и выходных кромок. Данные явления имеют место в областях существенного изменения шагов сетки и свидетельствуют о потере точности, проявляющейся в большой погрешности определения производных параметров течения.

В табл. 2 приведены потери кинетической энергии в ступени для различных сеток. Наблюдается тенденция сходимости результатов при измельчении сетки. Абсолютная погрешность определения потерь для сеток групп 2 и 3 по сравнению с сеткой группы 4 составляет 1,4 и 0,5%.

Таблица 2
Потери кинетической энергии в ступени ABB-Saturn

Количество ячеек	$2 \times 3,0 \cdot 10^4$	$2 \times 2,4 \cdot 10^5$	$2 \times 1,9 \cdot 10^6$	$2 \times 1,5 \cdot 10^7$
Потери в ступени	0,129	0,112	0,103	0,098

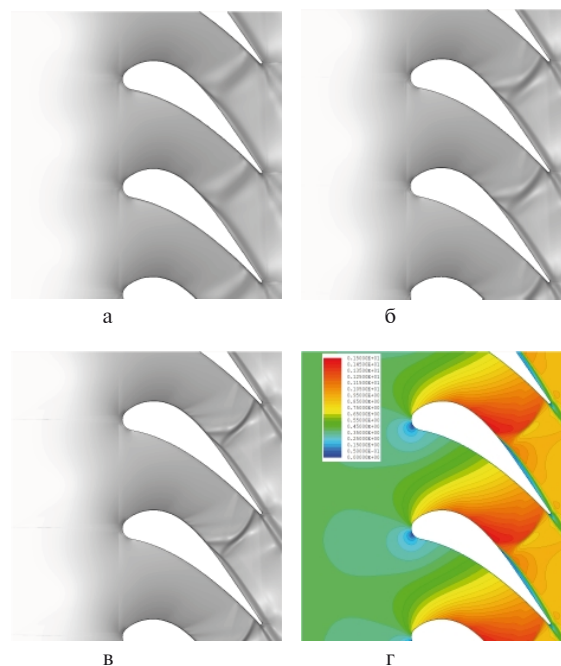


Рис. 2. Течение в среднем сечении направляющей решетки турбинной ступени. Численная ширин-визуализация (а, б, в) и изолинии числа Маха (г): а – $2,4 \cdot 10^5$ ячеек; б – $1,9 \cdot 10^6$ ячеек; в, г – $1,5 \cdot 10^7$ ячеек

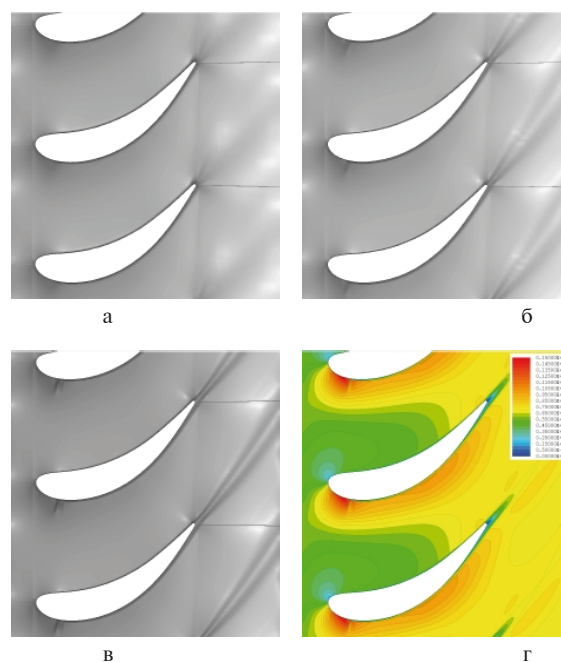


Рис. 3. Течение в среднем сечении рабочей решетки турбинной ступени. Численная ширин-визуализация (а, б, в) и изолинии числа Маха (г): а – $2,4 \cdot 10^5$ ячеек; б – $1,9 \cdot 10^6$ ячеек; в, г – $1,5 \cdot 10^7$ ячеек

4. Течение в компрессорной решетке TFAST

Рассматривалось течение в сверхзвуковой компрессорной решетке, расчетно-экспериментальное исследование которой проводится в проекте TFAST программы FP7

[10]. По условиям эксперимента на торцевых поверхностях осуществлялся отбор пограничного слоя для уменьшения вторичных течений и отрывов. Расчеты проводились для режимов $\pi_k = 1,22$ и $\pi_k = 1,87$ с относительным числом Маха на входе $M_{1w} = 1,2$ на сетках 2,4 млн, 9,2 млн, 54 млн и 250 млн ячеек, первые три из которых по размерностям тангенциальных сеточных поверхностей соответствуют двухмерным сеткам работы [11].

На рис. 4 показана «численная шлирен-визуализация» течения в среднем сечении межлопаточного канала на режиме $\pi_k = 1,22$ для сеток четырех размерностей.

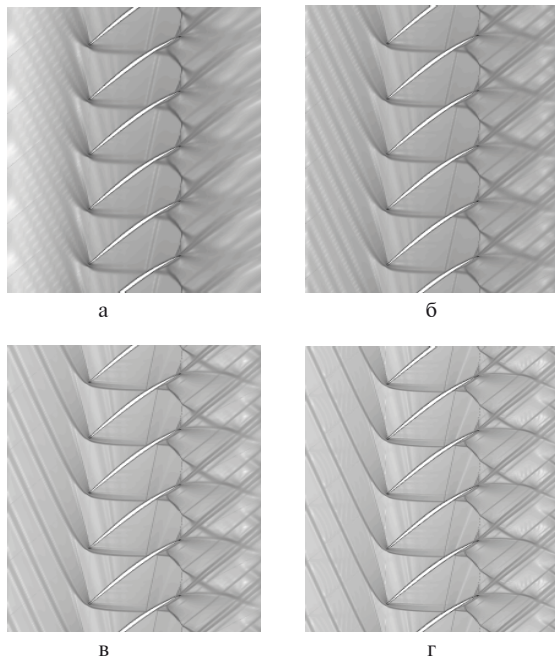


Рис. 4. Течение в среднем сечении компрессорной решетки TFAST на режиме $\pi_k = 1,22$. Численная шлирен-визуализация (изолинии градиента плотности): а – $2,4 \cdot 10^6$ ячеек; б – $9,2 \cdot 10^6$ ячеек; в – $5,4 \cdot 10^7$ ячеек; г – $2,5 \cdot 10^8$ ячеек

Видно, что на сетках группы 3 все скачки «размазанные», а отсоединенная ударная волна, косые скачки на входной кромке и структура скачков за выходной кромкой разрешены плохо. На сетке группы 4 улучшено разрешение головных скачков уплотнения, однако, отражение от поверхности лопатки косого скачка, сходящего с входной кромки, и «неразмазанная» структура скачков за выходной кромкой четко видны только на решении, полученном на сетке группы 5. Разрешение отрывов, следов и, особенно тангенциальных разрывов за тройственными точками скачков уплотнения также существенно улучшается по мере измельчения сетки и для сетки группы 5

является наилучшим. Аналогичное поведение численного решения наблюдается и для режима течения $\pi_k = 1,87$. В этом случае погрешность по положению канального скачка на сетках группы 3 может достигать почти 0,1 хорды.

В табл. 3 приведены потери кинетической энергии в данной решетке для различных сеток. Наблюдается тенденция сходимости результатов при измельчении сетки. Видно, что абсолютная погрешность потерь для сеток группы 3 может быть выше на 0,5% по сравнению с сеткой группы 5.

Таблица 3

Потери кинетической энергии в компрессорной решетке TFAST на режиме $\pi_k = 1,87$

Количество ячеек	$2,4 \cdot 10^6$	$9,2 \cdot 10^6$	$5,4 \cdot 10^7$	$2,5 \cdot 10^8$
Потери	0,1396	0,1373	0,1342	0,1340

5. Течение в турбинной решетке TFAST

Рассматривалось трансзвуковое течение в турбинной решетке, расчетно-экспериментальное исследование которой проводится в проекте TFAST программы FP7 [10]. Расчеты проводились для режимов обтекания при $M_{2is} = 1,05$ с пленочным охлаждением и без него на сетках 85 тыс., 680 тыс., 5,4 млн и 43,5 млн ячеек. Пленочное охлаждение осуществлялось выдуванием воздуха через два ряда равномерно расположенных в ядре потока отверстий (в каждом ряду 46 отверстий), каждое площадью около $0,5 \text{ мм}^2$ при длине лопатки 125 мм и ее хорде 76 мм. В расчетах на одно отверстие приходилось от 1 до 4 ячеек на сетке группы 3 и от 6 до 16 ячеек на сетке группы 4.

На рис. 5 показаны изолинии числа Маха в среднем сечении межлопаточного канала для различных сеток без пленочного охлаждения и с ним (фрагмент вблизи входной кромки).

Приведенные рисунки позволяют сделать вывод, что разрешение скачков и следа существенно улучшается при измельчении сетки. Так, на сетках групп 2 и 3 разрешение первого скачка уплотнения на стороне разрежения сразу за горлом решетки неудовлетворительное, и только на сетке группы 4 данный скачок можно однозначно интерпретировать как разрыв.

Струи охлаждающего газа также лучше разрешаются на более мелких сетках. Расчет с использованием сеток групп 1 и 2 не проводился, так как в этом случае размеры боковых поверхностей пристеночных ячеек превышали размеры отверстий. Из рис. 5 видно, что для сетки группы 3 струи охлаждающего воздуха прижимаются к поверхности разрежения лопатки, в то время как для сетки группы 4 они проникают значительно дальше в основной поток.

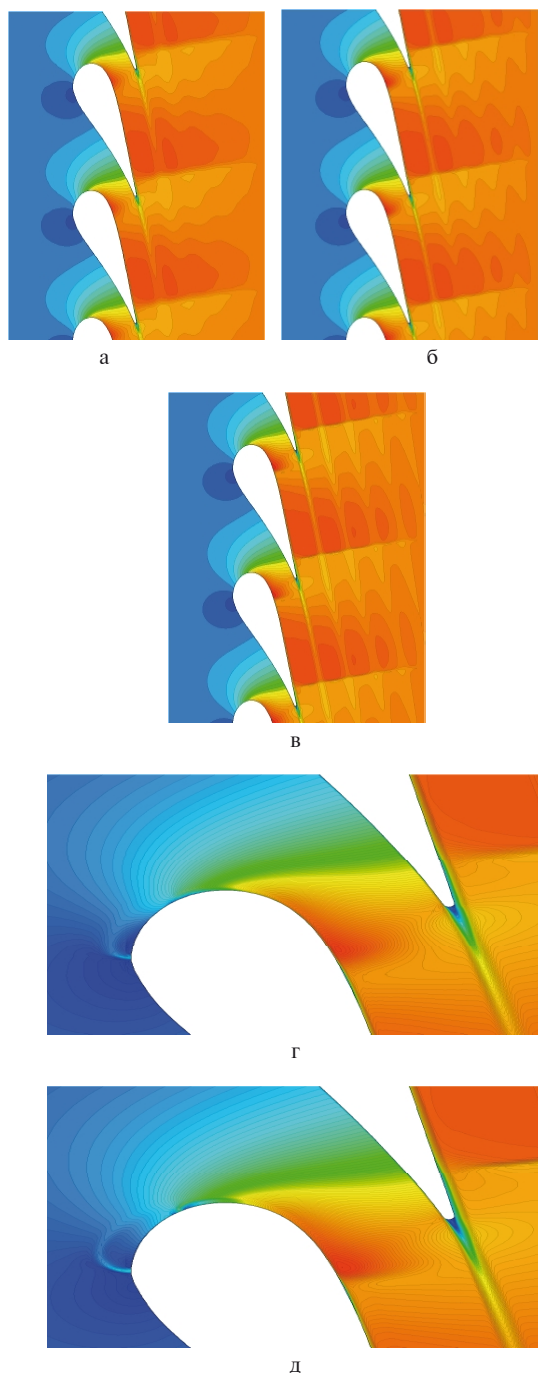


Рис. 5. Течение в тангенциальном сечении турбинной решетки TFAST без пленочного охлаждения (а, б, в) и с пленочным охлаждением (г, д). Изолинии чисел Маха: а – $6,8 \cdot 10^5$ ячеек; б, г – $5,4 \cdot 10^6$ ячеек; в, д – $4,3 \cdot 10^7$ ячеек

В табл. 4 приведены значения коэффициента потерь кинетической энергии в данной решетке для различных сеток. Для расчетов без пленочного охлаждения наблюдается тенденция сходимости результатов при измельчении сетки. Абсолютная погрешность потерь для

сеток группы 3 может составлять около 0,1% по сравнению с сеткой группы 4. Для расчетов с пленочным охлаждением, по-видимому, сходимости еще нет. На более грубых сетках, где охлаждающие струи располагаются ближе к пограничному слою поверхности разреза, потери близки к потерям в потоке без охлаждения. На более мелкой сетке имеет место рост потерь, что можно объяснить существенным проникновением струй в основной поток.

Таблица 4
Потери кинетической энергии в турбинной ступени TFAST

Сетка	$8,5 \cdot 10^4$	$6,8 \cdot 10^5$	$5,4 \cdot 10^6$	$4,3 \cdot 10^7$
Без пленочного охлаждения	0,0653	0,0575	0,0524	0,0512
С пленочным охлаждением	–	–	0,0567	0,0577

Заключение

Проведенное исследование подтверждает известный факт, что масштабы сетки должны соответствовать масштабам рассчитываемого течения, т.е., характерным размерам областей потока с существенными градиентами термодинамических, кинематических и турбулентных параметров течения. С другой стороны, полученные результаты показывают, что для сходимости при измельчении сетки таких величин, как потери кинетической энергии, требуются достаточно мелкие сетки с количеством ячеек порядка 10^7 – 10^8 в одном межлопаточном канале для трехмерного течения при использовании разностного метода второго порядка. Такие же сетки необходимы для хорошего разрешения скачков уплотнения, отрывов, следов, тангенциальных разрывов. Следует еще раз подчеркнуть, что все вышесказанное относится к решениям уравнений RANS, для более полных моделей турбулентного течения, таких как LES и DNS необходимы отдельные исследования.

Эти результаты во многом будут справедливы и для методов более высокого порядка аппроксимации, так как для расчетов с их помощью вряд ли удастся использовать существенно более грубые сетки. Во-первых, минимальный шаг ячейки у стенки независимо от свойств численного метода будет определяться величиной y^+ . Во-вторых, методы высокого порядка обычно более чувствительны к неравномерности шагов сетки, скошенности и вытянутости ячеек. Определенный выигрыш такие методы могут дать при разрешении скачков уплотнения. Однако следует помнить, что в этом случае скорее важен не порядок аппроксимации сам по себе, а способность подсеточного разре-

ния метода, которая может быть высокой и для методов второго-третьего порядка.

Дополнительные требования измельчения сетки могут быть вызваны различными особенностями геометрии проточной части и течения, как например пленочное охлаждение, генераторы вихрей и пр. В этих случаях необходимы дополнительные исследования о достаточности сеточного разрешения.

Также следует отметить, что при расчетах на мелких сетках порядка 10^7 – 10^8 ячеек при высоких числах Куранта наблюдаются большие погрешности по величине потерь, а при малых числах Куранта – осцилляции в чрезмерно вытянутых ячейках при локальном шаге по времени. Данная проблема требует особого изучения.

Исходя из вышесказанного, можно сделать следующий вывод: для научных исследований, требующих высокой точности и детального разрешения структуры течения, в основном, следует использовать мелкие или чрезвычайно мелкие сетки (группы 4 и 5), в то время как для инженерных поверочных и оптимизационных расчетов вполне может оказаться достаточно промежуточных (группа 3) или даже более грубых сеток. Проведение оптимизации решеток турбомашин с использованием сеток групп 1 и 2 возможно, как это уже отмечалось авторами в работе [12], при соблюдении определенных условий. Во-первых, это подразумевает поиск пологого экстремума. Во-вторых, степень измельчения сетки на первых этапах оптимизации должна позволять попасть в окрестность предполагаемого оптимума. В-третьих, во всех сравнительных расчетах необходимо использовать одинаковые способы построения сетки и добиваться одинаковой степени установления решения. В-четвертых, результат оптимизации, полученный на грубых сетках, должен быть проверен и может быть уточнен, на более мелких сетках.

Литература

1. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd Edition / C. Hirsch. – Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2007. – 680 p.

2. ERCOFTAC – European research Community on Flow, Turbulence and Combustion

[Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.ercoftac.org>. – 30.05.2015 г.

3. CFD Online [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.cfd-online.com>. – 30.05.2015 г.

4. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – Vol. 32, No. 8. – P. 1598–1605.

5. Ершов С.В. Бесплатная CFD программа [Электронный ресурс] / С.В. Ершов – Режим доступа: <http://sergiyvershov.com>. – 1.06.2015 г.

6. Ершов С.В. Развитие комплекса программ для расчета трехмерных течений вязкого газа / С.В. Ершов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 5(92). – С. 89–94.

7. Гризун М.Н. Численное моделирование многомерных сжимаемых течений с помощью метода Ньютона / М.Н. Гризун, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – № 13. – С. 38–46.

8. Ciccotelli G. The effect of vortex shedding on the unsteady pressure distribution around the trailing edge of a turbine blade / G. Ciccotelli, C.H. Sieverding // J. Turbomachinery/ – 1997. – Vol. 119, No. 4. – P. 810-819.

9. Грановский А.В. Разработка методов повышения газодинамической эффективности высоконагруженных ступеней охлаждаемых газовых турбин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.12 / Грановский Андрей Владимирович. – М., 2011. – 217 с.

10. TFAST Project – Transition Location Effect on Shock Wave Boundary Layer Interaction [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://tfast.eu>. – 30.05.2015 г.

11. Папазов С.В. Численное моделирование течения в компрессорной решетке в широком диапазоне режимов обтекания / С.В. Папазов, В.А. Яковлев, С.В. Ершов // Пробл. машиностроения. – 2014. – Т. 17, № 4. – С. 3–9.

12. Ершов С.В. Аэродинамическая оптимизация лопаточных аппаратов турбин: подходы, методы, результаты / С.В. Ершов, В.А. Яковлев // Пробл. машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 2. – С. 3–13.

Поступила в редакцию 30.05.2015

С.В. Ершов, В.А. Яковлев. Про вибір ступеня подрібнення сітки при розрахунках тривимірних течій в'язкого газу в турбомашинах

Розглядається питання вибору ступеня подрібнення різницевої сітки при розрахунках тривимірних течій в'язкого газу в турбомашинах з використанням моделей течії RANS і чисельних методів другого порядку. Виконано розрахунки течій через турбінні й компресорні решітки на послідовно подрібнюваних сітках. Проведене зіставлення отриманих результатів як за якісним розділенням складної структури трансзвукових потоків, так і за кількісною оцінкою втрат. Показано, що для наукових досліджень тривимірних течій є сенс використовувати різницеві сітки з кількістю комірок від 10^6 до 10^8 в одному міжлопатковому каналі, тоді як для інженерних розрахунків при виконанні деяких умов достатньо сітки з кількістю комірок менше 10^6 в одному міжлопатковому каналі.

Ключові слова: решітка турбомашин, CFD моделювання, в'язкий потік, сіткове розділення, стрибок ущільнення, слід, відрив, тангенціальний розрив, втрати

S.V. Yershov, V.A. Yakovlev. About the choice of the grid resolution at calculations three-dimensional viscous gas flow in turbomachines

The question of a choice of mesh resolution degree is considered for calculations of three-dimensional viscous flows in turbomachinery using the RANS flow models and the second order accurate numerical methods. The calculations of flows through the turbine and compressor cascades are performed using successively refined meshes. The results obtained are compared in their possibility both to resolve qualitatively the transonic flow pattern and to estimate quantitatively the losses. It is shown that for scientific researches of 3D turbomachinery flows it makes sense to use the difference meshes with number of cells from 10^6 to 10^8 in the single blade-to-blade passage, while for engineering calculations a mesh with number of cells less than 10^6 in the single blade-to-blade passage could be sufficient under certain conditions.

Key words: turbomachine cascade, CFD modeling, viscous flow, grid resolution, shock wave, a trace, separation, tangential break, losses.

УДК 621.165:532,6

Я. СУРВИЛО, П. ЛАМПАРТ, М. ШИМАНЯК*Институт проточных машин им. Р. Шевальского ПАН, Гданьск, Польша*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРЦИАЛЬНОГО ПОДВОДА РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТУРБИНЕ ORC

Исследование осевой многоступенчатой турбины ORC мощностью 100 кВт с парциальным подводом рабочего тела проводилось с помощью модели RANS в программном комплексе ANSYS CFD. Описана методология исследований CFD, включая разработку модели потока и построения сеток. Описываются основные особенности парциального подвода рабочего тела в турбине, такие как нестационарности режимов течения вдоль окружности. Исследуются нестационарные силы, действующие на лопатки рабочего колеса. Также на всей окружности описывается влияние парциального подвода рабочего тела на условия работы следующей ступени.

Ключевые слова: когенерация, ORC, турбина с парциальным подводом, CFD.

Введение

Перспективным решением для когенерации является использование органического цикла Ренкина (ORC) [1,2]. Эта технология особенно удобна для установок малой мощности, где условия когенерации гораздо легче выполнять. ORC позволяет утилизировать тепло средней и низкой температуры. Таким образом, это особенно подходит для малых установок, работающих на биомассе, и установок рекуперации тепла.

ORC циклы могут применяться в различных типах турбин – от одноступенчатых радиальных или радиально-осевых до многоступенчатых осевых. В этой статье описывается многоступенчатая осевая турбина, подготовленная для работы в Институте проточных машин. Общее число ступеней равно семи, и номинальная мощность чуть ниже 100 кВт. Скорость вращения турбины 9000 об/мин. В качестве рабочего тела было выбрано силикатное масло MDM (octamethyltrisiloxane). Это рабочее тело характеризуется благоприятными термодинамическими свойствами в среднетемпературном диапазоне параметров. Максимальными значениями температуры и давления для этого цикла являются 553,5 К и 1200 кПа. Одним из недостатков этой рабочей среды является большая изменчивость ее удельного объема в зависимости от температуры и давления. Удельный объем на входе в турбину 0,0081 м³/кг. Относительно низкий расход для номинальной мощности турбины дает малую высоту лопатки (около 2-4 мм). Это является неприемлемым из-за высоких вторичных потерь и потерь протечки. Также маленькие лопатки трудны в производстве.

Решением этой проблемы является использование парциального подвода в первых трех

ступенях, что позволяет увеличить высоты лопаток. В рассматриваемой конструкции, дуга парциальности растет постепенно, начиная с 25 % до 50 и до 75 % всей окружности. Парциальный подвод также имеет тенденцию к снижению эффективности ступени, но в меньшей степени, по сравнению со случаем очень низкой высоты лопасти. Другая проблема – это дополнительные нестационарные силы и моменты, действующие на лопатки ротора и целое рабочее колесо [3, 4].

С учетом вышесказанного, численный анализ был проведен для проверки конструкции турбины и ее ввода на испытательный стенд. Основными ожидаемыми результатами от расчетов являются нестационарные силы, связанные с входом и выходом лопатки ротора из дуги подвода. Численное моделирование также дает информацию о распределении давления, температуры и числа Маха на последующих ступенях турбины, сопоставляемых на всей окружности.

Модель CFD

Расчеты CFD проводились с помощью программного комплекса ANSYS Fluent v15 [5]. Геометрия CAD была создана в программе Autodesk Inventor. Он содержит область потока для восьми лопаточных венцов (четыре ступени турбины). Геометрия экспортируется в программный пакет ICEM-CFD и дискретизируется. В качестве генератора сетки использовался ICEM-CFD, что также относится к комплексу ANSYS. Это позволяет легко генерировать полностью структурную шестигранную сетку. Этот тип сетки по-прежнему настоятельно рекомендуется для CFD расчетов. Сетка была сгенерирована для первых четырех ступеней турбины ORC. В последнюю ступень рабочее

тело поступает по полной окружности, в то время как первые три имеют парциальный подвод. Так как наиболее важными ожидаемыми результатами расчетов являются нестационарные силы, действующие на лопатки ротора, моделирование должно быть выполнено в нестационарном (квази-нестационарном) режиме. Применяется RANS подход с k -SST моделью турбулентности. Области ротора установлены как подвижные с интерфейсными граничными условиями между статором и ротором. Граничные условия для давления задаются на входе и выходе. Используется решатель с разностной схемой второго порядка.

Шаг по времени для квазинестационарных расчетов был установлен на уровне 6×10^{-6} с. Вычисление одного оборота ротора (1660 шагов по времени) занимает около 120 часов. Для выполнения расчетов использовался персональный компьютер Intel i7 3770k с частотой процессора 3,9 ГГц и 32 Гб оперативной памяти.

На ранних этапах вычислений, использовалось уравнение идеального газа для аппроксимации свойств рабочего тела. Индивидуальная газовая постоянная, вязкость и теплоемкости (постоянные значения) были оценены как средние значения от входных/выходных параметров. После трех оборотов модель рабочего тела была изменена на модель реального газа NIST. Использование модели идеального газа обеспечивает ускорение и сходимость расчетов. С другой стороны, модель реального газа приводит к точности определения параметров потока.

Численные результаты

Парциальный подвод вызывает изменение параметров потока по всей окружности [4-6]. Отличительной особенностью является область быстрой экспансии и очень низкого давления за последним направляющим аппаратом (рис. 1). Это явление напоминает эффект вакуума, которое происходит при высокой инерции рабочего тела, текущего далее через межлопаточный канал, и остановки подвода потока. В эту область низкого давления прибывает жидкость из соседних межлопаточных каналов. Таким образом, появляются области обратного течения и завихрений [7].

Еще одной проблемой, связанной с многоступенчатым парциальным подводом, является необходимость правильной установки направляющих аппаратов в последующих ступенях. Необходимо, чтобы основной поток жидкости, который выходит из одной ступени, направлялся в дугу следующего подвода, чтобы предотвратить дополнительные потери из-за возможного натекания потока жидкости

на заблокированную область. В первом приближении, положение последующих направляющих аппаратов была рассчитана на основе треугольников скоростей и пространства между ступенями. Окончательно эти позиции были подтверждены CFD моделированием. Картина линий тока, изображенных на рисунке 2, показывает, что поток, проходящий через такой вариант многоступенчатого парциального подвода, является гладким.

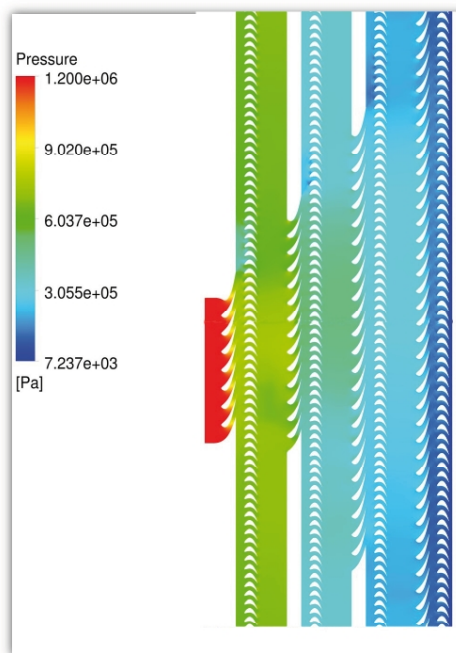


Рис. 1. Контуры статического давления четырех ступеней турбины ORC в среднем сечении

Одной из наиболее важных особенностей парциального подвода потока, является сильно нестационарный характер сил, действующих на лопатки ротора. Хотя взаимодействие между статором и ротором, характерное для ступеней без парциальности, наблюдается четко, самые зрелищные изменения сил наблюдаются на входе и выходе из дуги парциальности. Изменения крутящего момента, действующего на лопатки рабочих колес 1-4 ступеней (ступени 1-3 с парциальным подводом, 4 ступень – без), представлены на рисунке 3. Крутящий момент стремится к нулю за дугой парциального подвода. В дуге подвода крутящий момент постепенно возрастает и колеблется за счет взаимодействия между статором и ротором. Особенно резкие изменения крутящего момента наблюдаются в конце дуги подвода. Видно что крутящий момент, прежде чем стремиться к нулю, явно увеличивается внутри дуги, что вызвано положением еще продолжающегося подвода на стороне высокого давления и прекращения

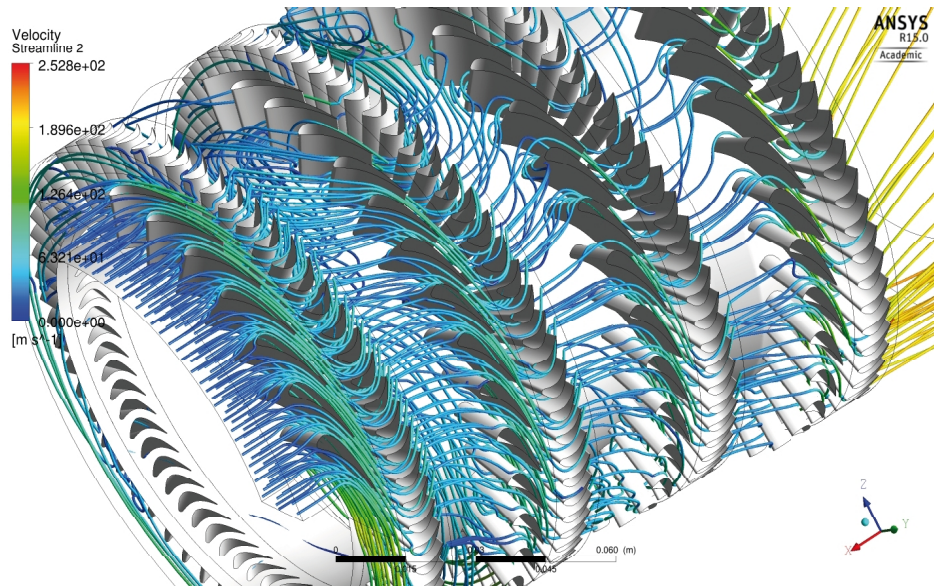


Рис. 2. Линии тока, окрашенные по скорости

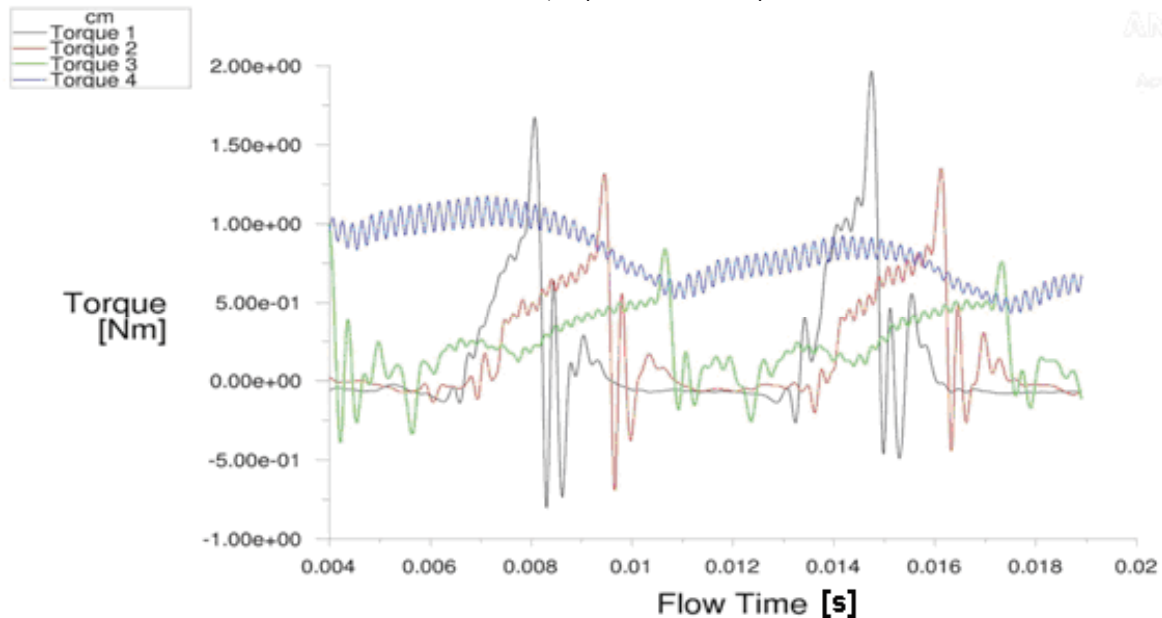


Рис. 3. График крутящего момента, действующего на лопатку ротора первых четырех ступеней турбины – ступень 1 (черный), ступень 2 (красный), ступень 3 (зеленый), ступень 4 (синий – без парциальности)

подвода на стороне закрытия подвода, когда лопатка ротора покидает дугу подвода. Наблюдаемый нестационарный характер крутящего момента может привести к сильному износу лопаток ротора.

Синяя линия на рисунке 3 представляет собой действующий крутящий момент на четвертой ступени. Хотя четвертая ступень уже полностью открыта, по-прежнему наблюдаются значительные изменения крутящего момента в связи с несимметрией параметров потока по окружности на входе в четвертую ступень. В дальнейшем исследовании всех семи ступеней

турбины, будет определяться, как эта окружная неравномерность распространяется на последующих 5-7 ступенях.

Эффективность потока последующих ступеней турбины может быть вычислена как отношение осредненной по времени мощности ступени, полученной из CFD вычислений к теоретической мощности для изоэнтропической подводки расширения. Расчетные значения эффективности для 1-3 ступени с парциальным подводом равны 65,9%, 73,4% и 70,6%, соответственно. Эффективность 4 ступени без парциального подвода равна 79,5%. Полученные значения

будут проверяться с помощью экспериментальных исследований.

Выводы

С помощью CFD были исследованы первые четыре ступени осевой многоступенчатой турбины ORC с парциальным подводом рабочего тела. Конечная объемная 3D модель содержит более 8500000 элементов. Основное внимание было уделено влиянию парциального подвода на характеристики турбинной ступени. Парциальность является причиной окружной несимметрии структуры течения и нестационарных сил, действующих на рабочие лопатки 1-3 ступеней. Было установлено, что пиковые значения сил, действующих на лопатки, в момент ухода от дуги подвода значительно превышают значения в середине дуги, которые могут привести к износу лопаток ротора. Наблюдаемая нестационарность также имеет тенденцию распространяться на 4 ступень, выполненную без парциального подвода. Дополнительные исследования необходимы, чтобы определить, как далеко несимметричность из-за парциальности распространяется далее по течению и как смягчить последствия парциального подвода.

Литература

1. Duvia A. ORC plants for power production from biomass from 0.4 to 1.5 MWe [Text] / A. Duvia, M. Gaia // Proc. 7th Holzenergie Symposium, Technology, efficiency, practical

experiences and economy, 18 October 2002, ETH Zürich, 2002 – pp 165-180.

2. Mikielewicz J. Application of renewable energy sources to drive ORC mikro CHP [Text] / J. Mikielewicz, S. Byku, D. Mikielewicz // Heat transfer and Renewable Sources of Energy, 2006. – pp. 329-336.

3. Wakaley G. Unsteady flow phenomena in partially-admitted steam turbine control stages [Text] / G. Wakeley, I. Potts: Proc. Inst. Mech. Engrs., Conference on Turbomachinery, 9-10 December 1996, Rugby, UK, 1996 pp. 77-86.

4. Partial admission in an axial turbine stage [Text] / J. Skopek, J. Vomela, L. Tajc, J. Polansky: Proc. 3rd European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics, 2-5 March 1999, London, UK, 1999 pp. 681-691.

5. ANSYS Customer Portal Support, Aviable from: <http://support.ansys.com/>

6. Lampart P. Unsteady forces acting on rotor blades of a large power steam turbine control stage at different levels of partial admission [Text] / P. Lampart, M. Szymaniak, A. Karda // Trans. Institute of Fluid- Flow Machinery. – 2003. – Vol. 114. – pp.5-17.

7. Lampart P. Numerical investigation of unsteady flow in a partial admission control stage of a 200 MW steam turbine [Text] / P. Lampart, M. Szymaniak, R. Kwiziski: , Proc. 6th Europ. Conf. on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermo-dynamics, 7-11 March 2005, Lille, France, 2005 – pp. 376-389.

Поступила в редакцию 15.06.2015

Я. Сурвіло, П. Лампарт, М. Шиманяк. Дослідження парціального підводу робочого тіла в турбіні ORC

Дослідження осьової багатоступінчатої турбіни ORC потужністю 100 кВт з парціальним підводом робочого тіла проводилося за допомогою моделі RANS в програмному комплексі ANSYS CFD. Описана методика дослідження CFD, включаючи розробку моделі потоку та побудови сіток. Описуються основні особливості парціального підводу робочого тіла в турбіні, такі як нестационарності режимів течії уздовж окружності. Досліджуються нестационарні сили, діючі на лопатки робочого колеса. Також на всьому колі описується вплив парціального підводу робочого тіла на умови роботи наступної ступені.

Ключові слова: когенерація, ORC, турбіна з парціальним підводом, CFD.

J. Surwilo, P. Lampart, M. Szymaniak. Investigation of partial admission flow in an ORC turbine

An axial multi-stage partial-admission 100 kW ORC turbine is investigated with the help of RANS model in the ANSYS CFD package. The applied methodology of CFD investigations is shortly described, including the formulation of the flow model and grid construction. Main features of partial admission flow in the turbine, such as a non-uniformity of flow patterns along the circumference are discussed. Unsteady forces acting at the rotor blades are investigated. The influence of partial admission on the working conditions in the next stage supplied at the whole circumference is also described.

Keywords: cogeneration, ORC, partial admission turbine, CFD.

УДК 621.135

М.Р. МУСТАФАЕВ, Ю.М. АШУРОВ, Р.С. АГАВЕРДИЕВ*Национальная Академия Авиации, Азербайджан***НОВЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ СЕЧЕНИЯ ЛОПАТОК
ТУРБИНЫ ЛЕМНИСКАТАМИ БЕРНУЛЛИ**

В статье приводится новый аналитический метод профилирования сечения лопаток турбины лемнисками Бернулли. Установлено, что для лемниската Бернулли $y_1/a, dy_1/dx_1, R_{кр}/a$ является лишь функцией x_1/a и, используя эту особенность, разработан новый метод, позволяющий легко и точно подобрать дугу лемниската, удовлетворяющую требованиям, предъявленным к профилю лопаток турбин. А также приводится аналитическая зависимость для определения минимальной ширины межлопаточного канала и вычислительным экспериментом установленная для лемнискаты Бернулли зависимость $dy_1/dx_1 = \operatorname{tg}(3\phi - 90)$, приводящая к простому способу построения нормали в полярных координатах. А также установлено, что с изменением начальной точки подобранные дуги лемниската можно изменить значение минимального размера межлопаточного канала.

Ключевые слова: профилирование, дозвуковые лопатки турбины, лемнискат Бернулли, кривизна.

Введение

Рабочая лопатка - одна из наиболее ответственных деталей газовой турбины. Она работает в условиях высоких температур и напряжений и должна удовлетворять ряду требований газовой динамики, прочности и технологии производства. Одним из важных критериев, позволяющих профилирование лопаток с высоким гидродинамическим качеством, является монотонное изменение кривизны (без скачков), от входной кромки к выходному контуру лопаток. Часто бывает удобным, в качестве такой линии использовать отрезок лемнискаты Бернулли. Как известно, одна четверть лемниската имеет монотонное изменение радиуса кривизны от минимального значения $R_{кр} = \sqrt{2}a/3$ в вершине лемнискаты до $R_{кр} = \infty$ в полюсе и сопрягается с прямой без разрыва второй производной. При этом, можно получить контур с максимальным углом кривизны, равным $3\pi/4$ [1-3].

Анализ использования в автоматизированном режиме лемнискаты Бернулли для этих целей позволил выявить ряд ее недостатков: сложность написания алгоритма программы в силу большого количества различных логических цепочек; отсутствие наглядности при реализации интерактивного режима. Поэтому разработка теоретически обоснованного и про-

стого в компьютерной реализации метода для решения данной задачи является актуальным.

Решение задачи. Произвольно расположенная одна четверть лемниската на прямоугольных координатах показана на рис.1, параметрическое уравнение которой имеет вид:

$$\begin{cases} x = x_0 + x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha, \\ y = y_0 - x_1 \sin \alpha + y_1 \cos \alpha \end{cases} \quad (1)$$

где x_0, y_0 - координаты полюса лемниската; a - полюсное расстояние лемниската; α - угол между полярной осью лемниската и осью абсцисс.

Расчет профиля производится в прямоугольных координатах, как показано на рис. 2. Там же, приведены основные геометрические характеристики проектируемой решетки, которые служат исходными данными для расчета наружных обводов профиля, за исключением угла $\omega_1 = f(C_m)$, заранее не известного (вместо C_m может быть задана площадь профиля $F_{пл}$). Размер «горло» определяется по выбранному

эффективному углу $d = t \sin \beta_{2\phi}$, где $t = \pi D/z$ (z -число лопаток проектируемого колеса; D -диаметр рассчитываемого сечения).

На рис. 3 показана схема разбиения контура профиля с обозначением характерных точек, используемых при расчете, и кривых, привлекаемых для описания соответствующих участков. Уравнение кривой лемниската, при $\alpha=0$, имеет вид [1]:

$$(x_1^2 + y_1^2)^2 - 2a^2(x_1^2 - y_1^2) = 0, \quad a > 0 \quad (2)$$

или

$$\frac{y_1}{a} = \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2} \quad (3)$$

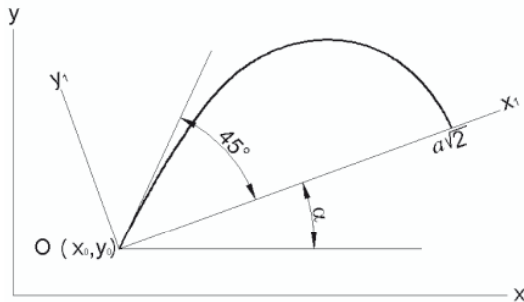


Рис. 1. Изображение лемнискаты в прямоугольной системе координат

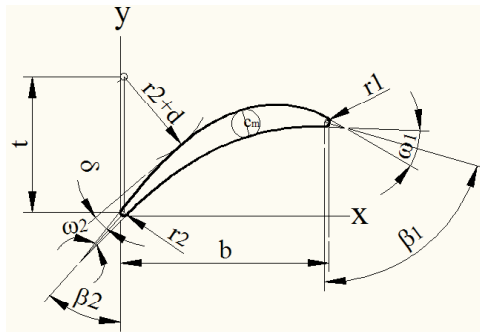


Рис. 2. Расположение проектируемого профиля в прямоугольной системе координат:

b - ширина решетки; t - шаг решетки; d - размер минимального проходного сечения (горла) межлопаточного канала; C_m - максимальная толщина профиля; r_1 - радиус округления входной кромки; r_2 - радиус округления выходной кромки; ω_1 - угол заострения входной кромки; ω_2 - угол заострения выходной кромки; δ - угол отгиба

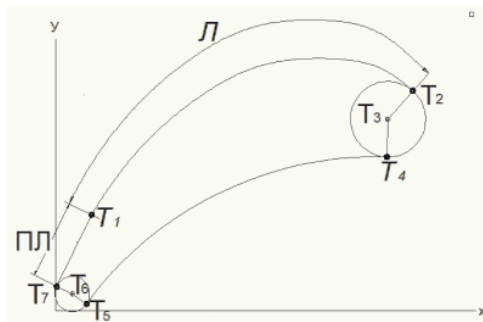


Рис. 3. Характерные точки на профиле и обозначение кривых, описывающих его участки:

T_1 - точка сопряжения прямой (ПЛ) с лемнискатой Л; T_2 - точка сопряжения Л с окружностью входной кромки; T_3 - центр окружности входной кромки; T_4 - точка касания корыта и окружности входной кромки; T_5 - точка касания корыта и окружности выходной кромки; T_6 - центр окружности выходной кромки; T_7 - точка касания линии спинки с окружностью выходной кромки

Из уравнения (2) имеем,

$$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{x_1}{a} \frac{2 \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1}}{\sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2}}, \quad (4)$$

$$R_{кр} = \frac{\frac{d^2 y_1}{dx_1^2}}{\left(1 + \left(\frac{dy_1}{dx_1}\right)^2\right)^{3/2}},$$

или

$$\frac{R_{кр}}{a} = \frac{1}{1,5 \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1}} \quad (5)$$

Как видно из (3), (4) и (5) y_1/a , dy_1/dx_1 , $R_{кр}/a$ является лишь функцией x_1/a и, используя эту особенность, нами разработан новый метод, позволяющий легко и точно подобрать дугу лемнискаты, удовлетворяющую заданное условие [5].

Рассмотрим задачу описания спинки одной лемнискатой, при заданном значении b , t , r_1 , r_2 , β_1 , β_2 , ω_1 , ω_2 . Как видно из рис. 3, расчетная система координат привязана к выходной кромке и ось y параллельна фронту решетки. В качестве исходных данных, для определения параметра лемнискаты, можно использовать направление касательных в двух точках профиля, если известны координаты одной из этих точек и расстояния между этими точками по оси x . По условию задачи $ПЛ=0$ и соответственно. Определим координаты характерных точек T_6 , T_7 и T_2 и соответственно значения

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=x_{T1}}, \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=x_{T2}} :$$

$$x_{T6} = y_{T6} = r_2,$$

$$x_{T7} = r_2 [1 - \cos(\beta_2 - \omega_2 / 2)],$$

$$y_{T7} = r_2 [1 + \sin(\beta_2 - \omega_2 / 2)] \quad (6)$$

$$x_{T2} = b - r_1 [1 - \cos(\beta_1 - \omega_1 / 2)],$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=x_{T1}} = \operatorname{tg}(90 - \beta_2 + \omega_2 / 2),$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=x_{T2}} = \operatorname{tg}(90 + \beta_1 - \omega_1 / 2).$$

Для решения поставленной задачи удобно применить AutoCAD, позволяющий с высокой точностью производить вычислительные работы и графическое построение. Для реализации этих задач нами предлагается следующий алгоритм:

1. Выбирать значение $(x_1/a)_0 \geq 0$ и из уравнения (4) определить значение $\arctg(dy_1/dx_1)_{(x_1/a)_0}$ (первоначально удобно начать $(x_1/a)_0 = 0$);

2. Вычислить значение α по формуле

$$\alpha = 90^\circ - \beta_2 + 0.5\omega_2 - \arctg(dy_1/dx_1)_{(x_1/a)_0};$$

3. Вычислить значение

$$\arctg(dy_1/dx_1)_{(x_1/a)_1} = \arctg(dy_1/dx_1)_{(x_1/a)_0} - [180 - (\beta_1 + \beta_2) + (\omega_1 + \omega_2) / 2]$$

и определить значение $(x_1/a)_1$ из уравнения (4), соответствующее значению $\arctg(dy_1/dx_1)_{(x_1/a)_1}$ (это наглядно иллюстрируется графиком, представленным на рис. 4.);

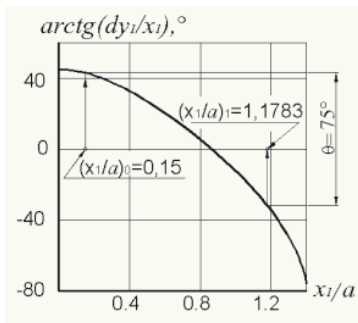


Рис. 4. Расчет с использованием графика

Вычислить значения k_x по формуле

$$k_x = (x_1/a)_1 - (x_1/a)_0;$$

4. Вычислить значения k_y по формуле

$$k_y = (y_1 - y_0)/a = \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2} - \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_0}{a}\right)^2 - 1 - \left(\frac{x_0}{a}\right)^2};$$

5. Вычислить значения

$$x_{T7} = r_2 [1 - \cos(\beta_2 - \omega_2 / 2)],$$

$$x_{T2} = b - r_1 [1 - \cos(\beta_1 - \omega_1 / 2)];$$

6. Вычислить значение a , по формуле

$$a = (x_{T2} - x_{T7}) / (k_x \cos \alpha + k_y \sin \alpha);$$

7. Определить значения координат x_0 и y_0 полюса лемниската по формуле

$$\begin{cases} x_0 = x_{T7} - (x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha), \\ y_0 = y_{T7} - (-x_1 \sin \alpha + y_1 \cos \alpha). \end{cases}$$

$$\text{где } x_1 = (x_1/a)_0 a, \quad y_1 = a \sqrt{1 + 4\left(\frac{x_1}{a}\right)^2 - 1 - \left(\frac{x_1}{a}\right)^2}$$

8. Строить дугу лемниската по соответствующему значению a в интервале

$(x_1/a)_0 a \leq x \leq (x_1/a)_1 a$ по формуле

$$\begin{cases} x = x_0 + x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha, \\ y = y_0 - x_1 \sin \alpha + y_1 \cos \alpha. \end{cases}$$

9. Проверить размер горла межлопаточного канала и угла отгиба задней кромки.

10. Если полученная кривая не обеспечит отмеченных условий, меняя значение $(x_1/a)_0$ (если условия задачи позволяют) повторить процесс вычисления, начиная из пункта 2.

В рис. 4 наглядно иллюстрируется пример расчета с использованием графика $\arctg(dy_1/dx_1) = f(x_1/a)$, при $\theta = 75^\circ$. Принимая значения $(x_1/a)_0 = 0,15$ из графика определяется значение $\arctg(dy_1/dx_1) = 43,1^\circ$ и $(x_1/a)_1 = 1,1783$ ($43,1 - 75 = -31,9^\circ$).

Соответственно $k_x = 1,02831$, $k_y = 0,267506$.

Далее необходимо определить значения x_{T2} и x_{T7} . При значении

$$b = 30 \text{ мм}, r_1 = 0,7 \text{ мм}, r_2 = 0,5 \text{ мм}, \beta_1 = 74^\circ, \beta_2 = 42^\circ,$$

$$\omega_1 = 16^\circ, \omega_2 = 6^\circ, x_{T2} = 29,5847 \text{ мм},$$

$x_{T8} = 0,11143 \text{ мм}$, $\alpha = 7,9^\circ$ и соответственно

$$a = 30,0183 \text{ мм}.$$

Далее определяется минимальная ширина (горло) межлопаточного канала и, меняя значения $(x_1/a)_0$, добывается его заданное значение. Анализ показывает, что с уменьшением значения $(x_1/a)_0$, значение минимального размера межлопаточного канала (горло) d уменьшается. Поэтому, первоначально определяется значе-

ние минимального размер межлопаточного канала (горло) d при $(x_1/a)_0 = 0$. Если полученное значение больше чем заданное значение $d_{зад}$, это означает, что при заданной комбинации исходных данных, профиль не может быть реализован, т.е. изменением значения $(x_1/a)_0$ невозможно добиться заданного значения размера минимальной ширины межлопаточного канала (в этом случае спинка может описываться с помощью отрезков прямых и лемнискат, сопрягаемых без разрыва первой и второй производных). Если, при $(x_1/a)_0 = 0$, значение d меньше чем $d_{зад}$, необходимо определить значения $(x_1/a)_0$ соответствующий значению $d_{зад}$. Для этого необходимо определить при трех значениях $(x_1/a)_0 = 0, (x_1/a)_1, (x_1/a)_2$ значение размера горла (d_0, d_1, d_2), и вычислить значение $(x_1/a)_0$, соответствующее значению $d_{зад}$ по формуле:

$$(x_1/a) = \left(c_1 + \sqrt{c_1^2 - 4c_2(d_0 - d_{зад})} \right) / 2c_2,$$

где $c_1 = \frac{[(b_1 - b_0)(x_1/a)_2^2 - (b_2 - b_0)(x_1/a)_1^2]}{[(x_1/a)_1(x_1/a)_2^2 - (x_1/a)_2(x_1/a)_1^2]},$

$$c_2 = \frac{[(b_2 - b_0)(x_1/a)_1 - (b_1 - b_0)(x_1/a)_2]}{[(x_1/a)_1(x_1/a)_2^2 - (x_1/a)_2(x_1/a)_1^2]}.$$

Для определения минимальной ширины (горло) d межлопаточного канала в [5, 6] применен графический метод. Однако, хотя этот метод применим для любой кривой, он требует большой затраты машинного времени. Поэтому, в данной работе применен аналитический метод, который повышает скорость и надежность работы программы и увеличивает точность. Определение минимальной ширины межлопаточного канала сводится к определению минимального расстояния от точки до кривой. Как известно из дифференциальной геометрии, уравнение нормали для кривых в точке (x_1, y_1) имеет вид [4].

$$y = y_1 - (x - x_1) / y_1', \quad (7)$$

где $y_1' = y'(x_1)$.

Для решения этой задачи удобно использовать уравнение лемнискаты Бернулли в полярных координатах.

$$\rho^2 = 2a^2 \cos 2\phi \text{ или } \rho = a\sqrt{2 \cos 2\phi} \text{ (рис. 5).}$$

Вычислительным экспериментом установлено что для лемнискаты Бернулли $y_1' = \operatorname{tg}(3\phi - 90)$

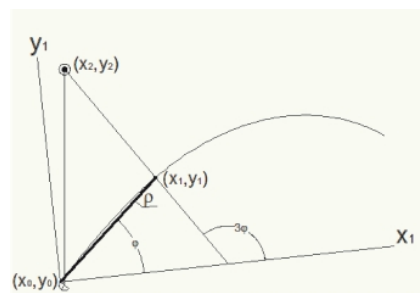


Рис. 5. Схема для ввода расчетного уравнения для определения минимальной ширины межлопаточного канала

Подставив значение y_1' , $x_1 = \rho \cos \phi$, $y_1 = \rho \sin \phi$ в (7) получим

$$y = \frac{a\sqrt{2 \cos 2\phi} \sin \phi (x - a\sqrt{2 \cos 2\phi} \cos \phi)}{\operatorname{tg}(3\phi - 90)}. \quad (8)$$

Задавая значения $x = x_2, y = y_2$ определяется значение ϕ , соответственно x_1, y_1 и расстояние между точками (x_1, y_1) и (x_2, y_2) . Для решения уравнения (8) удобен итерационный метод.

Если не достигнуто заданное значение d и δ , спинку можно описать с помощью отрезков прямых и лемнискат, сопрягаемых без разрыва первой и второй производных. В этом случае координаты точки сопряжения прямой (ПЛ) с лемнискатой Л-Т₁ определяются по формуле:

$$\begin{cases} x_{Т1} = x_{Т7} + I_{ПЛ} \cos(90 - \beta_2 + \omega_2 / 2) \\ y_{Т1} = y_{Т7} + I_{ПЛ} \sin(90 - \beta_2 + \omega_2 / 2) \end{cases}, \quad (9)$$

где $I_{ПЛ}$ - длина прямой.

Заменив значения $x_{Т7}$ и $y_{Т7}$ на значения $x_{Т1}$ и $y_{Т1}$, параметры лемниската можно определить вышеотмеченным алгоритмом. При этом, принимая $(x_1/a)_0 = 0$ и изменив значение длины отрезка, можно добиться заданного значения.

Расчет вогнутой поверхности профиля (корыта).

Получив кривую для спинки, удовлетворяющую заданным величинам горла межлопаточного канала и угла отгиба задней кромки, можно переходить к построению корыта.

Для описания корыта с удовлетворительным протеканием кривизны использован полином 3-й степени. При определении коэффициентов, используются значения функций и их первых производных в концах кривых.

Определение площади профиля.

Соединив спинки и корыта с окружностью входной и выходной кромки, получим замкнутый контур, который, с помощью AutoCAD, легко можно преобразовать «region» и исполь-

зуя команды «massprop» точно определить все геометрические характеристики, в том числе площадь, координаты центра тяжести и др.

Далее проверяется максимальная толщина профиля. Методика определения которого подробно изложена в [5]. Меняя значение ω_1 добивается заданное значение C_m .

Кроме контроля геометрических характеристик профиля, проверяется канал, образуемый двумя соседними профилями решетки. Канал считается удовлетворительным, если он плавно сужается от входа в решетку к выходу из нее. Для этого, необходимо знать параметры окружностей, вписанных в межлопаточный канал. Методика определения параметров окружностей, вписанных в межлопаточный канал, подробно изложена в [5].

На рис. 6 показан профиль, построенный предложенной методикой. (Пример основан на предположительных исходных данных и поэтому имеет чисто методическое значение).

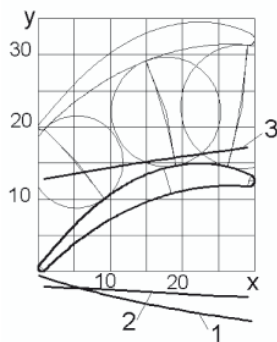


Рис. 6. Профиль, образованный лемнискатами:
1, 2 - изменение радиусов кривизны спинки и корыта,
3 - изменение размера межлопаточного канала

Заключение

Таким образом, предложенный теоретически обоснованный новый метод, позволяет определить параметры лемниската, удовлетворяющие требованиям, предъявляемым к профилю лопаток турбины, и мог быть использован для профилирования до звуковых решеток и оптимизации их параметров.

Литература

1. Копелев С.З. Расчет турбин авиационных двигателей. (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток). М., «Машиностроение», 1974, 268 с.
2. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин (тепловой расчет и профилирование) М.: «Наука», 1983, 148 с.
3. Деревянко А.В., Копелев С. З. Аналитическое профилирование турбинных лопаток. Теплоэнергетика, 1982, №3, с.63.
4. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М. «Наука», 1981, 720 с.
5. Мустафаев М.Р., Абдуллаев П. Ш., Ашуров Ю.М. Профилирование сечения лопаток турбины на основе решения уравнения кривизны. Авиационно-космическая техника и технология, 2010, № 4/71, с.95-101.
6. Мустафаев М.Р., Садыхов Р.А, Самедов А.С., Ашуров Ю.М. Новый метод профилирования сечения лопаток турбины лемнискатами Бернулли. Ученые записки НАА, т 12, № 4/1, 2010, с.14-23.

Поступила в редакцию 10.06.2015

М.Р. Мустафаев, Ю.М. Ашуров, Р.С. Агавердиев. Новый метод профилювання перерізу лопаток турбіни лемніскатами Бернуллі

У статті приводиться новий аналітичний метод профилювання перерізу лопаток турбіни лемніскатами Бернуллі. Отримано аналітичну залежність для критерію подоби кривих лемніскати і з їх допомогою визначено параметри кривих, що задовольняють вимогам, пред'явленим до профілю лопаток турбін. А також приводиться аналітична залежність для визначення мінімальної ширини міжлопаткового каналу і обчислювальним експериментом встановлено для лемніскати Бернуллі залежність, що приводить до простого способу побудови нормалі.

Ключові слова: профилювання, дозвукові лопатки турбіни, лемніскат Бернуллі, кривизна.

M.R.Mustafaev, Y.M.Ashurov, R.S.Aghaverdiyev. New method of grading of the back of the blades turbine bernoulli lemniscates

The article presents a new analytical method for profiling section of turbine blades by Bernoulli lemniscates. Obtained the analytical dependence for the similarity criterion curves lemniscate and by using it to determine the parameters of curves satisfying the requirements imposed on the profile of turbine blades. Also provides analytical dependence for determination of the minimum width of the inter-blade channel and computational experiments set for lemniscate Bernoulli relationship leading to a simple method of constructing normal.

Keywords: profiling, subsonic turbine blades, Bernoulli lemniscate curvature.

УДК 621.43.056+519.6

Д.А. ДОЛМАТОВ¹

¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Украина*

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПЛАМЕН

Статья содержит результаты математического моделирования воздушно - углеводородных пламен с температурой основной зоны горения свыше 1900 К при различном химическом составе топлива моделируемых зон пламени и условиях горения. Изучены особенности возникновения, развития и затухания нестационарных пламен с низкими частотами пульсации скорости горения и температуры, установлено расхождение между частотами пульсации скорости горения и температурой в контрольных сечениях при определенных соотношениях между начальным диаметром капли и концентрацией топлива для близких к стехиометрическому показателю значений коэффициента избытка воздуха.

Ключевые слова: *скорость горения, поле температуры, низкочастотные пульсации, нестационарное горение, молярная доля, химический состав.*

Введение

Проблемы высокотемпературного горения углеводородов по мере усовершенствования методов борьбы с термической эмиссией NO_x становятся все более актуальными как для современной теории горения и взрыва, так и для практических задач авиационного двигателестроения. Наряду с собственно механизмами снижения выброса вредных веществ существует ряд иных задач, связанных с особенностями изобарного горения при близком к стехиометрии химическом составе топливо-воздушной смеси в основной зоне горения. В частности, интерес представляют закономерности развития нестационарного горения, пульсации скорости горения и поля температур, возникновение виброгорения, а также положение границ богатого срыва пламени, влияние начального диаметра капли на параметры пламени при различном химическом составе топлива и другие теоретические и прикладные вопросы [1, 2].

Математическое моделирование бедных пламен жидких углеводородов при коэффициенте избытка воздуха, близком к стехиометрическому (0,9 - 0,98), представляет особый интерес как в силу недостаточной изученности физико-химических свойств пламен данного типа, так и по причине роста значимости численных экспериментов при проектировании камер сгорания ГТД. В ходе численных и натуральных экспериментов многими авторами [1, 3, 4] отмечалось существование взаимосвязи между диаметром капли, химическим составом топлива, коэффициентом избытка воздуха в зоне горения, с одной стороны, и вероятностью воз-

никновения нестационарного горения, частотами пульсации скорости горения, максимальной и минимальной температурами, механизмами реакций - с другой. Поскольку современные авиационные топлива представляют собой сложную смесь предельных и непредельных углеводородов, а количество элементарных химических реакций, протекающих в первичной зоне горения, экспоненциально возрастает по мере увеличения углеродного числа топлива, при изучении керосиновых пламен целесообразно использовать фильтрацию генерального баланса реакций для фиксированного начального химического состава, т.к. моделирование всего вариационного множества входящих в состав авиационных керосинов химических соединений затруднительно даже для наиболее мощных вычислительных станций из существующих. Существует достаточно широкий диапазон значений как коэффициента избытка воздуха, так и среднего начального диаметра каплей жидкого топлива d_0 , обеспечивающий максимальную температуру в зоне горения в интервале 1900 - 2100 К при давлении в камере сгорания от 10 до 15 атм, представляющий интерес для исследований - в первую очередь, с точки зрения установления эквивалентности либо, напротив, различности поведения характеристик пламени и полей параметров при варьировании двух данных величин.

Задачей исследования настоящей работы является установление особенностей структуры пламени, фронта пламени и параметров зоны горения при изменении двух независимых параметров - первичной зоны горения в диапазоне 1,04 - 1,14 и d_0 в диапазоне 15 - 25 мкм

при фиксированном начальном химическом составе капель топлива. Статическое давление среды на входе в камеру сгорания принято равным 10 атм.

Математическая модель горения

При численном моделировании используется модель сжимаемой вязкой турбулентной среды с большим количеством одновременно протекающих элементарных реакций. При этом учитывается возможность как равновесности, так и неравновесности реакций, а также наличие взаимосвязей между реагентами и продуктами (включая, разумеется, существование независимых одновременных реакций [2, 5]. Основой математической модели служит система уравнений Навье - Стокса для реагирующей среды:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m C^i)}{\partial x^i} + \frac{\partial j_m^i}{\partial x^i} = v_{m\Sigma} \omega_m, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\tilde{\rho} \tilde{C}^i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x^i}(\tilde{\rho} \tilde{C}^i \tilde{C}^j) = \frac{\partial}{\partial x^i}(\tau^{ij} - p g^{ij} - \tilde{\rho} \overline{C^i C^j}), \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho I^*)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x^i}(\rho \tilde{C}^i I^* + j_q^i) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x^i}(\tau_j^i \tilde{C}^j), \quad (3)$$

где ρ_m - плотность m -го компонента смеси;

$v_{m\Sigma}$ - суммарная скорость производства/расхода m -го компонента смеси;

$\tilde{\rho}$ - средневзвешенная по Фавру средняя плотность смеси;

ω_m и v_m - массовая и молярная доля m -го компонента смеси соответственно;

\tilde{C}^i, \tilde{C}^j - средневзвешенные компоненты скорости;

$C^{i'}, C^{j'}$ - пульсационные компоненты скорости;

τ^{ij} - тензор напряжений;

p - статическое давление;

g^{ij} - метрический тензор;

I^* - полная энтальпия;

j_q^i - i -ая компонента суммарного массового потока тепла;

j_m^i - i -ая компонента диффузионного потока массы m -го компонента смеси, определяется по формуле

$$j_m^i = -D_m^M \tilde{\rho} \frac{\omega_m}{v_m} \frac{\partial v_m}{\partial x^i} - \frac{D_m^T}{T} \frac{\partial T}{\partial x^i}, \quad (4)$$

где D_m^M, D_m^T - коэффициенты массовой и термической диффузии m -го компонента смеси соответственно.

Суммарная скорость $v_{m\Sigma}$ определяется как

$$v_{m\Sigma} = \sum \frac{dc_m^{(p)}}{dt}, \quad (5)$$

где $\frac{dc_m^{(p)}}{dt}$ - изменение концентрации m -го компонента в единицу времени в результате реакции.

Скорость элементарных реакций определяется по мгновенным значениям концентраций реагентов:

$$v^{(p)} = k_p \prod c_n^{(p)}, \quad (6)$$

где k_p - константа скорости p -ой реакции;

$c_n^{(p)}$ - реагенты p -ой реакции.

Константа скорости реакции определяется по формуле Аррениуса:

$$k_p = A_p T^{b_p} e^{-E_p/R_y T}, \quad (7)$$

где A_p, b_p - константы реакции;

E_p - энергия активации p -ой реакции;

R_y - универсальная газовая постоянная.

Для замыкания системы уравнений используется уравнение Редлиха - Квонга для реальных газов и система уравнений SST-модели турбулентности [6]. Данная модель, хотя и не адаптирована к использованию реагирующих потоков с большим числом реакций, является более удобной для решаемой задачи по сравнению с k - ε , k - ω и однопараметрическими моделями, поскольку адекватно представляет турбулентность как в слабоградиентных, так и в сильноградиентных зонах турбулентности. Как известно [2, 7], гетерогенное горение содержит как зоны с постоянным давлением, так и (вблизи поверхностей испаряющихся капель и, в некоторых случаях, в окрестности фронта пламени) участки с достаточно сильным градиентом скорости и давления среды. В связи с этим весьма важна универсальность применяемой модели турбулентности, что и обеспечивается используемой SST-моделью.

Система уравнений SST-модели турбулентности выглядит как

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C^i K)}{\partial x^i} = P - \beta^* \rho \omega K + \frac{\partial}{\partial x^i} \left[(\mu + \sigma_K \mu_T) \frac{\partial K}{\partial x^i} \right], \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C^i \omega)}{\partial x^i} = 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial K}{\partial x^i} \frac{\partial \omega}{\partial x^i} + \frac{\partial}{\partial x^i} \left[(\mu + \sigma_{\omega} \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x^i} \right] + \frac{k}{\nu_T} P - \beta^* \rho \omega^2, \quad (9)$$

где K - кинетическая энергия турбулентности;

ω - круговая частота турбулентной диссипации;

σ_{ω} , $\sigma_{\omega 2}$, P , β^* , σ_K , F_1 - размерные и безразмерные коэффициенты SST-модели;

μ_T , ν_T - динамическая и кинематическая турбулентная вязкость соответственно.

Перенос энергии в ходе лучистого энергообмена и связанные с этим эффектом изменения полей параметров в настоящей работе не рассматривается. Фильтрация генерального баланса реакций осуществляется по скоростным коэффициентам чувствительности [5]:

$$E_{i,j}^{abs} = \frac{\partial c_i}{\partial k_j}, \quad (10)$$

$$E_{i,j}^{rel} = \frac{\partial \ln c_i}{\partial \ln k_j}, \quad (11)$$

где $E_{i,j}^{abs}$, $E_{i,j}^{rel}$ - соответственно абсолютные и относительные коэффициенты чувствительности i -ого компонента смеси по j -ой реакции.

Собственно фильтрация выполняется путем формального дифференцирования системы уравнений элементарных реакций:

$$v_{i\alpha} = \frac{dc_i}{dt} = f_i(k_j, c_m), \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial k_j} \left(\frac{dc_i}{dt} \right) = \frac{\partial}{\partial k_j} f_i(k_j, c_m), \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial c_i}{\partial k_j} \right) = \left(\frac{\partial f_i}{\partial k_j} \right)_{c_i, k_i \neq j} + \sum \left[\left(\frac{\partial f_i}{\partial c_m} \right)_{c_i \neq m, k_j} \left(\frac{\partial c_m}{\partial k_j} \right) \right], \quad (14)$$

$$\frac{\partial E_{i,j}^{abs}}{\partial t} = \left(\frac{\partial f_i}{\partial k_j} \right)_{c_i, k_i \neq j} + \sum \left[\left(\frac{\partial f_i}{\partial c_m} \right)_{c_i \neq m, k_j} E_{i,j}^{abs} \right], \quad (15)$$

что позволяет при фильтрации по относительным коэффициентам чувствительности сократить механизм реакций горения керосина до 267, что является приемлемым с точки зрения практических вычислений.

В работе проводится: а) моделирование основной зоны горения, фронта пламени и некоторого присоединенного участка распыления и конвекционного теплообмена при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,08$ и различном начальном диаметре капли в диапазоне от 15 до 25 мкм; б) моделирование аналогичного участка горения при фиксированном значении $d_0 = 20$ мкм и α в диапазоне от 1,04 до 1,14.

Физико-химические параметры пламени при различном начальном диаметре капель топлива

В ходе расчетов были получены поля параметров и характеристики горения в различные моменты времени при формально нестационарной постановке расчетной задачи. Значительный интерес представляет собой влияние размера начальной капли на тип горения в целом. На рис. 1, 2 представлены поля температуры вблизи зоны максимальных температур (вниз по потоку от фронта пламени) при $d_0 = 15$ мкм в различные контрольные моменты времени. В качестве рассматриваемого временного интервала был выбран промежуток в 1 с, поскольку колебания с частотой ниже 1 Гц в рассматриваемых пламенах, очевидно, маловероятны.

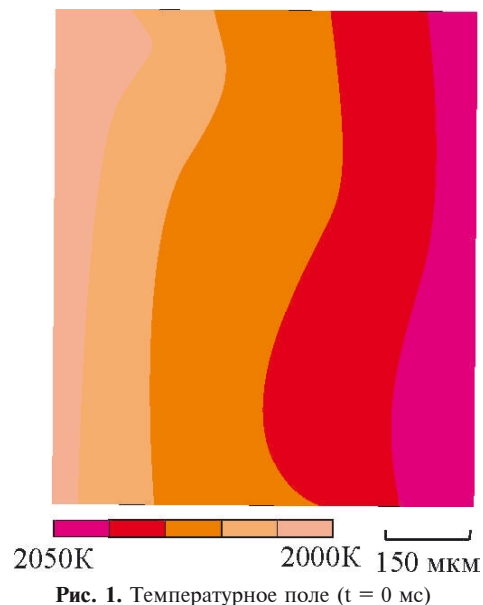


Рис. 1. Температурное поле ($t = 0$ мс)



Рис. 2. Температурное поле ($t = 80$ мс)

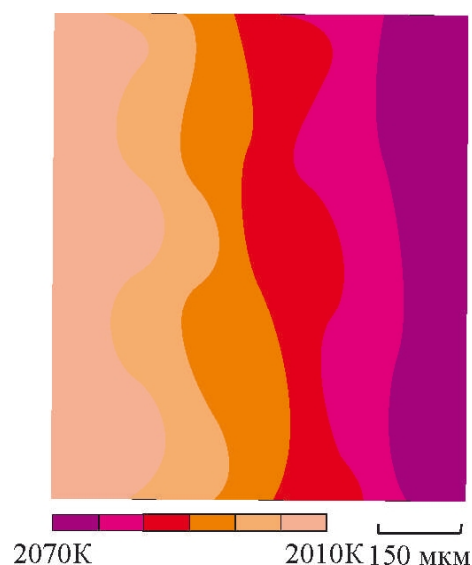


Рис. 4. Температурное поле ($t = 0$ мс)

Сравнительный анализ температурных полей демонстрирует в целом стационарный характер горения и постоянное распределение температуры в пространстве. Незначительное смещение изотерм, наблюдаемое для зон с $T = 2020 - 2040$ К, очевидно, связано с прохождением топливо-воздушных кластеров). Распределение характерных реагентов вдоль оси камеры сгорания в зоне первичного горения носит монотонный характер (см. рис. 3).

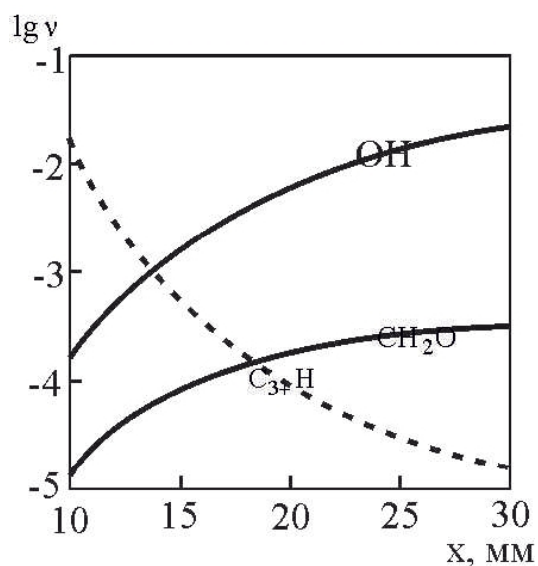


Рис. 3. Концентрация реагентов в зоне первичного горения

При начальном диаметре $d_0 = 20$ мкм были получены данные, свидетельствующие об изменившемся характере горения. Температурные поля параметров представлены на рис. 4, 5.



Рис. 5. Температурное поле ($t = 80$ мс)

Характер распределения температуры в целом аналогичен течению с $d_0 = 15$ мкм. Однако, как видно из рис. 4, температурное поле параметров носит более ярко выраженный градиентный характер и содержит поперечные волны малой амплитуды, еще более ярко выраженные при $t = 80$ мс на рис. 5. При этом помимо поперечных волн в пламени явно присутствуют продольные, связанные с пульсациями скорости горения и низкочастотными колебаниями фронта пламени. Смещение изотерм сопровождается ростом максимальной температуры (на рисунках не показано) и некоторым приростом итоговой для моделируемой зоны концентрации NO. Результаты

математического моделирования указывают на колебания скорости горения с переменной частотой (см. рис. 6).

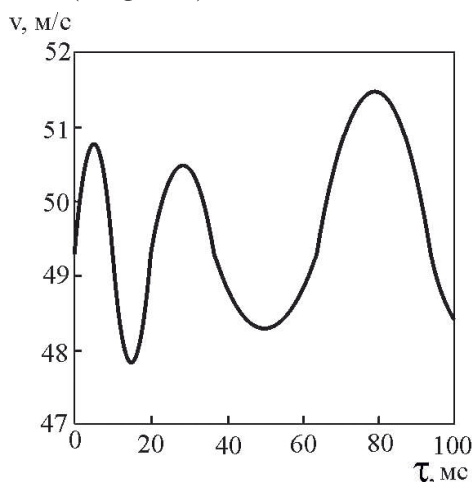


Рис. 6. Скорость горения

Весьма интересен тот факт, что несмотря на малую амплитуду колебаний скорости горения (менее 3 м/с), достаточно ярко выражен переменный характер этих колебаний. На протяжении временного интервала в 1 с наблюдается изменение мгновенной частоты колебаний скорости горения в диапазоне от 18 до 57 Гц, причем характер этих изменений аperiодичен. На данном этапе исследований не удалось установить однозначную взаимосвязь между данным эффектом и поперечными возмущениями температурных и концентрационных полей, однако можно с уверенностью утверждать, что наблюдаемый эффект обусловлен комплексом физико-химических факторов. Распределение концентраций реагентов подобны случаю с $d_0=15$ мкм, однако в контрольном сечении $x = 25$ мм наблюдаются колебания концентрации гидроксильных радикалов (рис. 7).

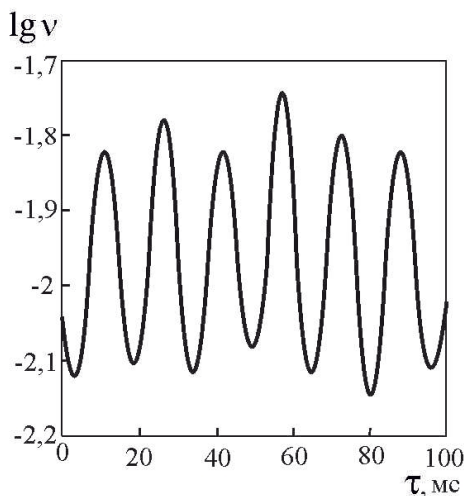


Рис. 7. Колебания концентрации ОН в контрольном сечении

Как видно из рис. 7, в отличие от скорости горения (и колебаний температуры) пульсации концентрации ОН носят периодический характер с практически постоянной амплитудой. При этом частота колебаний (72,3 Гц) также изменяется не более, чем на 1,1 Гц во всем наблюдаемом временном интервале, и почти всегда значительно превышает частоту колебаний скорости горения. Физико-химическая природа этого эффекта подлежит дальнейшему изучению, однако очевидно, что для наблюдаемых сравнительно слабых колебаний температуры в контрольном сечении производство гидроксильных радикалов при достаточно высоком содержании алкильных и прочих остаточных углеводородных соединений слабо зависит от температуры среды, а, следовательно, и непосредственно от скорости горения. Возникающие колебания молярной доли радикала ОН обусловлены, по-видимому, неким более сложным химическим механизмом, природа которого связана с процессами в непосредственной окрестности фронта пламени и/или сечения воспламенения топлива, где наблюдаются быстрые реакции с участием слабо расщепленных углеводородов. Известно [8], что вышеназванные зоны пламени содержат ряд короткоживущих соединений, практически отсутствующих на прочих участках горения. Вполне вероятно, что именно скоростью расщепления этих веществ и определяется природа колебаний концентраций гидроксила.

С ростом d_0 нестационарные эффекты горения проявляются более выражено, согласно полученным при моделировании горения с начальным диаметром капли 25 мкм. На рис. 8 и 9 представлены температурные поля для данных условий.

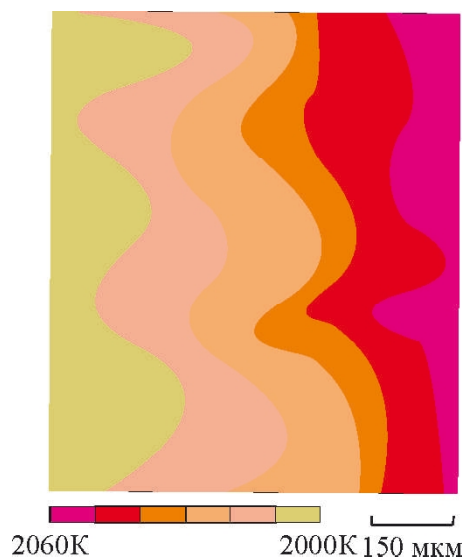


Рис. 8. Температурное поле ($t = 0$ мс)



Рис. 9. Температурное поле ($t = 80$ мс)

В данном случае, как видно из рис. 8 и 9, колебания полей температуры происходят с большей амплитудой, чем в двух предыдущих случаях. Поскольку масштаб колебаний сопоставим с диаметром каплей, хотя и превосходит его почти на порядок, можно с высокой достоверностью утверждать, что одной из основных причин наблюдаемой нестационарности является пространственная структура течения, для каплей большого начального диаметра характеризуемая значительными градиентами концентраций топлива и других реагентов. Очевидно, существенную роль в возникновении нестационарных процессов играет также тот факт, что в рассматриваемые пламена весьма близки к стехиометрическому и, следовательно, обладают большей по сравнению с бедными пламенами неоднородностью вблизи поверхностей испаряющихся каплей топлива.

Скорость горения пульсирует с большей, чем в предыдущем случае, амплитудой (см. рис. 10), но при этом характер колебаний значительно более гармоничный, а частота колебаний в целом уменьшается, что подтверждает гипотезу о влиянии смешанных топливовоздушных кластеров на возникновение и формирование колебаний.

В ходе численного моделирования была, как и в предыдущем случае, выявлена закономерность изменения молярной доли гидроксильного радикала OH от времени, в логарифмической форме представленная на рис. 11.

Как видно из рис. 11, рост d_0 приводит к некоторому увеличению амплитуды колебаний концентрации OH, но очень слабо влияет на частоту этих колебаний. Согласно данным различных исследователей [2, 5, 8], для темпе-

ратур свыше 1900 K выход гидроксила в целом практически не зависит напрямую от температуры среды и обуславливается исключительно химическим составом зоны горения. Очевидно, аналогично и колебания концентрации OH слабо связаны с колебаниями температуры в контрольной зоне.

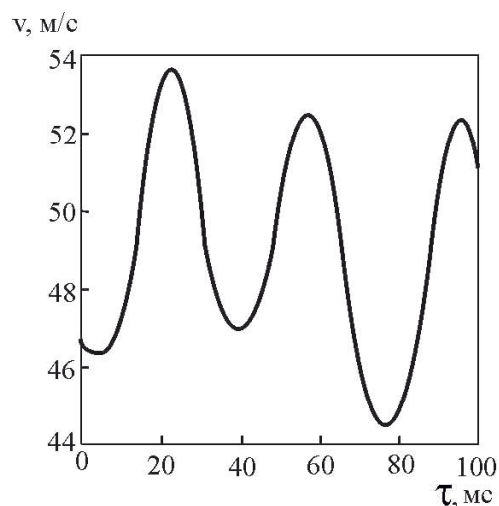


Рис. 10. Скорость горения

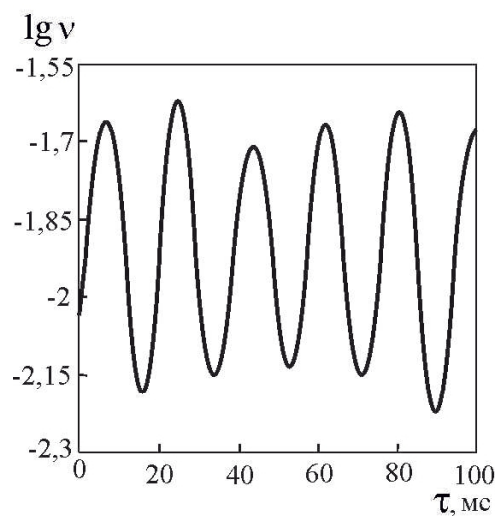


Рис. 11. Колебания концентрации OH в контрольном сечении

Весьма интересным с точки зрения изучения структуры пламени является тот факт, что во всех трех рассмотренных случаях концентрация атомарного кислорода O колеблется с очень слабой амплитудой (амплитуда по молярной доле менее 10^{-6}) и с частотой, равной частоте пульсаций поля температур, что указывает на превалирование термического высокотемпературного механизма генерации O в зоне горения при рассматриваемых условиях. В то же время на начальном участке горения наблюдается постоянство содержания H_2O и CH_2O во всем

диапазоне рассматриваемых условий. Данный факт свидетельствует об устойчивости механизмов образования данных веществ к низкочастотным колебаниям температуры и концентрации гидроксила.

Мольная доля NO в моделируемой зоне демонстрирует пульсацию с довольно большой относительно мольной доли данного реагента амплитудой, однако частота этих колебаний меньше даже минимальных частот колебаний скорости горения (16,4 Гц, согласно данным численных экспериментов). В целом наблюдается традиционная для керосиновых пламен тенденция увеличения концентрации NO по мере роста диаметра капель. В силу незначительных отличий между эмиссионными показателями моделируемых режимов на данном этапе представляется затруднительным дифференцировать провоцирующее воздействие колебаний скорости горения и поля температур и влияние размера капли на генерацию NO.

В целом, анализируя результаты математического моделирования, можно отметить неоднородный характер нестационарного горения при различных начальных диаметрах капель топлива и нелинейную взаимосвязь между скоростью горения и концентрациями реагентов. Полученные данные позволяют утверждать о существовании локальных нестационарных эффектов в первичной зоне горения с масштабом 50 - 300 мкм и малоамплитудных колебаниях скорости горения, оказывающих влияние на распределение температуры и других величин при горении керосина.

Зависимость параметров пламени от коэффициента избытка воздуха в первичной зоне горения

Помимо размеров капель топлива, существенное влияние на процесс горения и развитие нестационарных явлений в пламени оказывает коэффициент избытка воздуха в первичной зоне горения. Стехиометрическое горение не рассматривается в данной работе из-за дополнительных трудностей моделирования, связанных с описанием течения вблизи сопряженных интенсивно испаряющихся капель и возникновения локально богатых участков горения [9]. В ходе численных экспериментов были подвергнуты математическому моделированию участки зоны первичного горения при $d_0=20$ мкм и получены результаты в виде полей параметров и зависимостей характерных показателей пламени от коэффициента избытка воздуха.

Большой интерес представляет влияние варьируемого параметра на колебания скорости горения, концентраций типичных реагентов и итоговое содержание NO. Как было установ-

лено, коэффициент избытка воздуха оказывает существенное влияние на наличие и природу колебаний большинства параметров пламени, в первую очередь - скорости горения и генерацию оксида азота (II). На рис. 12, 13 представлена зависимость средней и максимальной частоты и амплитуды колебаний скорости горения от параметра соответственно.

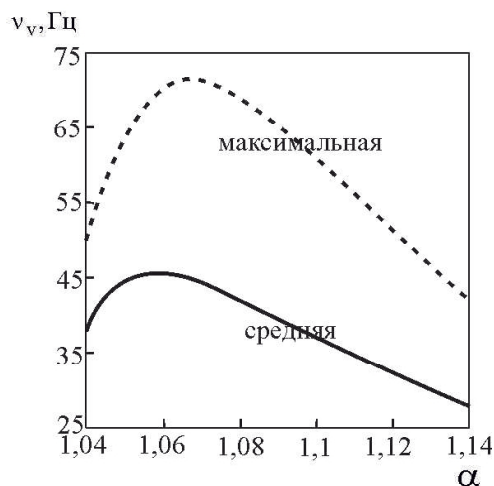


Рис. 12. Зависимость частоты колебания скорости горения от первичной зоны

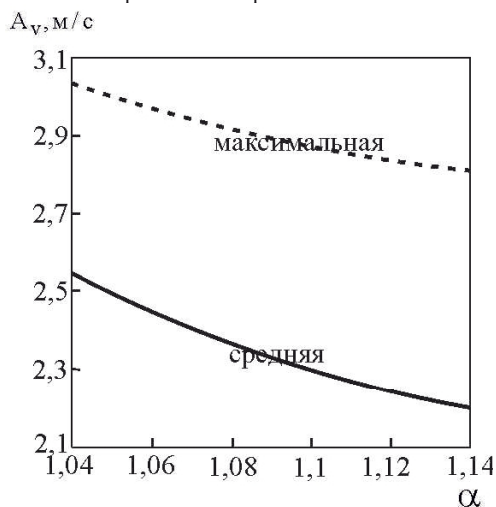


Рис. 13. Зависимость амплитуды колебания скорости горения от первичной зоны

Как видно из приведенных на рис. 12 графиков, средняя и максимальная частоты пульсаций v , имея максимумы при $\alpha = 1,06...1,07$, затем монотонно снижаются, что вполне согласуется с уменьшением концентрации капель топлива в смеси, а следовательно - и связанных с ними нестационарных явлений. Наличие максимума, очевидно, обусловлено особенностями испарения капель при рассматриваемых условиях.

Итоговое и максимальное содержание NO в зоне горения также является функцией α . На

рис. 14 представлена зависимость этих величин от коэффициента избытка воздуха в первичной зоне горения.

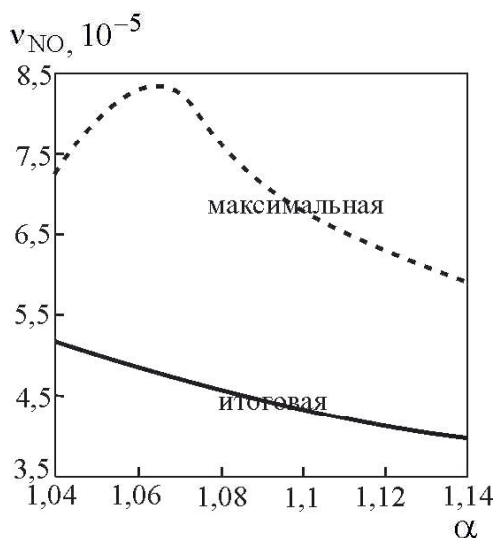


Рис. 14. Мольная доля оксида азота (II)

Как видно из рис. 14, итоговая концентрация NO на выходе из первичной зоны горения монотонно снижается по мере обеднения смеси, а максимальная - имеет экстремум при значениях α , соответствующих экстремуму частоты колебания скорости горения.

В целом по результатам математического моделирования удалось установить, что при высокотемпературном горении со значениями коэффициента избытка воздуха, близкими к единице, и начальном диаметре капель свыше 20 мкм в первичной зоне возникают нестационарные процессы, оказывающие влияние на скорость горения и производство промежуточных и конечных продуктов сгорания. При этом частоты колебаний скорости горения и температурных полей не совпадают с частотами колебаний концентраций гидроксильных радикалов и других важных веществ, формирующих структуру пламени. Влияние коэффициента

избытка воздуха первичной зоны на эмиссионные, физико-химические и термодинамические показатели пламени нелинейно и, видимо, связано с процессами испарения и выгорания капель топлива. Установленные факты имеют существенную теоретическую и прикладную ценность и являются базисом для дальнейших исследований микроструктуры пламен.

Литература

1. Вильямс Ф.А. Теория горения: пер. с англ. [Текст] / Ф.А. Вильямс. – М.: Наука, 1971. – 616 с.
2. Законы горения [Текст] / под общ. ред. Ю.В. Полежаева. – М.: Энергомаш, 2006. – 352 с.
3. Godsave G.A.E. Studies of the combustion of drops in a fuel spray – the burning of single drop in fuel [Text] / G.A.E Godsave // Proc. 4th Symposium on Combustion. – Williams and Wikings Co., Baltimore, 1953. – PP 818 – 830.
4. Correa S.M. A review of NO_x formation under gas-turbine combustion conditions / S.M. Correa [Text] // Comb. Sci. Techn., 1992. – № 87:329.
5. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ [Текст] / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.
6. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, 1994. – PP. 1598-1605.
7. Оран Э. Численное моделирование реагирующих потоков [Текст] / Э. Оран, Дж. Борис. – М.: Мир, 1990. – 660с.
8. Bamford C.H. Comprehensive chemical kinetic: in 22 vol. [Text] / C.H. Bamford, G.F.S. Tipper (ed.). – Elsevier, Amsterdam/ Oxford / NY. – 1968 – 1985. – 22 vol.
9. Fristrom R.M. Flame structure and processes [Text] / R.M. Fristrom. – Oxford/NY, 1995. – 675 p.

Поступила в редакцию 10.06.2015

Д.А. Долматов. Порівняльний аналіз фізико-хімічних параметрів високотемпературних полум'їв

Стаття містить результати математичного моделювання повітряно-вуглеводневих полум'їв з температурою зони первинного горіння вище 1900 К при різноманітному хімічному складі зони полум'я, що моделюється, та різних умовах горіння. Вивчені особливості виникнення, розвитку та вищухання нестационарного горіння з низькими частотами коливання швидкості горіння і температури у контрольних перерізах при специфічних співвідношеннях між початковим діаметром краплини палива та коефіцієнтом надлишку повітря для полум'їв, що за складом близькі до стехіометричного.

Ключові слова: швидкість горіння, поле температури, низькочастотні коливання, нестационарне горіння, молярна доля, хімічний склад.

D.A. Dolmatov. Comparative analysis of high temperature flames physical and chemical parameters

The article contents the results of the mathematical modeling of the air-hydrocarbon flames with primal combustion zone temperature higher than 1900K, with various combustion terms and primal combustion zone chemical composition. The features of initiation, progress and degeneration of transient combustion with burn rate and temperature low oscillation frequency have been studied. There were investigated influences of drop initial diameter and excess-air coefficient on the combustion properties for mixtures which are close to stoichiometric.

Key words: *burn rate, temperature field, low frequency oscillation, transient combustion, molar part, chemical composition.*

УДК [536. 46:533.7]:662.613.12.001.57

В.А. ЩУКИН, Ф.М. ВАЛИЕВ, О.В. ДУНАЙ*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева
(КНИТУ-КАИ)*

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В АВИАДВИГАТЕЛЯХ ПРИ ДВУХСТАДИЙНОМ ПРОЦЕССЕ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Представлены результаты расчетной оценки образования газообразных токсичных веществ (НС, СО и NO_x) при двухстадийном процессе сжигания топлива в зависимости от доли топлива, сжигаемого в первой стадии при давлении в камере сгорания равному 10⁵ Па, температуре воздуха на входе в камеру 500 К, суммарном коэффициенте избытка воздуха равному 4,0.

Ключевые слова: горение, однородная топливовоздушная смесь, стадийное сжигание топлива, эмиссия токсичных веществ.

Опубликован ряд книг [1,2,3], где приводятся основные методы снижения эмиссии токсичных веществ, а также отдельные результаты, показывающие эффективность тех или иных методов в конкретных конструкциях камер сгорания. Эти методы следующие:

- обеднение состава смеси в зоне горения жаровой трубы;
- интенсификация процесса распыливания;
- испарение топлива и смешение с воздухом во фронтном устройстве жаровой трубы;
- предварительная подготовка горючей смеси до поступления в зону горения жаровой трубы;
- применение регулируемых по распределению воздуха и топлива конструкций камер сгорания;
- многостадийное (ступенчатое) сжигание топлива;
- многозонное сжигание топлива;
- использование рециркуляции продуктов горения;
- впрыск воды и использование добавок к топливу;
- использование каталитических поверхностей и прочее.

Несмотря на большое разнообразие методов уменьшения выбросов токсичных веществ, эффекты от внедрения этих мероприятий различны для различных токсичных компонент, зависят от конкретных условий. Проанализированные [4, 5] физико-химические закономерности выхода токсичных веществ в различных типах пламен и предложенный подход при их моделировании, позволяют количественно оценить эффективность различных методов применительно к конкретным условиям.

Для значительного уменьшения выбросов всех токсичных веществ авиадвигателями наибольший интерес представляют два метода: организация в камере сгорания сжигания предварительно подготовленной смеси бедного состава и организация многостадийного (ступенчатого) процесса сжигания.

Преимущества предварительного испарения жидкого топлива и его смешение с воздухом перед сжиганием заключаются в том, что с обеднением смеси от стехиометрии наблюдается одновременное снижение практически всех основных токсичных веществ. При этом максимальное обеднение смеси ограничено пределами стабилизации пламени и устойчивым распространением его в поток горючей смеси. Вблизи пределов распространения пламени и устойчивого горения из-за эффекта гашения пламени (прекращение реакций горения) происходит резкое увеличение выбросов несгоревших углеводородов (НС), окиси углерода (СО) и уменьшение выбросов окислов азота (NO_x). Существенное снижение выбросов НС, СО и NO_x в камерах сгорания при этом могут быть достигнуты при условии, когда время пребывания газа в зоне горения жаровой трубы достаточно для завершения процесса устойчивого горения бедной смеси, а избыточный воздух подводится всегда за пределами факела пламени и исключается эффект гашения пламени избыточным компонентом.

В этих условиях выбросы НС, СО и NO_x из камеры сгорания определяются закономерностями их выхода в пределах зоны горения предварительно подготовленных смесей и закономерностями их изменения в послепламенной области по закономерностям простой кинетики, осложненной процессом смешения

избыточным воздухом в течение времени пребывания на участке зоны смешения камеры сгорания. Подобные условия протекания процесса горения практически могут быть реализованы лишь в камере сгорания изменяемой геометрии.

Однако практическая реализация таких условий сжигания жидкого топлива требует решение ряда технических задач:

- обеспечение надлежащего предварительного испарения и смешения топлива с воздухом;
- обеспечение условий стабилизации пламени при работе камеры сгорания на различных режимах эксплуатации;
- обеспечение неизменного состава смеси в зоне горения;
- исключение эффекта гашения пламени избыточным компонентом по режимам работы двигателя и т.п.

Преимущества двухстадийного метода сжигания топлива и особенности образования HC , CO и NO_x при этом можно проиллюстрировать на примере идеализированной камеры сгорания. Расчетная схема этой камеры представлена на рис. 1.

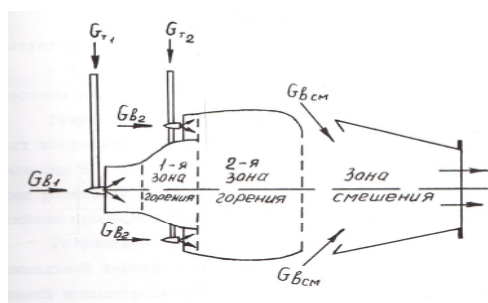


Рис. 1. Идеализированная схема камеры сгорания с двухстадийным процессом сжигания топлива

Для примера положим, что давление в камере сгорания равно 10^5 Па, температура воздуха на входе в камеру 500 К, суммарный коэффициент избытка воздуха равен 4,0. Принимаем, что общий расход топлива и общий расход воздуха поддерживается неизменным, процессы испарения и смешения топлива с воздухом протекают мгновенно, горение в 1-ой и во 2-ой стадиях реализуется в ламинарном режиме течения.

Для простоты расчетов дополнительно накладываем следующие ограничения:

- суммарный коэффициент избытка воздуха в 1-ой и во 2-ой зонах горения равен единице;
- время пребывания в 1-ой и во 2-ой зонах тождественно равно соответствующим значениям времени горения;
- на границе между 1-ой и 2-ой зонами го-

рения происходит мгновенное смешение продуктов горения 1-ой зоны с топливоздушной смесью 2-ой зоны;

- продукты горения 2-ой зоны мгновенно перемешиваются с воздухом зоны смешения и все химические реакции замораживаются.

По уравнениям кинетических кривых изменения HC , CO и NO_x в пределах зоны горения ламинарного пламени [4] были рассчитаны эмиссионные характеристики камеры сгорания в зависимости от доли топлива, сжигаемого в первой стадии

$$g_{T1} = G_{T1} / (G_{T1} + G_{T2}).$$

Расчеты выполнялись для трех характерных случаев:

- первый случай, когда горение в 1-ой стадии организуется при местном постоянном коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,5$ в диапазоне $g_{T1} = 0 \dots 0,66$, а в пределах $g_{T1} = 0,66 \dots 1,0$ значение α изменяется от 1,5 до 1,0 в соответствии с ограничением стехиометричности суммарного состава в зонах горения;
- второй случай, когда горение в 1-ой и во 2-ой стадиях организуется при стехиометрическом составе смеси;
- третий случай, когда горение в 1-ой стадии организуется при местном постоянном коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,6$.

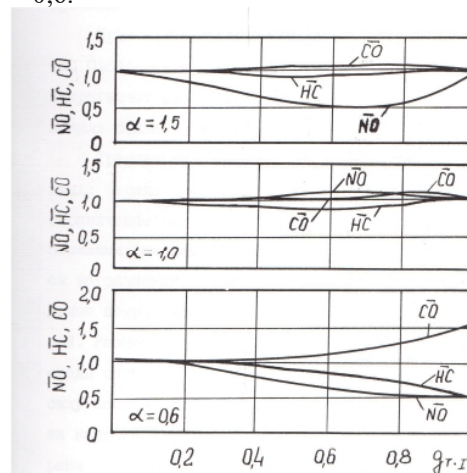


Рис. 2. Расчетные зависимости концентраций HC , CO и NO_x от доли топлива, сжигаемого в первой стадии

Результаты расчетов представлены на рис. 2 в относительных координатах, т.е. по оси ординат отложены отношения индексов эмиссии HC , CO и NO_x камеры с двухстадийным процессом сжигания топлива к соответствующим индексам эмиссии камеры сгорания с одностадийным процессом сжигания при прочих равных условиях. По оси абсцисс – доля топлива

сжигаемого в первой стадии.

Результаты расчетов свидетельствуют, что, несмотря на постоянство максимальной температуры горения, и термодинамических равновесных значений концентраций HC , CO и NO_x (при $\bar{\tau} = \infty$), стадийность сжигания топлива оказывает влияние на выбросы при малых временах пребывания (при $\bar{\tau} = 1,0$).

Характерно, что при двухстадийном процессе сжигания топлива не ожидается заметного одновременного снижения выбросов HC , CO и NO_x .

С точки зрения максимального снижения выбросов HC , CO и NO_x желательнее сжигание всего топлива в 1-ой стадии при переобогащенных составах с последующим дожиганием продуктов горения во 2-ой стадии, хотя в этих условиях возникает проблема уменьшения выбросов CO .

Сжигание топлива в 1-ой стадии при переобогащенных составах эффективно с точки зрения уменьшения выбросов NO_x , а выбросы HC , CO при этом не претерпевают заметных изменений.

В соответствии с полуэмпирическими закономерностями изменения HC , CO и NO_x стадийность сжигания топлива оказывает влияние на выбросы через кинетику, в част-

ности, посредством изменения неравновесных условий протекания реакций в пламени.

Литература

1. Канило П.М., Токсичность ГТД и перспективы использования водорода. К. Наукова думка, 1982, 140 с.
2. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени. Пер. с англ. Под ред. Чигир Н.А. М. Машиностроение, 1981, 407 с.
3. Христинич В.А., Тумановский А.Г. Газотурбинные двигатели и защита окружающей среды. К. Техника, 1983, 144 с.
4. Шукин В.А., Валиев Ф.М., Дунай О.В. Физико-химическая модель выхода несгоревших углеводородов из ламинарного пламени однородной смеси. Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, № 1, Казань, Изд-во Казан. гос. тех. ун-та, 2010 г.
5. Шукин В.А., Валиев Ф.М., Дунай О.В., Шукин Ф.В. Моделирование образования токсичных веществ в турбулентном пламени однородной смеси. Материалы VI Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики АНТЭ-2011». Казань, Изд-во Казан. гос. техн. ун-та; т.1; 2011 г.

Поступила в редакцию 10.06.2015

В. А. Шукин, Ф. М. Валиев, О. В. Дунай. Особенности утворення газоподібних токсичних речовин в авіадвигунах при двостадійному процесі спалювання палива

Представлено результати розрахункового оцінювання утворення газоподібних токсичних речовин (HC , CO і NO_x) при двостадійному процесі спалювання палива залежно від частки палива, що спалюється в першій стадії при тиску у камері згоряння рівному 105 Па, температурі повітря на вході в камеру 500 К, сумарному коефіцієнті надлишку повітря рівному 4,0.

Ключові слова: горіння, однорідна паливоповітряна суміш, стадійне спалювання палива, емісія токсичних речовин.

V.A. Schukin, F.M. Valiyev, O.V. Dunai. Peculiarities of gaseous toxic substances formation in aircraft engines as a result of two-stage fuel burning

The main idea of the article is to provide the reader the results of estimation of gaseous toxic substances formation during two-stage process of fuel burning depending on the fraction of fuel burnt at the first stage in the combustion chamber at pressure equal to 105 Pa, combustion chamber inlet temperature of 500 K and total excess air factor equal to 4.0.

Key words: burning, uniform fuel mixture, stage fuel burning, emission of toxic substances.

УДК 621.438

**А. В. СМИРНОВ, А. Н. ЩЕДРЕНКОВ, О. Н. ЩЕРБАКОВ, А. Ю. КАРУЦКИЙ,
В. П. ПАРАФЕЙНИК**

ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе», г. Сумы, Украина

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ВЫХЛОПНЫХ ТРАКТАХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ ДУ80Л1

В работе представлены результаты численного исследования течения газа в двух вариантах выхлопных трактов с газоходами прямоугольного и круглого сечения для газоперекачивающих агрегатов типа ГПА-Ц-25С с приводом на базе газотурбинного двигателя ДУ80Л1. В результате исследований было определено суммарное сопротивление указанных выхлопных трактов, а также выполнен анализ потерь давления и структуры течения в его элементах. По результатам анализа полученных данных были определены направления дальнейших расчетных и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование проточной части выхлопных трактов.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, газотурбинный привод, выхлопной тракт, газоотводное устройство, численное исследование, гидравлическое сопротивление, зоны возвратных течений.

Введение

В настоящее время на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов преимущественное применение получили газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с газотурбинным приводом (ГТП).

Как показывает опыт создания блочно-контейнерных и блочно-модульных ГПА, конструкция выхлопного тракта (ВТ) агрегата оказывает существенное влияние на энергетические, проектно-конструкторские и экологические характеристики агрегатов и КС, создаваемых на их основе. Это обусловлено следующими факторами:

гидравлические потери в ВТ оказывают существенное влияние на эффективность ГТП в составе агрегата;

конструкция ВТ определяет компоновочную схему ГПА и межагрегатные расстояния на площадке КС и, следовательно, ее схему;

конструкция ВТ существенно влияет на экологическую обстановку в районе КС, т.к. газотурбинный двигатель (ГТД) является источником химического, акустического и теплового загрязнения окружающей среды.

Таким образом, совершенствование ВТ является разноплановой и весьма актуальной научно-технической задачей.

Учитывая ограниченные возможности настоящей публикации и особую актуальность задачи повышения к.п.д. ГТП, т.е. снижения энергозатрат на транспортировку газа, в настоящей работе представлены результаты

расчетно-исследовательских и конструкторских работ, посвященных созданию более эффективного ВТ для агрегатов типа ГПА-Ц-25С, создаваемых на основе ГТД судового типа ДУ80Л1 конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев).

Как известно, одним из факторов, определяющих эффективность работы ГПА с ГТП, является величина гидравлического сопротивления ВТ. Снижение потерь в ВТ увеличивает срабатываемый на свободной турбине перепад давления, что повышает экономичность агрегата. Согласно [1] снижение потерь полного давления в выхлопном тракте на 1000 Па приводит к увеличению к.п.д. ГТП примерно на 1%.

В настоящем исследовании на основе численного анализа особенностей течения выхлопных газов ГТД в проточной части ВТ обоснована его новая, конструктивная схема для блочно-модульных ГПА – более эффективная по уровню гидравлических потерь, более технологичная в производстве и имеющая меньшие массогабаритные характеристики.

1. Состояние вопроса

Исследованию течений в элементах ВТ ГТД посвящено большое количество работ. В [1] проанализирован вклад элементов ВТ ГПА в блочно-контейнерном исполнении в суммарное сопротивление ВТ. Согласно представленным данным 75% потерь давления приходится на осерадиальный диффузор, 15 – 20% на сборную камеру, а остальные – на потери в переход-

ном диффузоре и шумоглушителе. Авторами также представлены результаты модельных испытаний различных вариантов улиток для ГТД НК-12СТ и НК-16СТ, отличавшихся геометрией осерадиальных диффузоров и сборных камер. В результате исследования были сформулированы рекомендации по выбору степени раскрытия осерадиального диффузора и его относительной длины. В [2] представлены основные требования, предъявляемые к ВТ, подходы к его проектированию, а также результаты модельных испытаний газоотводных устройств коленного и улиточного типа. Авторы достигли снижения потерь полного давления за счет установки системы дефлекторов в проточную часть газоотводных устройств. В [3] приведены экспериментальные исследования осерадиальных диффузоров выхлопных патрубков ГТД с различными геометрическими характеристиками. В [4] представлены результаты модельных испытаний газоотводного устройства коленного типа. Авторами исследовалось влияние кривизны средней линии газоотвода, а также длины отводящего патрубка на его сопротивление. В результате были получены рекомендации по выбору длины патрубка, устанавливаемого за моделью в зависимости от относительного радиуса кривизны средней линии газоотводного устройства.

Большой вклад газоотводных устройств в суммарное сопротивление ВТ обусловило повышенное внимание к исследованию их эффективности, в то время как проектирование всех последующих элементов в лучшем случае осуществлялось с учетом простейших рекомендаций [5], не учитывающих особенностей течения на выходе из газоотводных устройств, а также взаимного влияния элементов ВТ. На практике такой подход зачастую приводит к ухудшению характеристик элементов ВТ и снижению прогнозируемого уровня потерь.

Исключением может считаться работа [6], в которой представлены результаты модельных исследований улитки совместной с ВТ для агрегатов типа ГПА-Ц-6,3 в блочно-контейнерном исполнении. Кроме аэродинамического совершенства автор затрагивает важную проблему термо- и вибропрочности выхлопной шахты и акцентирует внимание на том, что разрушения в ВТ возникают из-за сильных вибраций, обусловленных развитыми отрывными течениями. С целью уменьшения вибрации в существующей выхлопной системе и снижения потерь давления в ней, автором были проведены модельные испытания ВТ в компоновке «улитка – диффузор – шумоглушитель». Улучшение аэродинамической эффективности ВТ было достигнуто при снижении скорости на выходе

из осерадиального диффузора улитки за счет увеличения степени его раскрытия, а также за счет применения диффузора выхлопа с эквивалентным углом раскрытия 22° и ступенькой на выходе из него, обеспечивающей устойчивый отрыв потока, благодаря чему вибрации не передавались на стенки диффузора. Для уменьшения эквивалентного угла раскрытия в диффузоре были установлены перегородки, разделяющие его на каналы с меньшими углами раскрытия.

В последнее время более широкое применение находят ГПА в индивидуальных укрытиях ангарного типа. Их основным преимуществом является удобство эксплуатации и обслуживания, что особенно важно для регионов с суровыми климатическими условиями. Ввиду особенностей компоновки агрегатов ангарного типа их ВТ имеют горизонтальный и вертикальный участки. Это неизбежно приводит к увеличению гидравлических потерь по сравнению с ВТ ГПА в блочно-контейнерном исполнении. Поэтому вопрос аэродинамического совершенства ВТ для ГПА ангарного типа особенно актуален. Однако в известной литературе информация по исследованиям ВТ ГПА ангарного типа не представлена.

Традиционно при доводке ВТ использовались экспериментальные методы. Это обуславливало большие объемы испытаний, увеличение сроков и стоимости опытно-конструкторских работ. Однако в настоящее время появилась возможность детального моделирования физических процессов средствами вычислительной гидрогазодинамики, которые позволяют относительно оперативно по сравнению с физическим экспериментом получить информацию по газодинамической эффективности исследуемых объектов.

2. Объект исследования

На рис. 1 представлена схема ВТ производства ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе» (далее ПАО).

ВТ состоит из улитки 1, горизонтального и вертикального участков, соединенных с помощью газоотвода 8. Горизонтальный участок состоит из системы диффузоров 1-й и 2-й ступени (3 и 6, соответственно), а также компенсаторов 2, 5, 8 и проставок 4, 7. Система диффузоров предназначена для уменьшения скорости потока выхлопных газов с целью снижения потерь полного давления, а также обеспечения рекомендуемой скорости потока в каналах шумоглушителя (не более 30 м/с). Длина горизонтального участка составила 13,3 м, площадь проходного сечения ВТ перед газоотводом 16 м^2 . Вертикальный участок

состоит из проставки 10, шумоглушителя выхлопа 11, который снижает уровень шума ГТД до пределов, соответствующих санитарным нормам, переходника 12, предназначенного для перехода ВТ с прямоугольного сечения на круглое, выхлопной трубы 13 для отвода выхлопных газов в атмосферу на высоту, обеспечивающую их рассеивание до предельно допустимой концентрации и зонта 14, предназначенного для защиты проточной части ВТ от атмосферных осадков. Высота ВТ от нулевой отметки до среза выхлопной трубы составляет 25 метров.

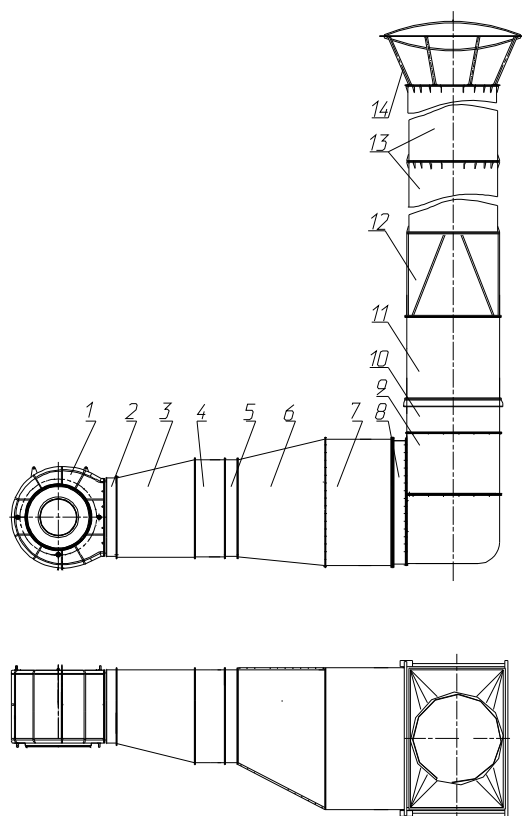


Рис. 1. Конструктивная схема существующего выхлопного тракта агрегата ГПА-Ц-25-С:

- 1 – улитка, 2 – компенсатор 1-й ступени,
- 3 – диффузор 1-й ступени, 4 – переходник 1-й ступени,
- 5 – компенсатор 2-й ступени,
- 6 – диффузор 2-й ступени, 7 – проставка,
- 8 – компенсатор 3-й ступени, 9 – газоотвод,
- 10 – проставка, 11 – шумоглушитель,
- 12 – переходник, 13 – труба выхлопа, 14 – зонт

В ГПА производства ПАО используются ВТ с газоходами прямоугольного сечения, применение которых имеет следующие недостатки:

Сложность и трудоемкость изготовления из-за большого количества сварных швов.

Коэффициент запаса прочности сварных швов ниже, чем у основного металла газоходов. К тому же сварные швы представляют собой

концентраторы напряжений, что снижает надежность конструкции.

В результате температурных расширений в углах блоков ВТ возникают зоны повышенных напряжений, что также негативно сказывается на надежности ВТ.

Одним из способов борьбы с указанными недостатками может стать применение ВТ с газоходами круглого сечения. Возможным препятствием для его применения могут быть увеличенные габаритные размеры блоков (по сравнению с ВТ с газоходами прямоугольного сечения), которые в свою очередь ограничиваются предельными транспортными габаритами.

Исходя из вышесказанного, целью данной работы была разработка конструкции ВТ с газоходами круглого сечения, которая обеспечивала бы приемлемый уровень потерь и соответствовала требованиям транспортного габарита.

3. Методика численного моделирования

Численное исследование выполнено с помощью программного комплекса ANSYS CFX.

Расчеты были выполнены с использованием тетраэдрических сеток, созданных с помощью сеточного генератора ANSYS Meshing. Количество элементов сетки для рассчитанных вариантов составило ~18 млн. элементов.

Учитывая большие значения суммарного коэффициента избытка воздуха и стехиометрического коэффициента в камере сгорания двигателя ДУ80Л1, отличие свойств выхлопных газов от свойств воздуха не учитывалось.

Расчеты были выполнены для номинального режима работы ГТД. Течение на входе в ВТ принималось равномерным, направленным по нормали к входному сечению улитки. В качестве граничных условий на входе в улитку задавались массовый расход воздуха $\dot{m} = 87$ кг/с и его статическая температура $t = 480$ °С; на выходе – граничное условие типа Opening с нулевым избыточным давлением. Течение принималось адиабатическим; на внутренних поверхностях стенок задавалось граничное условие «прилипания». Расчеты были выполнены с использованием k-ε модели турбулентности.

4. Анализ полученных результатов

Прежде всего было исследовано течение в существующей конструкции ВТ с газоходами прямоугольного сечения.

Согласно результатам расчетов потери полного давления в ВТ составили 2178 Па, из которых 1151 Па составляют потери в улитке, 606 Па – на горизонтальном участке, 172 Па – в поворотном газоотводе, 96 Па – в шумоглуши-

теле, 153 Па – в конфузорном переходнике и выхлопной трубе.

С точки зрения величины гидравлических потерь существующая конструкция ВТ удовлетворяет требованиям, выдвигаемым производителем ГТД. Однако анализ структуры течения выявил ряд недостатков существующей конструкции и возможных путей ее усовершенствования.

На рис. 2 представлены линии тока в исходном варианте ВТ. Из рис. 2 видно, что характер течения в ВТ имеет сложную пространственную структуру со множеством вихревых зон и зон обратного течения. Неравномерность течения выхлопных газов в ВТ приводит к повышению гидравлических

потерь, ухудшению шумовых характеристик, а также, что очень важно, к значительному по амплитуде колебанию давления в нем, что в свою очередь создает динамические нагрузки на конструктивные элементы ВТ и может привести к их разрушению.

Неравномерность течения в ВТ, прежде всего, связана с особенностями структуры течения на выходе из улитки. Как видно из рисунка 3а, течение на выходе из улитки обладает симметричной закруткой, которая возникает в результате поворота потока, натекающего на обечайку улитки после выхода из осерадиального диффузора (рис. 3б). Эта закрутка сохраняется до выходного сечения улитки и распространяется вниз по течению вплоть до газоотвода.

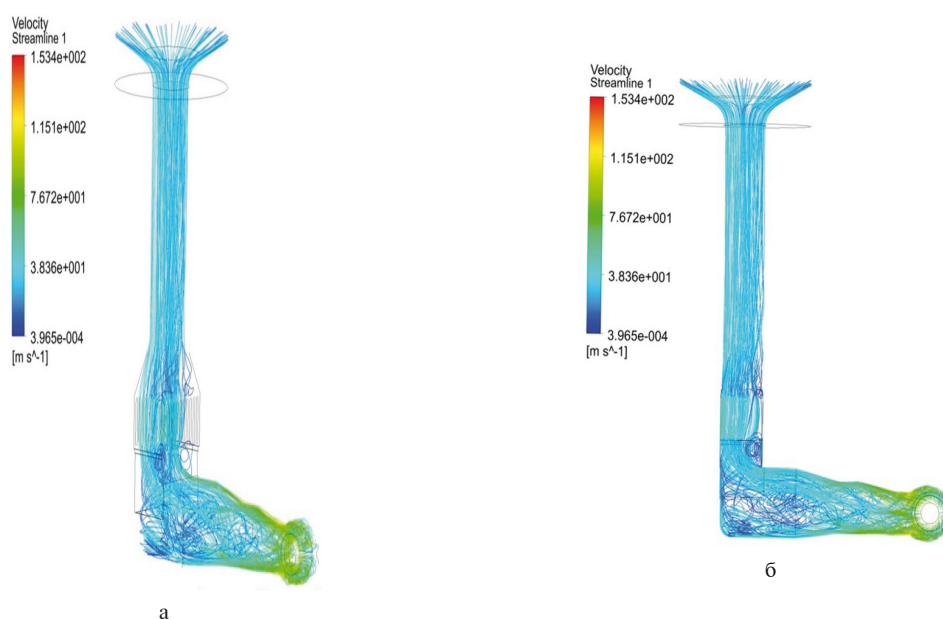


Рис. 2. Линии тока в выхлопном тракте агрегата типа ГПА-Ц-25С:
а – пространственное отображение; б – вид со стороны ГТД

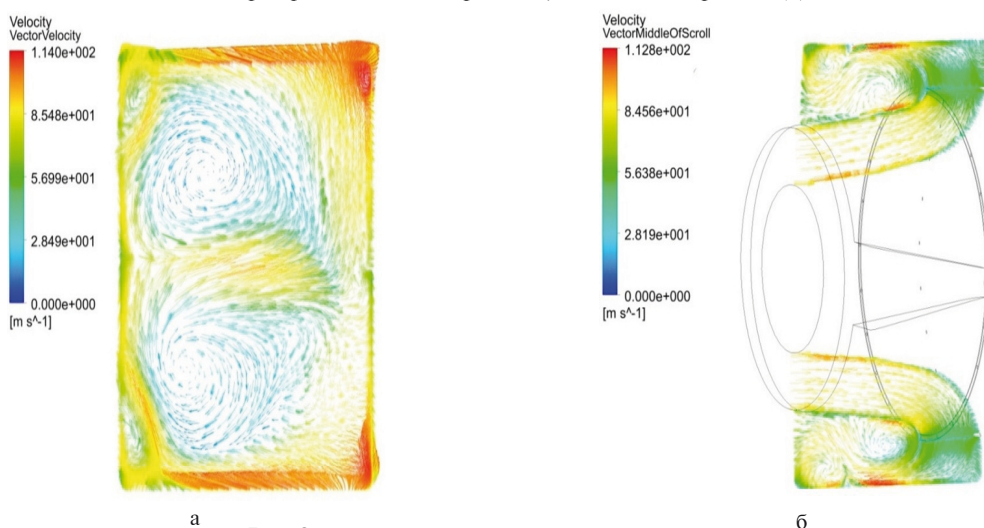


Рис. 3. Особенности поля скоростей в улитке ВТ:
а – векторы скорости в выходном сечении улитки; б – векторы скорости в среднем сечении улитки

Результаты расчета показали также, что из-за больших углов раскрытия диффузоров первой и второй ступеней (24° и 27°, соответственно) на горизонтальном участке ВТ возникают зоны отрывных и возвратных течений. Кроме того, обширные зоны возвратных течений были обнаружены и на участке поворота. Возникновение зон возвратных течений, помимо

повышения гидравлического сопротивления и увеличения динамических нагрузок на элементы ВТ также негативно сказывается на работе шумоглушителя, поскольку приводит к тому, что скорости потока с внешней стороны газоотвода превышают рекомендуемые 30 м/с. На рис. 4 представлены заливки скорости в характерных сечениях шумоглушителя.

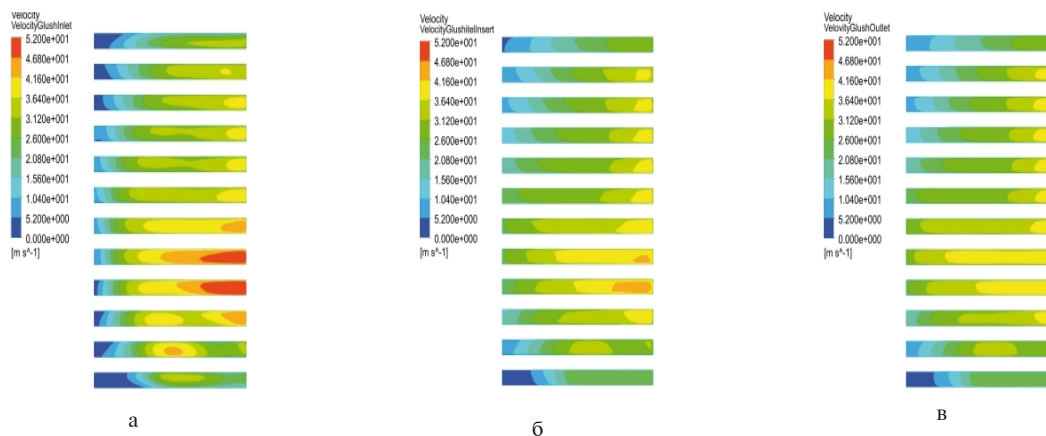


Рис. 4. Заливки скорости в шумоглушителе исходной конструкции выхлопного тракта: а – вход в шумоглушитель; б – среднее сечение шумоглушителя; в – выходное сечение шумоглушителя

Выявленные в процессе исследования недостатки были учтены при разработке новой конструкции ВТ с газоходами круглого сечения. Особое внимание при этом было уделено выбору степени диффузорности элементов ВТ, при которой обеспечивается плавное торможение потока перед шумоглушителем.

В частности, для предотвращения отрыва потока на горизонтальном участке ВТ была разработана конструкция диффузорного переходника с переходом от прямоугольного сечения на круглое с отношением площадей входа к выходу $F_{\text{ВЫХ}}/F_{\text{ВХ}}=1,12$.

Для снижения потерь на вихреобразование при повороте потока на 90° в соответствии с рекомендациями [7] была разработана конструкция диффузорного поворотного колена с отношением площадей входа к выходу $F_{\text{ВЫХ}}/F_{\text{ВХ}}=1,7$, размеры которого не превышают предельные транспортные габариты.

Для обеспечения требуемого уровня скоростей потока на входе в шумоглушитель, перед ним был установлен конический диффузор с углом раскрытия 23°. Принятое значение угла раскрытия превышает рекомендуемые в литературе значения [5, 7], однако, применение диффузора с меньшим углом раскрытия привело бы к существенному увеличению его длины, что в свою очередь увеличило бы размеры и металлоемкость опорных конструкций ВТ и ужесточило требования к фундаменту.

На рис. 5 представлена конструктивная схема вновь разработанного ВТ с газоходами круглого сечения.

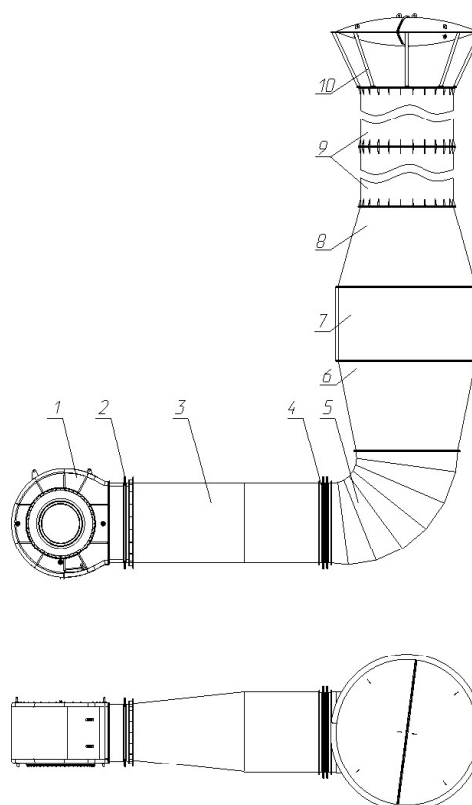


Рис. 5. Конструктивная схема разработанного ВТ с газоходами круглого сечения:

- 1 – улитка, 2 – компенсатор 1-й ступени,
- 3 – переходник, 4 – компенсатор 2-й ступени,
- 5 – газоотвод, 6 – диффузор, 7 – шумоглушитель выхлопа, 8 – конфузор, 9 – труба выхлопа, 10 – зонт

Горизонтальный участок ВТ состоит из улитки 1, компенсатора 1-й ступени 2, предназначенного для компенсации температурных расширений, переходника 3, предназначенного для перехода ВТ с прямоугольного сечения на круглое, компенсатора 2-й ступени 4, колена 5, предназначенного для поворота потока на 90°. Длина горизонтального участка ВТ составила 10,8 м, площадь проходного сечения на входе в колено 4,6 м². Вертикальный участок ВТ состоит из диффузора 6, шумоглушителя 7, конфузора 8, трубы выхлопной 9 и зонта 10. Высота разработанного ВТ равна высоте ВТ с газоходами прямоугольного сечения и составляет 25 м.

Как показал анализ отказ от громоздкой системы диффузоров и распределение диффузорности по всем элементам ВТ позволил уменьшить габариты и сократить металлоемкость конструкции на 21%. Как показали результаты расчетов, гидравлическое сопротивление вновь разработанного варианта ВТ составило 1987 Па, что на 8,3% ниже по сравнению с сопротивлением существующей конструкцией.

Информация о потерях полного давления в элементах исходного и разработанного вариантов ВТ представлена в таблице 1. Согласно представленным данным снижение сопротивления ВТ было достигнуто за счет снижения потерь на горизонтальном участке и в поворотном колене.

Таблица 1

Потери полного давления в элементах выхлопного тракта

	Суммарные потери в ВТ Δp_{Σ}^* , Па	Потери в улитке $\Delta p_{ул}^*$, Па	Потери на горизонтальном участке $\Delta p_{г}^*$, Па	Потери в поворотном колене $\Delta p_{к}^*$, Па	Потери в шумоглушителе $\Delta p_{ш}^*$, Па	Потери в выхлопной трубе $\Delta p_{тр}^*$, Па
ВТ с газоходами прямоугольного сечения	2178	1151	606	172	96	153
ВТ с газоходами круглого сечения	1987	1198	374	138	107	170

На рис. 6 представлены линии тока в разработанном варианте ВТ. Как видно из рисунка, течение в новом варианте ВТ более равномерное, отсутствуют отрывные зоны на горизонтальном участке и на внешней стороне поворотного колена, что и объясняет снижение сопротивления в данных элементах. В тоже

время в диффузоре, установленном на вертикальном участке перед шумоглушителем, обнаружена обширная зона возвратного течения.

Возникновение зоны возвратного течения в диффузоре связано с большим значением угла раскрытия диффузора (23°) и неравномерностью потока на выходе из поворотного колена.

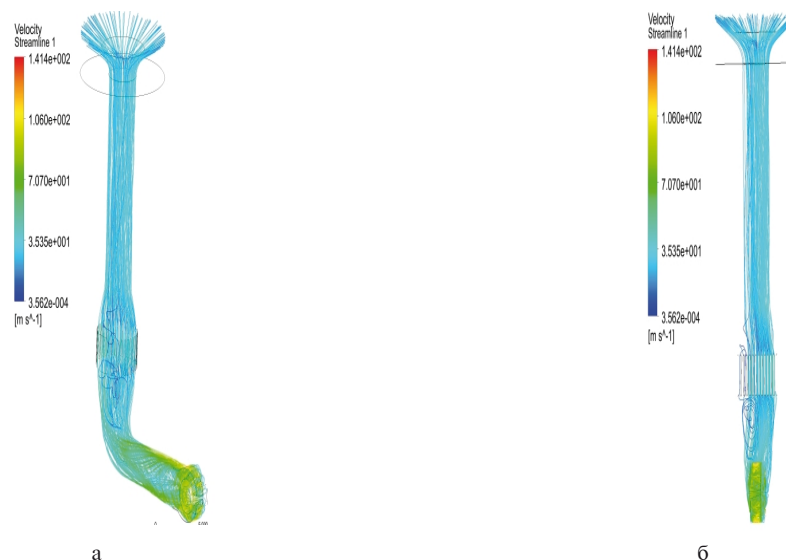


Рис. 6. Линии тока в выхлопном тракте с газоходами круглого сечения: а – пространственное отображение; б – вид со стороны ГТД

Отличительной особенностью обнаруженной отрывной зоны является то, что она расположена не со стороны внутренней поверхности поворотного колена, а повернута на 90° в сторону

ГТД. Данное явление, по-видимому, связано с неравномерностью течения на выходе из горизонтального участка, которая обусловлена характером течения на выходе из улитки.

Образование зоны возвратного течения в диффузоре приводит к тому, что в шумоглушителе образуются участки, на которых скорости потока превышают 30 м/с (рис. 7). Для предот-

вращения этого требуется доработка конструкции диффузора и поворотного колена с целью обеспечения безотрывного течения.

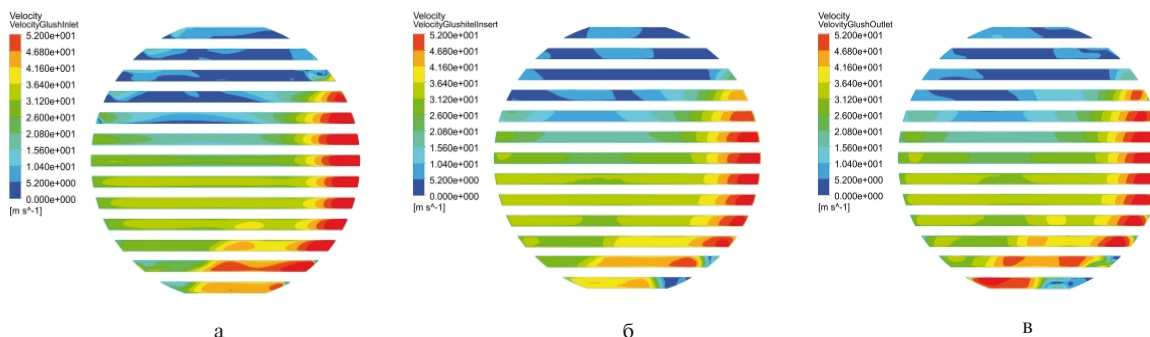


Рис. 7. Заливки скорости в шумоглушителе нового варианта выхлопного тракта:

а – вход в шумоглушитель; б – среднее сечение шумоглушителя; в – выходное сечение шумоглушителя

Заключение

По результатам численного исследования была разработана конструктивная схема ВТ с газоходами круглого сечения для агрегатов типа ГПА-Ц-25С в ангарном укрытии на базе двигателя ДУ80Л1, позволяющая уменьшить неравномерность течения выхлопных газов, снизить потери в ВТ на 8,3%, а также уменьшить габаритные размеры и сократить металлоемкость конструкции на 21%.

Дальнейшие расчетные и экспериментальные исследования целесообразно осуществить с целью:

- снижения неравномерности потока на выходе из улитки;
- повышения эффективности шумоглушения в ВТ за счет обеспечения равномерного течения выхлопных газов на входе в шумоглушитель;
- определения распределения температуры выхлопных газов и поверхностей элементов ВТ с учетом теплообмена с окружающей средой;
- верификации результатов численного исследования путем сравнения с результатами экспериментальных исследований моделей ВТ и натурных испытаний в условиях КС;
- проверки посредством численного моделирования термонапряженного и вибрационного состояния разработанного варианта ВТ при рабочих условиях.

Литература

1. Апанасенко А. И. Монтаж, испытания и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в

блочно-контейнерном исполнении А. И. Апанасенко, Н. Г. Крившич, Н. Д. Федоренко – Л.: Недра, 1991 – 361 с.

2. Бородин Ю. А. Воздухоприемные и газоотводные устройства судовых газотурбинных установок [Текст] / Ю. А. Бородин, А. А. Вимба, Н. Я. Магусевич, С. И. Нахамкин, - Л.: Судостроение 1969 – 170 с.

3. Мигай В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1981 – 272 с.

4. Вершковский С. Н. Экспериментальное исследование аэродинамических характеристик моделей коленообразного газоотвода газотурбинного двигателя [Текст] / С. Н. Вершковский, А. В. Котов // Авиационно-космическая техника и технология – 2012. – №7 – С. 81-84.

5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик - М.: Машиностроение, 1992 – 672 с.

6. Соколов С. Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности [Текст]: дис. канд. техн. наук. 05.04.06 / Соколовский Сергей Григорьевич. – М., 1984 – 126 с.

7. Дейч М. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст] / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин – М.: Энергия, 1970 – 384 с.

Поступила в редакцию 19.06.2015

**А.В. Смірнов, А.М. Щедренков, О.М. Щербаков, А.Ю. Каруцький, В.П. Парафійник.
Чисельне дослідження течії газу у вихлопних трактах газоперекачувальних агрегатів
з газотурбінним приводом на базі двигуна ДУ80Л1**

У роботі представлені результати чисельних досліджень течії газу в двох варіантах вихлопних трактів з газоходами прямокутного та круглого перетину для газоперекачувальних агрегатів ГПА-Ц-25С з приводом на базі газотурбінного двигуна ДУ80Л1. У результаті досліджень було визначено сумарний опір вказаних вихлопних трактів, а також проаналізовані втрати тиску і структура течії в його елементах. Аналіз отриманих даних дозволив визначити напрями подальших розрахункових та експериментальних досліджень, спрямованих на вдосконалення проточної частини вихлопних трактів.

Ключові слова: газоперекачувальний агрегат, газотурбінний привід, вихлопний тракт, гідравлічний опір, зони зворотних течій, газовідвідний пристрій, чисельне дослідження.

**A.V. Smirnov, A.M. Shchedrenkov, O.M. Shcherbakov, A.Yu. Karutskiy, V.P. Parafiyuk.
Numerical investigation of gas flow in the exhaust system of the natural gas turbocompressor
package driven by gas-turbine engine DU80L1**

The results from numerical simulations of gas flow in two modifications of the exhaust system (with ducts of rectangular and circular cross-sections) for natural gas turbocompressor packages GPA-C-25M driven by gas turbine engine DU80L1 are presented in this paper. Summary friction losses of the named exhaust systems as well as total pressure losses and flow structure in their elements have been evaluated. Due to analysis of the obtained results purposes for further theoretical and experimental researches to improve exhaust systems of the gas-turbine driven turbocompressor packages have been determined.

Key words: natural gas turbo-compressor package, gas turbine engine, exhaust system, hydraulic losses, reversed flow regions, exhaust duct, numerical simulations.

DC XXX.XXXX

F. FORGHANY¹, A. ASDOLLAHI-GHOHIEH², M. TAIEBI-RAHNI³*1 - Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran**2 - Civil Aviation Technology College, Tehran, Iran**3 - Sharif University of Technology, Tehran, Iran*

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE FLUIDIC INJECTION ANGLE EFFECTS ON THRUST VECTORING

A computational investigation of the fluidic injection angle effects on fluidic thrust vectoring was conducted. Simulation of a two-dimensional convergent-divergent (2DCD) nozzle with shock-vector control method of fluidic injection for pitch vector control was performed with the computational fluid dynamics, using Spalart-Allmaras (S-A) one equation turbulence model. Nozzle design included fluidic variables and injection angle. The secondary flow was injected through a slot in the upper divergent wall. A nozzle pressure ratio (NPR) of 4.6 was assumed. Variable secondary pressure ratios (SPR) from 0.7 to 1.6 were investigated at $M_\infty=0.05$; which corresponded to secondary mass flow rates of 4% to 10% of the primary mass flow rate. The effect of variable fluidic injection angle from 60° to 120° on pitch thrust vector angle and thrust vectoring efficiency were investigated. Computational results indicate that increasing SPR in all cases, increased pitch thrust vector angle and decreased thrust vectoring efficiency; also the greatest pitch thrust vector angle was achieved in the smaller fluidic injection angle.

Key words: Thrust Vectoring, Shock Vector Control, Optimize Fluidic Injection Angle.

Introduction

Thrust vectoring is a candidate technology for the next generation aircrafts that may help satisfy take-off and landing requirements. Additionally, thrust vectoring could augment conventional controls for some control power to trim the aircraft and thus reduce cruise trim drag. Thrust vectoring can be a valuable control effector at low dynamic pressures, where traditional aerodynamic control technologies are less effective. There are two fundamental methods to accomplish thrust vectoring, namely mechanical and fluidic. Fluidic thrust vectoring offers the potential for structurally fixed nozzles, which have the potential for substantial weight reductions compared to mechanical thrust vectoring nozzles that require actuated hardware to force the exhaust flow off axis. Fluidic thrust vectoring is the control of the primary exhaust flow with use of a secondary air source, which typically bleeds air from the engine compressor or fan. Three primary mechanisms of fluidic thrust vectoring that have been studied over the last 15 years are: shock-vector control, throat shifting, and counterflow. These techniques can be used to vector the exhaust flow in the pitch and yaw directions. All thrust vectoring techniques are evaluated with some common parameters such as: thrust vector angle and thrust vectoring efficiency. Thrust vectoring efficiency (η) is an important parameter to evaluate and compare the ability of different configurations to vector the primary exhaust flow with a given amount of secondary fluidic injection [1-14].

The shock-vector control (SVC) method [2-9] uses supersonic flow turning through shocks created by fluidic injection in the divergent section of a convergent-divergent (CD) nozzle. Working best at off-design, over-expanded flow conditions, large thrust vector angles are generated with SVC techniques in expense of system thrust ratio as the flow is robustly turned and losses occur through shocks in the nozzle. Throat shifting (TS) methods [9-12] manipulate the subsonic flow upstream of the throat more efficiently. This technique shifts and skews the nozzle throat plane by fluidic injection in nozzle throat and typically achieves higher system thrust ratios than shock-vector control methods, but usually generates smaller thrust vector angles. Unlike the two previously described thrust-vectoring techniques, the counterflow method uses suction in a slot between a primary CD nozzle and an aft collar [13-14]. The counterflow technique can produce large thrust vector angles with little secondary suction flow requirements, but issues hysteresis effects such as suction supply source and airframe integration. The current investigation attempted to initiate a database of secondary flow injection angle effects on fluidic thrust vectoring. The nozzle under investigation was a two-dimensional, convergent-divergent (2DCD) rectangular nozzle with fluidic injection for pitch thrust vector control. The secondary air stream was injected through a slot in the upper divergent wall. Simulations were computed with nozzle pressure ratio (NPR) of 4.6, secondary pressure

ratios (SPR) from 0.7 to 1.6 and with $M_\infty=0.05$ to document the effect of the fluidic injection angle on vectoring effectiveness and thrust vectoring efficiency (corresponding to secondary mass flow rates of 4% to 10% of the primary mass flow rate, respectively) [15-17]. In addition, a comparison between computational and experimental results [15] was made to validate our computational method as a viable tool for predicting nozzle flows with injection streams. This study was meant to produce optimal configurations of secondary flow injection angle for fluidic thrust.

1. Computational Method

The CFD code PMB3D (Parallel Multi-Block, three-dimensional) was developed and used to predict thrust vectoring efficiency, internal nozzle performance, and fluidic thrust vectoring by convergent-divergent rectangular nozzle concept. PMB3D requires a structured-mesh computational domain and a multi-block feature to allow the domain to be partitioned into different sections, which is critical for modeling complex configurations (like the 2DCD and for efficiently, running the parallel version). Our Explicit, finite-volume flow solver represents the three-dimensional (3D), unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equations. The URANS equations were solved together with the Spalart-Allmaras (S-A) one equation turbulence model for closure of the URANS equations. AUSM+ flux splitting scheme and 4th order Runge-Kutta scheme for time integration were all implemented in each block. MUSCL interpolation was used to provide high order accuracy with the Van Albada limiter to prevent spurious oscillations across shock waves [18-25].

A first order extrapolation outflow condition was used at downstream far field boundary. The stagnation conditions were specified in nozzle inlet and the injection port with total pressure boundary condition and a fixed total temperature. A no-slip adiabatic wall boundary conditions was implemented on nozzle surfaces to obtain viscous solutions.

The nozzle used in this study was an axisymmetric, rectangular, two-dimensional CD nozzle from NASA Langley Research Center [15]. The length of the nozzle was 115.57 mm, while the nozzle width was 101.346 mm. In addition, the throat area of the nozzle was 2785.19 mm², half height of the throat was 13.741 mm, and 57.785 mm from throat to inlet. The area ratio of the nozzle outlet to the throat (expansion ratio) was 1.796 and nozzle divergence angle was 11.01°. The nozzle inlet center was set to be the origin of coordinates, the secondary inlet located at 104.14 mm and the length of slot was 2.032 mm (Fig's. 1-2).

The computational mesh was three-dimensional with 8 blocks defining the internal nozzle, 1 block representing the injection plenum, and 10 blocks representing the external freestream domain. The injection plenum (Fig. 3) had one-to-one grid matching with the nozzle divergent section mesh. The far field was located 2 nozzle lengths upstream and 8 nozzle lengths downstream of the nozzle exit. The upper and lower lateral far field was located 6 body lengths above and below the nozzle. The first grid height in the boundary layer was defined for $y^+ < 1.5$ on the fine mesh spacing for adequate modeling of the boundary layer flow and its interaction with secondary flow injection.

2. Results

A computational investigation of the aerodynamic effects on fluidic thrust vectoring has been conducted. Simulation of a two-dimensional, convergent-divergent (2DCD) nozzle with shock-vector control method of fluidic injection for pitch vector control were performed using URANS approach and Spalart-Allmaras one equation turbulence model. Nozzle design included a variable fluidic injection angle. Simulations were conducted for nozzle pressure ratio (NPR) of 4.6 and variable secondary pressure ratios (SPR) from 0.7 to 1.6 and with $M_\infty=0.05$, corresponding to secondary mass flow rates of 4% to 10% of the primary mass flow rate. The effect of variable fluidic injection angle (from 60° to 120°) on pitch thrust vector angle and thrust vectoring efficiency were investigated (Fig. 4). The performance of fluidic thrust vectoring (FTV) was evaluated by thrust vector angle and thrust vectoring efficiency in the nozzle exit. The effect of fluidic thrust vectoring parameters, such as NPR, SPR, and fluidic injection angle on FTV performance were studied.

2.1. Code Validation

Our computational results were compared with experimental data of Ref. [15]. The centerline pressure at, SPR=0.7 (4% of primary mass flow rate) is shown in Fig. 1. Our PMB3D results for pitch thrust vector angle and static pressures along the upper and lower nozzle surfaces correlated well with experimental data (with a few correlate well with experimental data (with a few notable exceptional points near shock). The shock location, at the upper surface was predicted to be $x/x_t=1.56$ (x_t is axial location of throat), while it was 1.53 in the experiment. Our results at the lower surface gave $x/x_t=1.91$, compared to 1.89 found by the above experimental (Fig. 5).

2.2. Effect of SPR

In all cases, increasing SPR, increases pitch thrust vector angle and decreases thrust vectoring

efficiency. The effect of the oblique shock or oblique expansion waves becomes strong by increasing the mass flow rate of the fluidic injection (increasing 2% of mass flow rate per increasing 0.3 of SPR). Increasing secondary injection flow rate decreases the effective minimum area in the nozzle, which substantially decreases thrust vectoring efficiency by total pressure losses due to shocks and separated flow. Fig. 6, shows the Mach number shadowgraph along the nozzle for NPR=4.6 and variable SPR. As shown in this figure, the thrust vector angle increases with percent injection, although the thrust vectoring efficiency is much higher in lower injection rates. Pressure distribution along the nozzle, NPR=4.6, SPR=0.7 (4% of primary mass flow rate), are shown in Fig. 7. Similar trends are witnessed for SPR=1.0 (6% of primary mass flow rate), SPR=1.3 (8% of primary mass flow rate), and SPR=1.6 (10% of primary mass flow rate). Increasing SPR increases the strength of the oblique shock and moves the shock upstream, as shown in upper surface (Fig. 8). The pressure distributions by increasing SPR shown in Fig. 8 helps to explain improvement to pitch thrust vector angle. The shock and flow separation from the upper wall moves

further upstream, then, reattaches the upper wall near, as injection total pressure increases.

The effect of increasing total pressure of the secondary injection stream has positive impact on thrust vector angle and negative impact on thrust vectoring efficiency. The increased pressure differential along the upper and lower wall, results in improved pitch vector angle. Finally, the effect of increasing total pressure of the secondary injection stream has positive impact on thrust vector angle and negative impact on thrust vectoring efficiency.

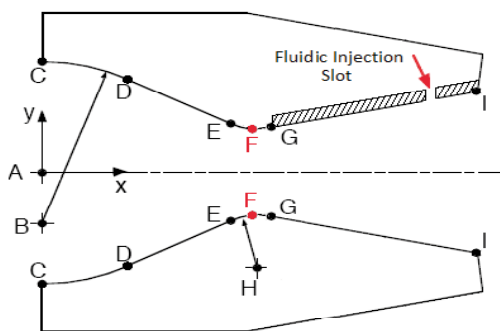
2.3. Effect of Fluidic Injection Angle

The highest thrust vector angle in variable SPR (which is achieved from 10.32° to 19.27° by the fluidic injection angles) was varied from 110° to 85° with improvement from 36.3% to 8.31%. In addition, the greatest pitch thrust vector angle with increasing SPR is achieved in the smaller fluidic injection angle. The best thrust vectoring efficiency, which was achieved from 3.446%- injection to 1.958%-injection by the fluidic injection angles is varied from 120° to 85° with improvement from 44.1% to 9.03%, (Table 1 & Fig. 9).

Table 1

Effect of fluidic injection angles on internal performance improvement

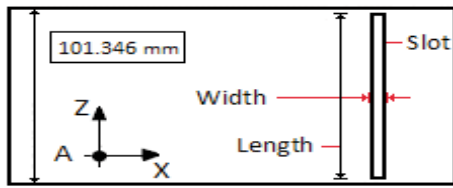
Case 1			Fluidic injection angle (optimize)			Fluidic injection angle (normal to boundary)			Improvement	
NPR	M=	SPR	φ (deg)	δ_p (deg)	η (deg/%in)	φ (deg)	δ_p (deg)	η (deg/%in)	$\delta_p\%$	$\eta\%$
4.6	0.05	0.7	110	10.329	3.099	78.99	7.578	2.151	36.3	44.1
		1	110	14.274	2.925	78.99	11.167	1.965	27.8	48.8
		1.3	100	17.626	2.555	78.99	14.391	1.961	22.4	30.2
		1.6	85	19.279	2.135	78.99	17.799	1.958	8.31	9.03



Point	Coordinat	
	X, mm	Y, mm
A	0	0
B	0	-15.595
C	0	35.204
D	23.291	29.541
E	50.495	15.519
F	57.785	13.741
G	60.807	14.046
H	57.785	29.616
I	115.57	24.688

All positions measured from centerline of nozzle

Fig. 1. Sketch of the geometric design for 2DCD rectangular fluidic thrust vectoring nozzle (x-y plane)



X, mm	Length, mm	Width, mm
104.14	88.646	2.032

Fig. 2. Sketch of the design injection slot for 2DCD rectangular fluidic thrust vectoring nozzle (x-z plane)

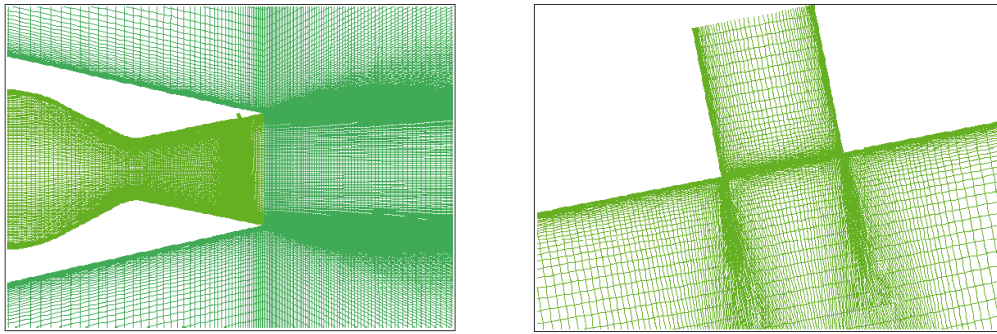


Fig. 3. The computational domain representing the 2DCD nozzle with an injection plenum (the injection plenum has one-to-one grid matching with the primary nozzle grid)

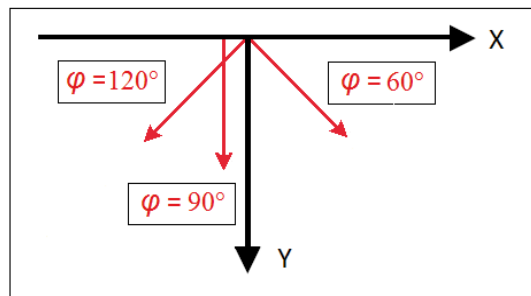


Fig. 4. Diagram of fluidic injection angle in two-dimensions (x-y plane)

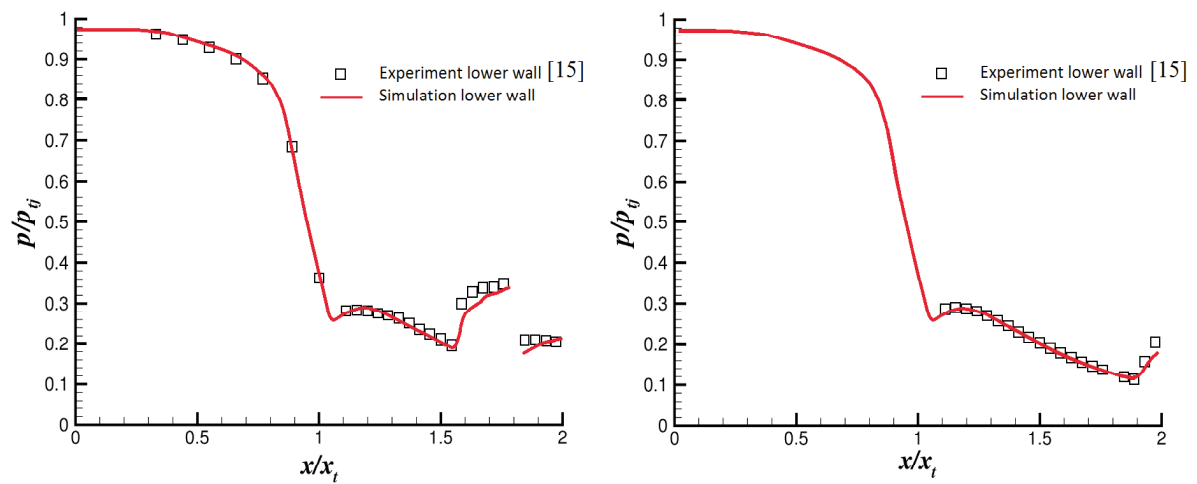


Fig. 5. Experimental and computational centerline pressures along internal nozzle upper wall, NPR=4.6, SPR=0.7, static freestream conditions

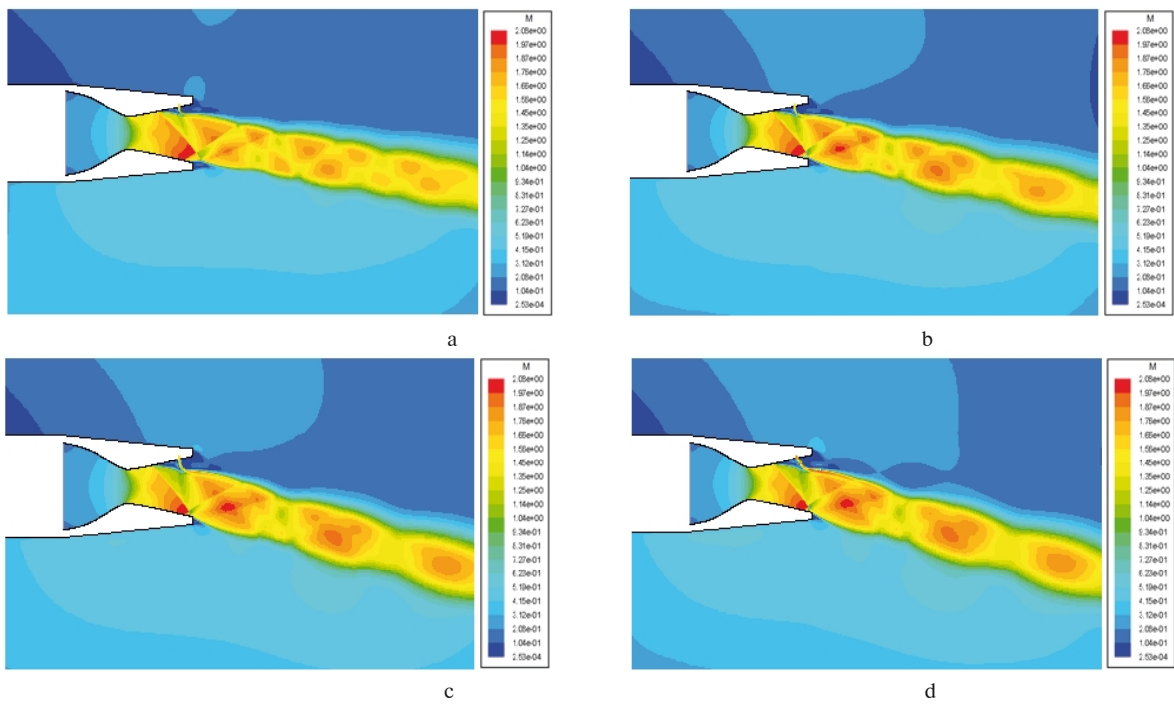


Fig. 6. Mach number shadowgraph inside and outside the nozzle at NPR=4.6 and (a) SPR=0.7, (b) SPR=1.0, (c) SPR=1.3, (d) SPR=1.6

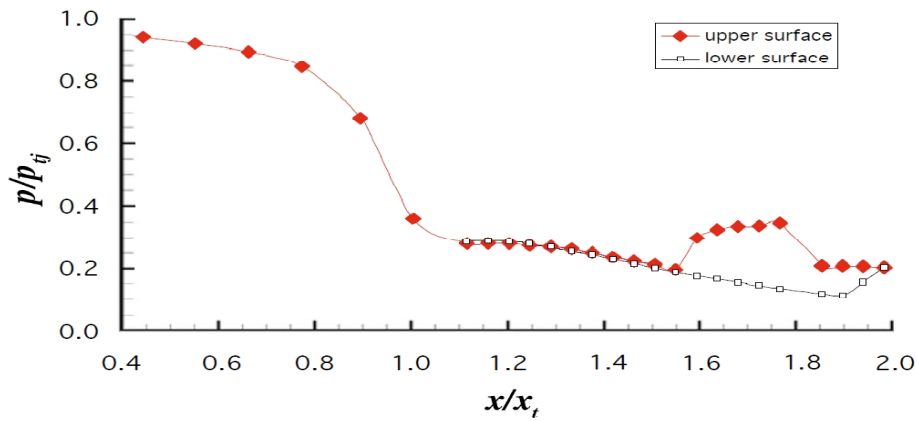


Fig. 7. Pressure distribution along the nozzle at NPR = 4.6 and SPR = 0.7

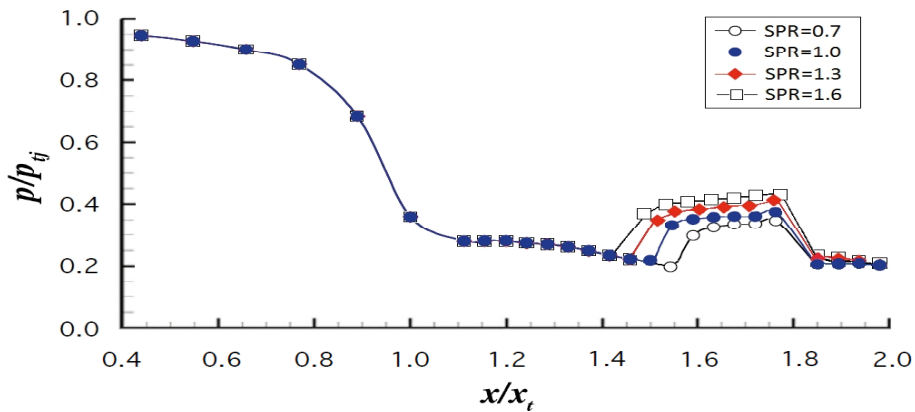


Fig. 8. Pressure distribution of upper surface along the nozzle at NPR = 4.6

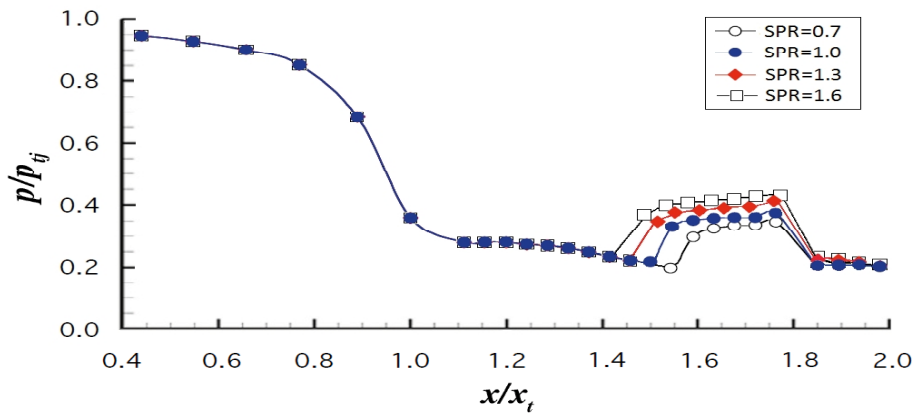
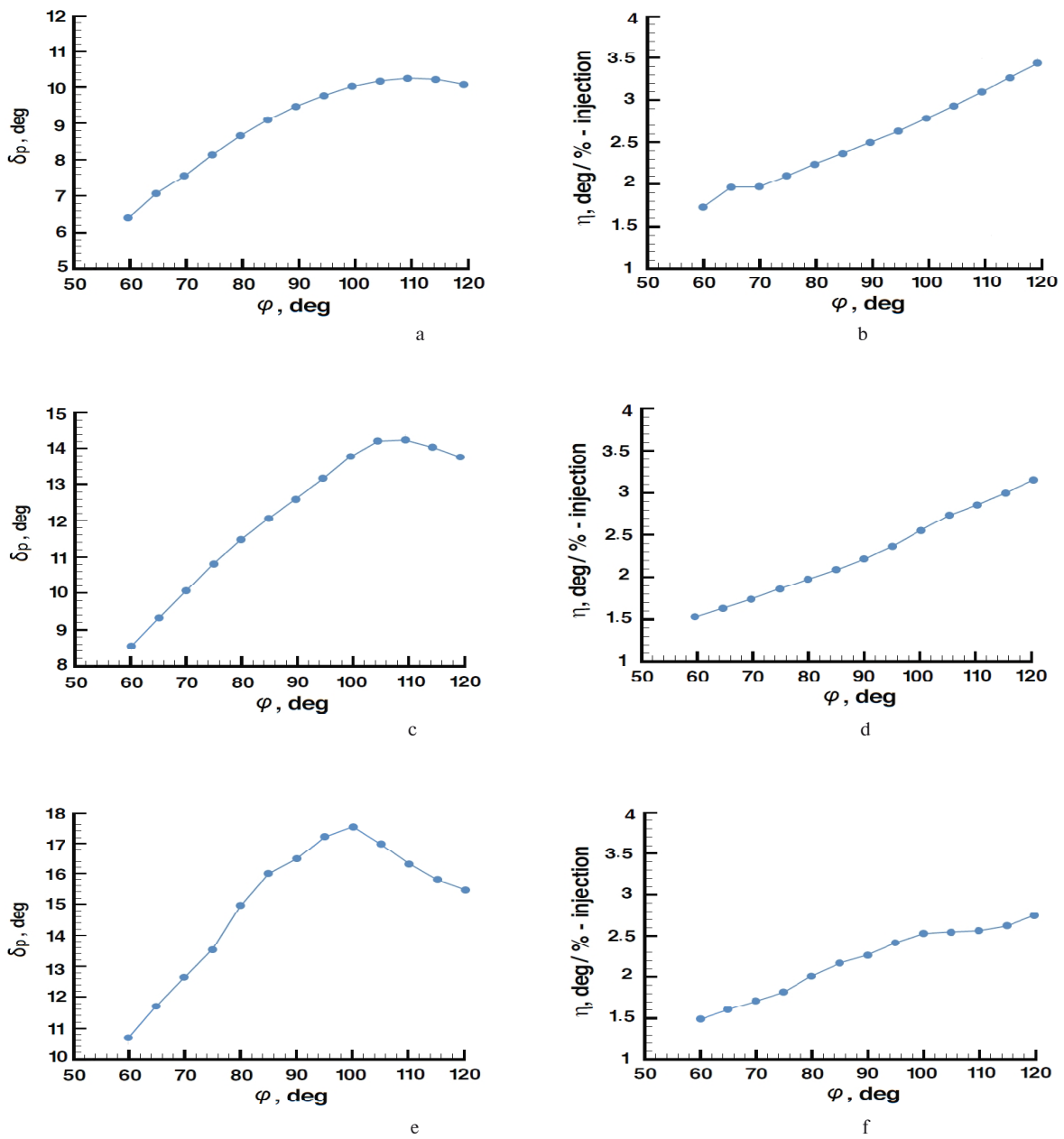


Fig. 8. Pressure distribution of upper surface along the nozzle at NPR = 4.6



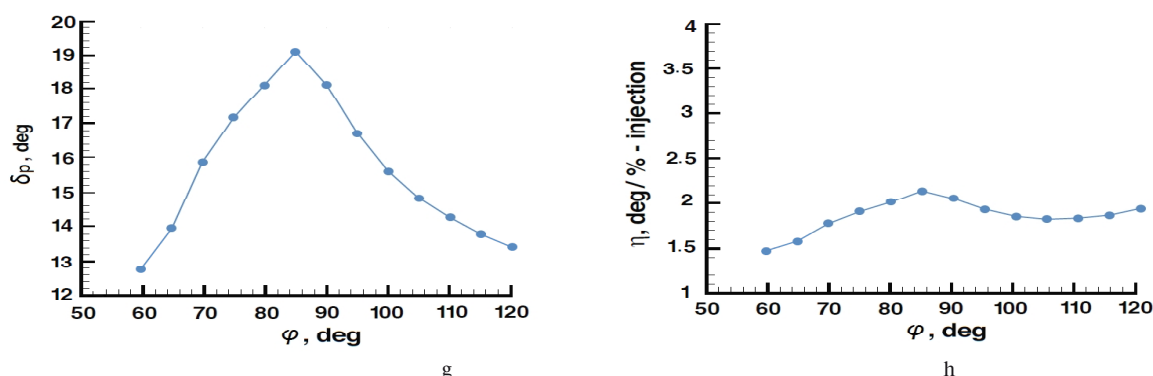


Fig. 9. Pitch thrust vector angle and thrust vectoring efficiency at NPR=4.6 and (a)(b) SPR=0.7, (c)(d) SPR=1.0, (e)(f) SPR=1.3 and (g)(h) SPR=1.6

Conclusion

A computational investigation of the aerodynamic effects on fluidic thrust vectoring has been conducted. The effect of variable fluidic injection angle (from 60° to 120°) on pitch thrust vector angle and on thrust vectoring efficiency were investigated. The performance of fluidic thrust vectoring (FTV) was evaluated by studying thrust vector angle and thrust vectoring efficiency in nozzle exit. The effects of fluidic thrust vectoring parameters, such as NPR, SPR, and fluidic injection angle on FTV performance were studied. The data from the current computational investigation indicate that:

1. In all cases, increasing SPR, increases pitch thrust vector angle and decreases thrust vectoring efficiency (the effect of the oblique shock or oblique expansion waves become strong by increasing the mass flow rate of the fluidic injection; increasing 2% of mass flow rate per increasing 0.3 of SPR). Increasing secondary injection flow rate decreases the effective minimum area in the nozzle, which substantially increased pitch thrust vector angle and decreases thrust vectoring efficiency. The effect of increasing total pressure of the secondary injection stream has positive impact on thrust vector angle and negative impact on thrust vectoring efficiency,

2. The highest thrust vector angle in variable SPR (which is achieved from 10.32° to 19.27° by the fluidic injection angles) is varied from 110° to 85° with improvement from 36.3% to 8.31%. Also, the greatest pitch thrust vector angle with increasing SPR is achieved in the smaller fluidic injection angle, and

3. The best thrust vectoring efficiency is achieved from 3.446°/%-injection to 2.135°/%-injection by the fluidic injection angles varied from 120° to 85° with improvement from 44.1% to 9.03%.

References

1. Deere K.A., Flamm J.D., Berrier B.L., and Johnson, S.K.: Computational Study of an Axisymmetric Dual Throat Fluidic Thrust Vectoring Nozzle for a Supersonic Aircraft Application, AIAA-2007-5085, July 2007.
2. Anderson C.J., Giuliano V.J., and Wing, D.J.: Investigation of Hybrid Fluidic / Mechanical

Thrust Vectoring for Fixed-Exit Exhaust Nozzles. AIAA 97-3148, July 1997.

3. Abeyounis W.K., and Bennett B.D.: Static Internal Performance of an Overexpanded, Fixed-Geometry, Nonaxisymmetric Nozzle with Fluidic Pitch-Thrust-Vectoring Capability, NASA TP-3645, October 1997.

4. Chiarelli C., Johnsen R. K., Shieh C. F., Wing D.J.: Fluidic Scale Model Multi-Plane Thrust Vector Control Test Results, AIAA Paper 93-2433, June 1993.

5. Giuliano V.J., and Wing D.J.: Static Investigation of a Fixed-Aperture Exhaust Nozzle Employing Fluidic Injection for Multiaxis Thrust Vector Control, AIAA Paper 97-3149, July 1997.

6. Wing D.J.; and Giuliano V.J.: Fluidic Thrust Vectoring of an Axisymmetric Exhaust Nozzle at Static Conditions, ASME FEDSM97-3228, June 1997.

7. Deere K. A.: Computational Investigation of the Aerodynamic Effects on Fluidic Thrust Vectoring, AIAA-2000-3598, July 2000.

8. Waithe K.A.: An Experimental and Computational Investigation of Multiple Injection Ports in a Convergent-Divergent Nozzle for Fluidic Thrust Vectoring, Master of Science Thesis, May 2001.

9. Deere K.A.: Summary of Fluidic Thrust Vectoring Research Conducted at NASA Langley Research Center, AIAA-2003-3800, June 2003.

10. Yagle P.J., Miller D.N., Ginn K.B.; and Hamstra J.W.: Demonstration of Fluidic Throat Skewing for Thrust Vectoring in Structurally Fixed Nozzles, 2000-GT-0013, May 8-11, 2000.

11. Deere K.A.; and Wing D.J.: PAB3D Simulations of a Nozzle with Fluidic Injection for Yaw-Thrust-Vector Control, AIAA Paper 98-3254, July 1998.

12. Miller D.N.; Yagle P.J.; and Hamstra J.W.: Fluidic Throat Skewing for Thrust Vectoring in Fixed Geometry Nozzles, AIAA Paper 99-0365, January 1999.

13. Hunter C.A. and Deere K.A.: Computational Investigation of Fluidic Counterflow Thrust Vectoring, AIAA Paper 99- 2669, June 1999.

14. Flamm J.D.: Experimental Study of a Nozzle Using Fluidic Counterflow for Thrust Vectoring, AIAA Paper 98-3255, July 1998.

15. Waithe K.A. and Deere K.A.: Experimental and Computational Investigation of Multiple Injection Ports in a Convergent-divergent Nozzle for Fluidic Thrust Vectoring, the 21st AIAA Applied Aerodynamics Conference, AIAA-2003-3802.
16. Deere K.A.: Propulsion simulations with the unstructured-grid CFD tool TetrUSS, AIAA 2002-2980.
17. Deere K.A.: Computational Investigation of the Aerodynamic Effects on Fluidic Thrust Vectoring, AIAA-2000-3598, July 2000.
18. Spalart P.; and Allmaras S.A.: One-equation turbulence model for aerodynamic flows, AIAA Paper 92-0439, January 1992.
19. Liou M.S.: Ten Years in the Making AUSA-family, AIAA Paper 2001-2521, Jun. 2001.
20. Liou M.S.: A Continuing Search for a Near-Perfect Numerical Flux Scheme, Technical Memorandum 106524, NASA, Mar. 1994.
21. Liou M.S.: A New Flux Splitting Scheme. Journal of Computational Physics, Vol. 107, pp. 23-39, 1993.
22. Muller B.; and Rizzi A.: Runge-Kutta Finite Volume Simulation of Laminar Transonic Flow over a NACA0012 Airfoil, Using the Navier-Stokes Equation, FFA TN 1986-60, 1989.
23. Van Leer B.: Towards the Ultimate Conservative Difference Scheme, Second-Order Sequel to Godunov's Method, Journal of Computational Physics, Vol. 32, No. 1, pp. 101-136, Jul. 1979.
24. Hirsch C.: Numerical Computational of Internal and External Flows, Vol. 2, John Wiley and Sons, Chichester, 1988.
25. Van Albada G.D.; Van Leer B.; and Roberts W.W.: A Comparative Study of Computational Methods in Cosmic Gas Dynamics. Astronomy and Astrophysics, Vol. 108, No. 1, pp. 76-84, 1982.

Submitted to the editorship 01.06.2015

F. Forghany, A. Asdollahi-Ghohieh, M. Taiebi-Rahni. Чисельні дослідження впливу кута вдуву струменя на відхилення вектора тяги

Проведено чисельні дослідження впливу кута вдуву вторинного струменя на відхилення вектора тяги. Моделювання двовимірного сопла зі звуженням-розширенням було виконано з використанням методу контролю стрибка ущільнення і керування вдувом струменя для керування вектором тангажа із застосуванням методів обчислювальної газодинаміки і з використанням однопараметричної моделі турбулентності Спаларта-Аллмараса. Розрахункові параметри сопла в якості змінних включали параметри потоку і кут вдуву вторинного струменя. Вдув вторинного потоку здійснювався через вузький отвір у верхній стінці, що розширюється. Прийнято ступінь підвищення тиску газу в соплі рівною 4,6. Ступінь підвищення тиску вторинного потоку, що змінюється, у межах 0,7 - 1,6 досліджувалася при $M_\infty = 0,05$, що відповідає масовій витраті вторинного потоку рівному від 4 до 10% масової витрати первинного потоку. Проведено дослідження впливу кута вдуву струменя, змінюваного від 60 до 120°, на векторний кут тангажа і кнд вектора тяги, що відхиляється. Результати розрахунків показують, що у всіх випадках збільшений ступінь підвищення тиску вторинного потоку приводить до збільшення кута вектора тяги, що відхиляється, і кнд вектора тяги, що відхиляється, а також максимальний кут вектора тяги, що відхиляється, було отримано при меншому куті вдуву струменя.

Ключові слова: відхилення вектора тяги, контроль напрямку стрибка, оптимізація кута вдуву струменя.

F. Forghany, A. Asdollahi-Ghohieh, M. Taiebi-Rahni. Численные исследования влияния угла вдува струи на отклонение вектора тяги

Проведены численные исследования влияния угла вдува вторичной струи на отклонение вектора тяги. Моделирование двумерного сопла с сужением-расширением было выполнено с использованием метода контроля скачка уплотнения и управления вдувом струи для управления вектором тангажа с применением методов вычислительной газодинамики и с использованием однопараметрической модели турбулентности Спаларта-Аллмараса. Расчетные параметры сопла в качестве переменных включали параметры потока и угол вдува вторичной струи. Вдув вторичного потока осуществлялся через узкое отверстие в верхней расширяющейся стенке. Принята степень повышения давления газа в сопле равная 4,6. Степень повышения давления изменяющегося вторичного потока в пределах 0,7 - 1,6 исследовалась при $M_\infty = 0,05$, что соответствует массовому расходу вторичного потока равному от 4 до 10% массового расхода первичного потока. Проведено исследование влияния угла вдува струи, изменяемого от 60 до 120°, на векторный угол тангажа и кнд отклоняемого вектора тяги. Результаты расчетов показывают, что во всех случаях увеличенная степень повышения давления вторичного потока приводит к увеличению угла отклоняемого вектора тяги и кнд отклоняемого вектора тяги, а также максимальный угол отклоняемого вектора тяги были получены при меньшем угле вдува струи.

Ключевые слова: отклонение вектора тяги, контроль направления скачка, оптимизация угла вдува струи.

УДК 621.438:621.515

В. А. ШКАБУРА

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПРЕССОРНОЙ И ТУРБИНОЙ ЧАСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В СОСТАВЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В целях развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей (ГТД) путем применения в их составе новых типов турбомашин, в частности турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведены результаты исследования влияния соотношения ширины лопаток к среднему диаметру рабочего канала на эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО применительно к газотурбинным двигателям. При завышенном соотношении надо вводить поправочный коэффициент. Для определения эффективности применения ТКО в составе газотурбинного двигателя представлены результаты термодинамического расчета.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, турбинная часть, компрессорная часть, газотурбинный двигатель.

Введение

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров цикла их работы и эффективности происходящих в них процессов [1-3]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому существенные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления или ГТД небольшой тяги, где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным, или там, где необходим двигатель с высокой удельной мощностью (тягой) и небольшой стоимостью изготовления. Все это вынуждает вести исследования, направленные на совершенствование новых типов турбомашин ГТД и конструктивных нетрадиционных схем двигателей.

Поэтому для повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо как совершенствовать традиционные типы турбомашин, так и на основе всестороннего анализа применять новые технические решения и проводить оптимизацию.

1. Формулирование проблемы

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей нового типа турбомашин –

турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [4-8]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых объемных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток. Кроме того, благодаря периодичности работы лопаток РК ТКО могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной [4-8].

Однако для применения ТКО в составе ГТД необходимы их детальные исследования и проработка конструктивных элементов. Течение в РК носит довольно сложный (периодически неустановившийся) характер. Данное обстоятельство затрудняет развитие теории газодинамического расчета проточных частей ТКО.

2. Решение проблемы

В ГТД, за редким исключением, после осевых ступеней компрессора применяют центробежную ступень, хотя компромиссной с точки зрения КПД, габаритных размеров и производительности является диагональная ступень [1-2].

Турбокомпрессоры с общим рабочим колесом в зависимости от направления движения газовых потоков могут иметь две схемы течения в межлопаточном пространстве РК – прямую и противочную. Если направления газового и воздушных потоков совпадают относительно оси вращения РК, то схема течения в ТКО прямая (рис. 1), при противоположном движении потоков – противочная [4].

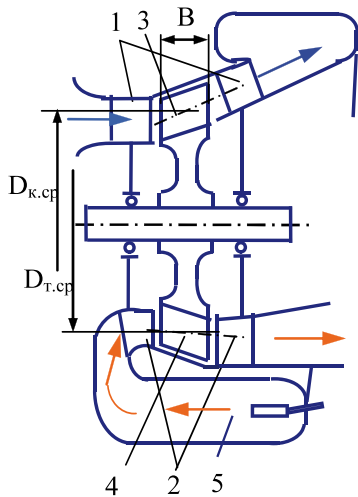


Рис. 1. Схема турбокомпрессора с общим рабочим колесом в качестве простого ГТД: 1 – компрессорная часть; 2 – турбинная часть; 3 – компрессорный рабочий канал; 4 – турбинный рабочий канал; 5 – камера сгорания

В процессе исследований первой опытной модели ТКО было установлено, что компрессорная часть довольно длинная, в результате чего часть воздуха не успевает за пол-оборота РК пройти весь компрессорный рабочий канал. Поэтому для ТКО существуют определенные ограничения на некоторые геометрические соотношения рабочего колеса.

Для данного типа турбокомпрессоров важно, чтобы воздух или газ, вошедший в компрессорный или турбинный рабочий канал, успел пройти по всей его длине. Поэтому для обеспечения эффективной работы для ТКО важны определенные параметры.

Характер влияния соотношения ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК можно определить по коэффициенту $K_{ВД}$.

На рис. 2 показана зависимость коэффициента $K_{ВД}$ в компрессорной части ТКО при степени парциальности $\epsilon = 0,48$ от соотношения ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК.

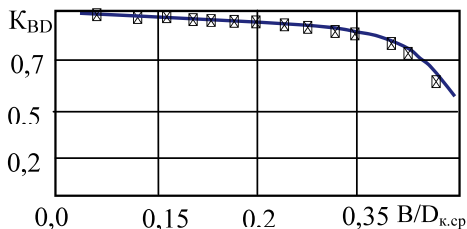


Рис. 2. Зависимость коэффициента $K_{ВД}$ в компрессорной части ТКО от соотношения ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК

При сравнительно небольшом соотношении $V/D_{к.ср} = 0,07...0,18$ можно достигнуть наи-

большей эффективности работы компрессорной части ТКО (напора и КПД). При особо малых соотношениях ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК (менее 0,07) исследования не проводились, так как создание такого РК ТКО для применения в ГТД проблематично и в нем происходит довольно низкий энергообмен между воздухом и лопатками РК. А при завышенном соотношении ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК газ или воздух не успевает пройти весь рабочий канал.

На рис. 3 показаны результаты исследований зависимости коэффициента $K_{ВД}$ в турбинной части от соотношения ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала РК на эффективность работы при степени парциальности 0,46. Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к увеличению отношения ширины решетки РК к среднему диаметру рабочего канала.

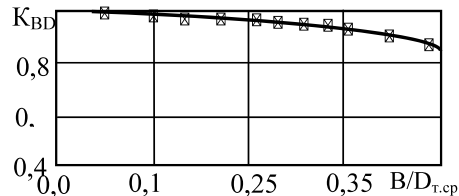


Рис. 3. Зависимость коэффициента $K_{ВД}$ в турбинной части ТКО от соотношения ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала

В работе [11] приведена формула, которая определяет влияние степени парциальности на общий КПД турбины. Чтобы учесть влияние на КПД турбинной части соотношение ширины решетки к среднему диаметру рабочего канала, необходимо указанную формулу расчета дополнить поправочным коэффициентом

$$\eta_{\epsilon} = K_{ВД} \left(1 - 0,135 \frac{u}{c_{ад}} \left(\frac{1 - \epsilon}{\epsilon} \right) \right).$$

Известно, что последние ступени компрессора двигателей Д-36 и Д-436 имеют малые по высоте лопатки и большой относительный диаметр втулки $\bar{d} = 0,93$, поэтому дальнейшее увеличение степени повышения давления компрессора проблематично.

Для определения эффективности применения ТКО в составе полноразмерных ГТД в качестве исходного варианта выбран газотурбинный двигатель Д-436Т1. На взлетном режиме он имеет следующие значения основных параметров:

$$\begin{aligned} G_B &= 254 \text{ кг/с}; \quad m = 4,9; \quad \pi_k = 22,75; \quad \eta_k = 0,81; \\ T_T &= 1470 \text{ К}; \quad \eta_{ТВД} = 0,845; \quad \pi_{ТВД} = 2,75; \\ P &= 7570 \text{ кгс}; \quad c_e = 0,377 \text{ кг/(кгс} \cdot \text{ч)}. \end{aligned}$$

Применение ТКО в составе ГТД позволяет увеличить степень повышения давления компрессора π_k^* и температуру газа перед турбиной T_T^* за счет периодичности работы лопаток РК ТКО. На рис. 4 показана схема размещения ТКО в газотурбинном двигателе с осевым компрессором. Предлагается РК ТКО разместить на валу ротора высокого давления, чтобы разгрузить турбину компрессора высокого давления.

Чтобы упростить задачу сравнения двигателей и не определять тягу вентилятора модернизированного двигателя, ограничимся сравнением параметров силовых турбин.

По имеющимся данным силовая турбина двигателя Д-436Т1 имеет следующие параметры:

$$\pi_{TC} = 3,652; \quad \eta_{TC} = 0,91; \quad N_{TC} = 15500 \text{ кВт}.$$

Благодаря периодичности работы лопаток РК ТКО в модернизированном ГТД увеличена температура газа перед турбиной $T_T = 1800 \text{ К}$.

В результате газодинамического расчета ТКО в составе двигателя получены следующие параметры:

$$\begin{aligned} & \text{— в компрессорной части } \pi_{квд2}^* = 1,86; \\ & \eta_{квд2}^* = 0,81; \end{aligned}$$

$$\text{— в турбинной части } \pi_{твд1} = 3,35; \quad \eta_{твд1} = 0,825.$$

$$\text{В итоге достигнуто: } \pi_k^* = 42; \quad \eta_k^* = 0,78.$$

Силовая турбина модернизированного двигателя имеет следующие параметры:

$$\pi_{TC} = 5,366; \quad \eta_{TC} = 0,868; \quad N_{TC} = 22750 \text{ кВт}.$$

Таким образом, благодаря применению ТКО в составе ГТД мощность силовых турбин возросла почти в 1,5 раза, а эффективный КПД двигателя увеличился на 12%.

С помощью формул, полученных ранее [5], определена средняя температура лопаток РК ТКО, она составляет $\bar{T}_л = 1234 \text{ К}$. Нагрев воздуха от лопаток РК в ТКО равен 6° , в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная тяга, однако, отпадает необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК турбинной части ТКО.

Заключение

Для повышения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной в газотурбинных двигателях предлагается применять в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины турбокомпрессор с общим рабочим колесом. Его использование в составе ГТД имеет смысл, когда применение традиционных ступеней проблематично.

Модернизация двигателей типа Д-436 и Д-36 с помощью ТКО позволяет повысить термодинамические параметры цикла и тем самым увеличить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива.

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся, поэтому до перехода из одного режима работы РК в другой газ и воздух должны успеть пройти соответствующий рабочий канал. Для этого отношение ширины решетки РК к среднему диаметру рабочего канала компрессорного рабочего канала не должно превышать 0,15, иначе часть воздуха сможет пройти всю длину рабочего канала. В вихревых компрессорах, как правило, соблюдается это соотношение [12].

Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к увеличению отношения ширины решетки РК к среднему диаметру рабочего канала. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость. Поэтому для обеспечения эффективной работы турбинной части данное отношение должно быть не выше 0,22.

Литература

1. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
2. Кулагин В. В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы [Текст] / В. В. Кулагин. — М.: Машиностроение, 2005. — 464 с.
3. Теория авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учебник / Ю. М. Терещенко, Л. Г. Валянская, Н. С. Кулик, В.В. Панин/ под ред. Ю.М. Терещенко. — К.: Книжное изд-во НАУ, 2005. — 500 с.
4. Пат. № 84679 України. МКИ⁷. F02 K3/00. Газотурбинний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
5. Шкабура В. А. Исследование турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // Вісник двигунобудування. — 2011. — №2(25). — С.9-13.
6. Шкабура В. А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях [Текст] / В. А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. — 2008. — №4/51. — С.57-60.

7. Шкабура В.А. Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №7/64. – С. 66-70.

8. Шкабура В.А. Результаты исследований турбинной и компрессорной частей турбокомпрессора с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – №9/116. – С. 63-67.

9. Дейч М.Е. Гидрогазодинамика / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. — М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.

10. Овсянников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

11. Быков Н.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Н.Н. Быков, О.Н. Емин. – М: Машиностроение, 1972. – 288 с.

12. Виршубский И.М. Вихревые компрессоры / И.М. Виршубский, Ф.С. Рекстин, А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

Поступила в редакцию 26.06.15

В. А. Шкабура. Дослідження турбінної та компресорної частин турбокомпресора із спільним робочим колесом для застосування у складі газотурбінних двигунів

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання в них перспективних і нових турбомашин, наприклад турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі газотурбінних двигунів проведено розрахунково-конструкторські дослідження. Наведено розрахунки ТКС і результати впливу співвідношення ширини лопаток до середнього діаметра робочого каналу на ефективність роботи компресорної та турбінної частин. При завищеному співвідношенні у формули розрахунку треба вводити коефіцієнт поправлення.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, газотурбінний двигун, компресорна частина, турбінна частина.

V. A. Shkabura. Of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines

In the framework of development of the prospective and new types of turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines. Bring the results analysis gas overflowing of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines gas researches were conducted.

Key words: of turbo-compressor with general impeller, gas turbine engine, compressor zone, turbine zone.

UDC 629.735

MASOUD HAJIVAND

*National Aerospace University named after N. E Zhukovsky "KhAI"***EFFECT OF AXIAL SWIRLER PARAMETERS ON A METHANE-AIR COMBUSTION CHARACTERISTICS AND FORMATION OF NITROGEN OXIDE**

CFD simulation of none-premixed methane-air combustion is performed. The purpose of this paper is to provide information concerning the effect of geometry of axial swirler vanes on the exhaust gas emissions of oxides of nitrogen (NO), for a can combustor of gas turbine engine. Effects of different swirler vane angles on NO formation, are shown. Air swirler adds sufficient swirling to the inlet flow to generate central recirculation region (CRZ) which is necessary for flame stability and air-fuel mixing enhancement. Therefore designing an appropriate air swirler is a challenge to produce stable, efficient and low emission of combustion with low pressure losses. Five axial flat vane swirlers with 20°, 30°, 45°, 55°, and 60° vane angle corresponding to swirl number of 0.28, 0.444, 0.769, 1.1 and 1.33 respectively, were used in this analysis to show vane angle effect on the internal flow field, temperature fluctuations and formation of NO. The simulation has been performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) commercial code ANSYS CFX release 16, including laminar flamelet model, for simulating the methane combustion mixing with air .k-ε model was also investigated to predict the turbulent combustion reaction. A thermal and prompt NOx formation is performed for predicting NO emission characteristics.

Key words: *Computational Fluid Dynamics (CFD), swirl number, oxide of nitrogen, emission, flame stabilization*

Introduction

There are several requirements that must be considered when designing a new gas turbine combustion chamber especially to meet the stringent regulation regarding emissions level from the exhaust. These requirements include stability limits, high combustion efficiency, high intensities of heat release, low burner pressure drop and low emissions production from the combustion processes such as NO and CO [1]. One-way to achieve this, is the use of swirling air flow. Swirling flow is used for the stabilization and control of the flame and to achieve a high intensity of combustion.

Radial and axial swirlers are most common swirlers to generate central recirculation region (CRZ) in primary zone of combustion process in a gas turbine combustor. In this study we performed all the numerical simulations, on the axial swirler. The most common method of generating swirl is, by using curved and flat vane swirlers in axial swirlers. One advantage of flat vanes is that they are cheap and easy to produce. Moreover, the flow striations associated with flat-vane swirlers, which are created by the stalled regions attached to each vane, tend to promote a more stable flame and reduce combustion noise. Another asset of the flat-vane axial swirler is that its exit velocity profile is less peaked and less biased radially outboard than that of the corresponding curved-vane swirler [2]. In consequence, it provides better aeration of the

main soot-forming zone, which is normally located just downstream of the fuel injector [2]. On swirling flows shows that curved vanes are more efficient aerodynamically than flat vanes. This is because they allow the incoming axial flow to gradually turn, which inhibits flow separation on the suction side of the vane. Thus, more complete turning and higher swirl- and radial velocity components are generated at the swirler exit, which results in a larger recirculation zone and a higher reverse flow rate. Most conventional combustor employs the axial flow type swirlers.[2]

Swirling flow induces a highly turbulent recirculation zone, which stabilizes the flame resulting in better mixing and combustion (Gupta *et al.*, 1998). It has been suggested that the large toroidal recirculation zone plays a major role in the flame stabilization process by acting as a store for heat and chemically active species and, since it constitutes a well-mixed region, it serves to transport heat and mass to the fresh combustible mixture of air and fuel (Judd *et al.*, 2000).

Since the early times swirling flows have been employed to establish a recirculation zone which entrains the hot combustion products and creates a low velocity zone of sufficient residence time and turbulence levels such that the combustion process becomes self-sustained.[3].

The presence of swirl results in a rapid rate of mixing between the incoming air and fuel

which reduces the flame temperature and hence lowers NOx formation. It is also well known that coaxial air provides a significant reduction of the NOx emission index of a simple jet flame, since it shortens the flame length and reduces the residence time for thermal NOx to be produced [4,5].

1. Swirl number

The level of swirl or swirl strength can be represented in term of swirl number which is defined as the ratio between axial flux of the angular momentum to the axial momentum [2], which can given as:

$$S_N = \frac{\int_0^R (wr) \rho u 2\pi r dr}{R \int_0^R u \rho u 2\pi r dr} \quad (1)$$

where w, u, ρ and r are the tangential and axial velocity components, density and radius respectively. For a flat vane axial swirler, the swirl number is:

$$S_N = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - (r_i / r_o)^3}{1 - (r_i / r_o)^2} \right] \tan \theta \quad (2)$$

where the inner radius is r_i and outer radius is r_o and θ is the vane angle [2].

For values of swirl number less than around 0.4, no flow recirculation is obtained, and the swirl is described as weak. Most swirlers of practical interest operate under conditions of strong swirl (that is, $S_N > 0.6$).

For a simple axial swirler, the minimum vane angle required to obtain strong recirculation ($S_N > 0.6$) for a typical swirler having $D_{hub}/D_{sw} = 0.5$ is calculated from Equation 4.36 as 38°. A simple geometrical parametrs of axial swirler is shown in Fig. 1 [2].

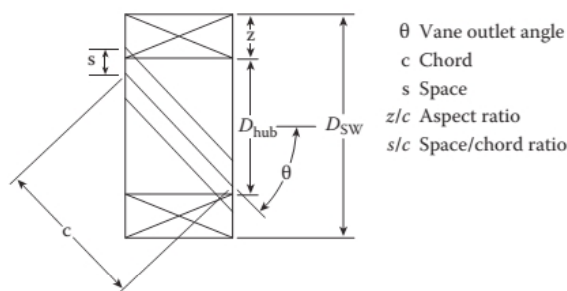


Fig. 1. Geometrical parameters of axial swirlers with flat vanes

2. Recirculation zone and swirler consideration

Air swirler introduces air tangentially into the combustion chamber, consequently the air is forced to change its path, which contributes to the formation of swirling flow. The balance in force could be

demonstrated by the movement of static pressure in the combustion chamber and can be calculated by measuring the distribution of the tangential velocity. Low pressure in the core centre of the swirling flow is created and as a result, swirl vortex is formed [6]. The recirculation region in free swirl flow is shown in fig. 2.



Fig. 2. Recirculation zone in swirling flow [7]

As the level of applied swirl increases, the velocity of the flow along the centerline decreases, until a level of swirl is reached at which the flow becomes stationary. As the swirl is increased further, a small bubble of internal recirculating zone is formed. This, the vortex breakdown phenomenon, heralds the formation of large-scale recirculation zone that helps in stabilizing the flame. It has been concluded [7,8] that the large torroidal recirculation zone plays a major role in the flame stabilization process by acting as a store for heat and chemically active species and, since it constitutes a well-mixed region, it serves to transport heat and mass to the fresh combustible mixture of air and fuel.

Previous researchers have studied the effect of varying the swirler blade angle, which in turn varies the swirl number, on combustion performance.

Drake and Hubbard [9] studied the effect of swirl on completeness of combustion and discovered that there was an optimum swirl blade setting. Claypole and Syred [10] investigated the effect of swirl strength with swirl numbers of 0.63 to 3.04, on the formation of NOx using methane as a gas fuel. They concluded that at swirl number of 3.04, much of the NOx in the exhaust gases was recirculated back to the flame front. The total emissions of NOx were reduced, however, at the expense of loss in combustion efficiency. Mestre [11] compared the effects of swirling and non-swirling systems on combustion characteristics. He clarified that the existence of swirl improves combustion efficiency, decreases pollutant gas-emissions and increases adiabatic flame temperature. In addition he observed that a shorter blue flame was generated with the presence of swirl, indicating a good mixing, while non-swirling combustion resulted in a longer yellow flame as a result of poor mixing. Chigier concluded in his study that swirling flow could stabilize the combustion process and improve the mixing of fuel and air as well; swirl flow affected the flame length, size, density, and stability. An

important effect of swirl on the flow field is the generation of the recirculation zone or aerodynamic blockage, where adverse pressure gradient occurs in the direction of the flow [1]. This vortex breakdown phenomenon occurs only if the strength of swirl is large enough. For a weak swirl ($S_N < 0.4$), the slope of the axial pressure due to swirling motion is not big enough to produce an internal recirculation, whereas for a strong swirl ($S_N > 0.6$), radial and axial pressure slopes are formed downstream of the swirler exit plane creating a recirculation zone (Figure 3) in the axial direction [2].

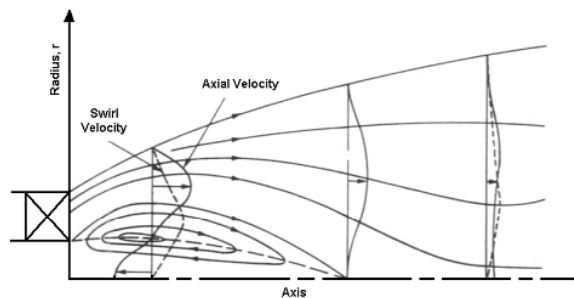


Fig. 3. Axial velocity profile and swirl inside a strong swirl

3. Governing equations, combustion and NOx modeling

The mathematical equations describing the fuel combustion are based on the equations of conservation of mass, momentum, and energy together with other supplementary equations for the turbulence and combustion. The standard $k-\epsilon$ turbulence model is used in this paper. The equations for the turbulent kinetic energy k and the dissipation rate of the turbulent kinetic energy ϵ are solved. For non-premixed combustion modeling. All the numerical simulation has been performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) commercial code ANSYS CFX release 16, including laminar flamelet model for modeling non-premixed methane-air combustion with 17 species and 55 reactions.

In the flamelet model chemical reaction rates are computed first (independent of the flow) and the relevant scalar properties are stored in lookup tables accessible by the flow solver. The instantaneous scalar properties ϕ (i.e., temperature, density, compositions) are represented as a function of the instantaneous mixture fraction Z and its variance Z''^2 , and the scalar dissipation χ : $\phi = \phi(Z, Z''^2, \chi)$. Mean scalar properties are then computed by integrating the instantaneous ϕ over an assumed β -PDF, and the results are stored in the lookup tables. In the flamelet approach, transport equations for the turbulent kinetic energy (k), its dissipation rate (ϵ), enthalpy, mixture fraction Z , and its vari-

ance Z''^2 (which is used to compute the scalar dissipation) are solved for each computational cell. These values are then used to extract mean scalar properties from the chemistry lookup tables. The flow field properties are updated and iterations continue until convergence criteria are met. The NOx formation model (based on thermal and prompt mechanisms) is also included.

When modeling NOx formation in methane-air combustion, the thermal NO and prompt NO are taken into account. In the simulation process, we solve the mass transport equation for the NO species, taking into account convection, diffusion, production and consumption of NO and related species. This approach is completely general, being derived from the fundamental principle of mass conservation. For thermal and prompt NOx mechanisms, only the following NO species transport equation is needed:[12]

$$\rho \frac{\partial Y_{NO}}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} \right) + S_{NO} \quad (3)$$

The source term S_{NO} is to be determined for different NOx mechanisms. Y_{NO} is mass fraction of NO species in the gas phase and D is effective diffusion coefficient.

5. Geometry of combustor-meshing-boundary condition

The model of our domain of simulation, is a can-type combustor. The geometrical sizes of the combustor, fuel injection, air swirler and the fuel inlet (methane) and oxidizer inlet (air) is shown in fig. 4a. Methane and air are entered in the domain separately.

The length of combustor is 327.19 mm and the height is about 105 mm. The inner diameter of the swirler is 22 mm and the outer is 46 mm. The thickness of swirler vane is 0.75 mm. Methane is injected from 6 holes which each of their diameter is 2.5 mm on the surface of injection of 135 degree. The outlet diameter of combustor is about 73.5 mm. The 3D model of combustor and axial swirler are shown fig. 4b and fig. 4c. The model was meshed for simulating in a tetrahedrons meshing method, with about total number of 1015727 nodes, and 4 068 000 total number of elements including prismatic layers around the walls of combustor, that are shown in fig. 5a and fig. 5b.

The different boundary conditions applied for flow analysis of gas turbine can-type combustion chamber in this investigation, which they are inlet mass flow rate for both fuel and oxidizer entering the domain, outlet average static pressure and with no slip walls. Boundary condition information are shown in table 1.

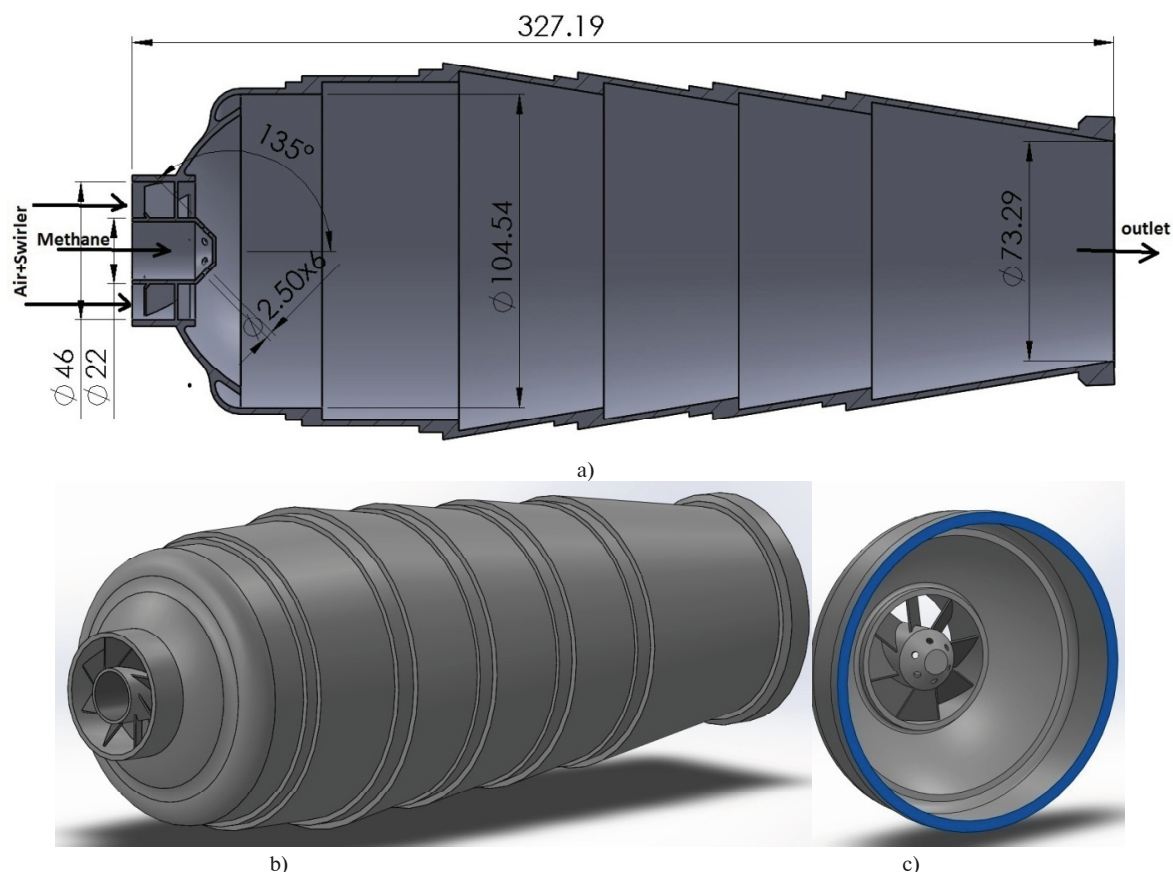


Fig. 4. a) The geometrical parameter of combustor and swirler b) 3D model of whole combustor c) 3D model of axial swirler

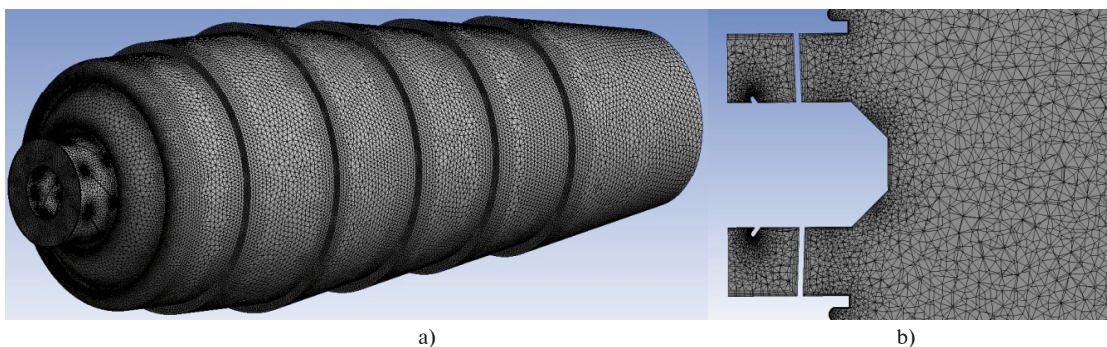


Fig. 5. a) Tetrahedron mesh for whole combustor b) detail view of tetrahedron mesh around the fuel injector with prismatic layers

Table 1

Boundary condition information of combustor

Swirler vane angles (degree)	20	30	45	55	60
Swirl number	0.28	0.444	0.769	1.1	1.33
Operating pressure (atm)	4				
Temperature entering in combustor [K]	450				
Oxidizer mass flow rate [kg/s]	0.2				
Temperature of fuel (K)	310				
Fuel mass flow rate [kg/s]	0.004				

6. Results and discussion of simulation- (Temperature distribution)

All of 5 cases of simulation was performed in ANSYS CFX. The convergence criteria in this simulation was at the RMS residual type with the 10^{-4} residual target. The physical timescale for this combustion simulation was 0.001[s]. All the simulation in 5 cases were converged successfully with solving the mass and momentum (U, V, W momentums), heat transfer (energy), turbulence (k- ϵ), mass fraction of NO, mixture fraction including mean and variance, temperature variance for predicting oxide of Nitrogen.

In order to achieve better mixing between fuel and air in a gas fuel combustor, turbulence flow must be generated to promote mixing. Turbulence energy is created from the pressure energy dissipated downstream of the flame stabilizer. In the radial swirler, turbulence can be generated by increasing the aerodynamic blockage or by increasing the pressure drop across the swirler. In fig.6 and fig. 7 all the temperature and NO mass fraction counters and distributions are presented along the XY plane of combustor for 5 various swirler vane angles (20°, 30°, 45°, 55°, 60°) with swirl number of 0.28, 0.444, 0.769, 1.1, 1.33. In fig. 6.a- with the swirl number of 0.28 the maximum flame temperature is 2242 K. The recirculation zone in this case, is

weaker, compare to the other cases, which effects on flame structure as shown and this can create the maximum flame temperature in the center of combustor. The maximum temperature in fig. 6 b - with the swirl number of 0.444 is 2239 K due to formation of recirculation zone and better air-fuel mixing. The shape and structure of the flame in this case is more uniform then the first case. In fig. 6 c - the swirl number is 0.769 with the vane angle of 45 degree. In this case of our study the maximum flame temperature is 2204 K. Due to a high swirl number here, obviously we can see a very stable and uniform flame structure because of a high quality of recirculation zone in the first zone of mixing and combustion. As we can see the formation of maximum flame temperature is closer to the combustor walls due to a high swirl number. In fig. 6 d - which we can say a very high swirl number of 1.1, the maximum flame temperature is 2172 K which is lower than the 3 cases before due to a higher swirl number. The flame structure is uniform but the maximum temperature is formed close to the walls of combustor. And the last case in fig. 6 e - which has the 2188 K maximum flame temperature. In this case swirl number is 1.33 which is the higher in this study and due to a very high swirl number and recirculation zone the maximum flame temperature has been created like a stream closer to the walls.

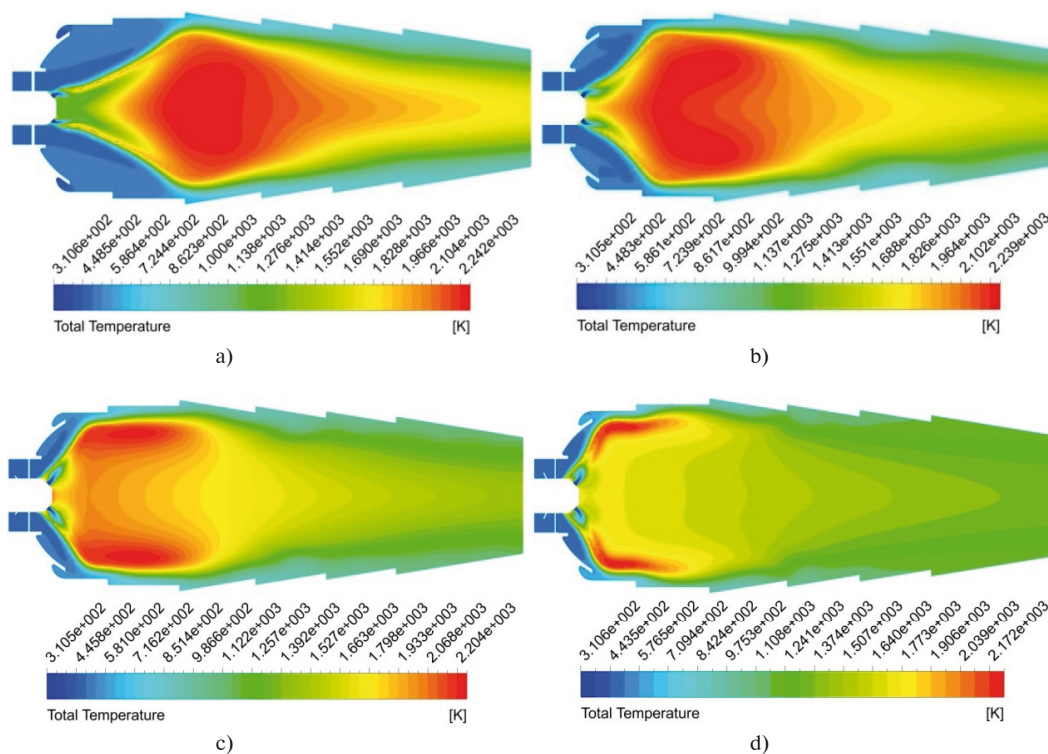


Fig. 6. Temperature distribution contours along XY plane of combustor in different axial swirler vane angles: a) 20 degree; b) 30 degree; c) 45 degree; d) 55 degree; e) 60 degree

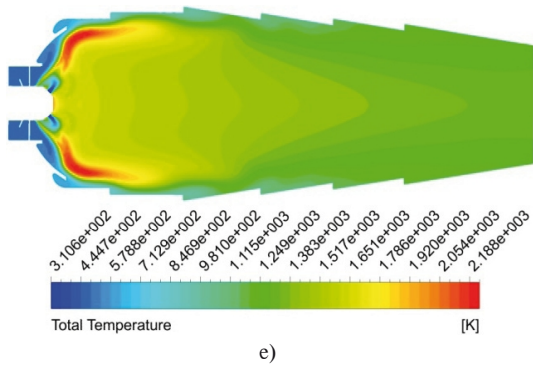


Fig. 6. continue-Temperature distribution contours along XY plane of combustor in different axial swirler vane angles: a) 20 degree; b) 30degree; c) 45 degree; d) 55 degree; e) 60 degree

7. Results and discussion of simulation- (NO distribution)

NO distributions along the XY plane of combustor are shown in fig. 7 in various swirl vane angles with various swirl number. As discussed in pervious section for temperature distribution along the combustor, the minimum temperature was in fig. 6 d

and fig. 6 e due to a high swirl number and a high recirculation zone for better fuel-air mixing and reducing the temperature. And it was obvious that the maximum flame temperature was in fig. 6 a-6 b and 6 c. Actually the maximum NO mass fraction in fig. 7 a with swirl number of 0.28 is 0.0002496 . The formation of maximum NO is occurred at the high temperature zone of combustion, where this zone situated at the center of combustion zone far from the combustion walls. Maximum NO mass fraction in fig. 7 b is 0.0003423 when the swirl number is 0.444. The formation of maximum of NO in this case is started closer to the fuel injector due to a higher swirl number comparing to the first case. The swirl number in fig. 7 c is 0.769 which has the maximum NO of 0.0001555 for the 45 degree swirl vane angles. Due to the extension of recirculation zone along the Y plane closer to the wall of combustor. In fig. 7 d and fig. 7 e the maximum mass fraction is 0.00004451 and 0.00003, which is the minimum NO mass fraction is for fig. 7 e which has the 60 degree of vane angles with swirl number of 1.33 due to a high swirl number and recirculation zone.

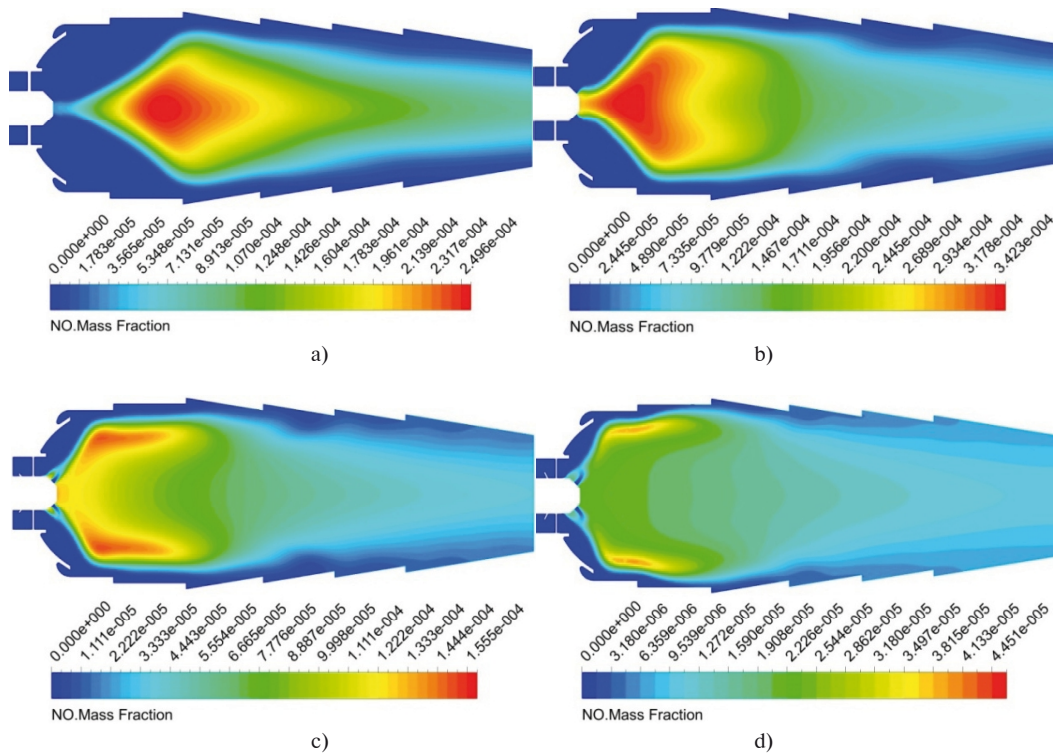
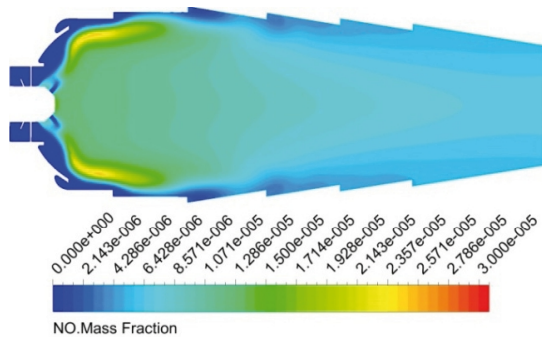


Fig. 7. NO mass fraction distribution contours along XY plane of combustor in different axial swirler vane angles: a) 20 degree; b) 30 degree; c) 45 degree; d) 55 degree; e) 60 degree



e)
Fig. 7. continue-NO mass fraction distribution contours along XY plane of combustor in different axial swirler vane angles:
 a) 20 degree; b) 30 degree; c) 45 degree; d) 55 degree;
 e) 60 degree

8. Outlet information table and flow streamlines

In Table 2, all the mass fraction and total temperature exiting from combustor outlet and pressure drop of various swirler vane angle are present. In figure 8 flow streamline of central recirculation region (CRZ) along the XY plane of combustor are presented for all model of various swirl vane angles.

Table 2.

NO mass fraction and total temperature exiting from combustor outlet and pressure drop of various swirlers

Swir vane angle (degree)	20	30	45	55	60
Outlet NO mass fraction	3.47136×10^{-5}	4.3995×10^{-5}	2.46321×10^{-5}	8.65701×10^{-6}	6.0731×10^{-6}
Outlet total temperature (K)	1295	1293	1285	1283	1283
Pressure drop %	1.0336	1.398	3.144	5.901	8.384

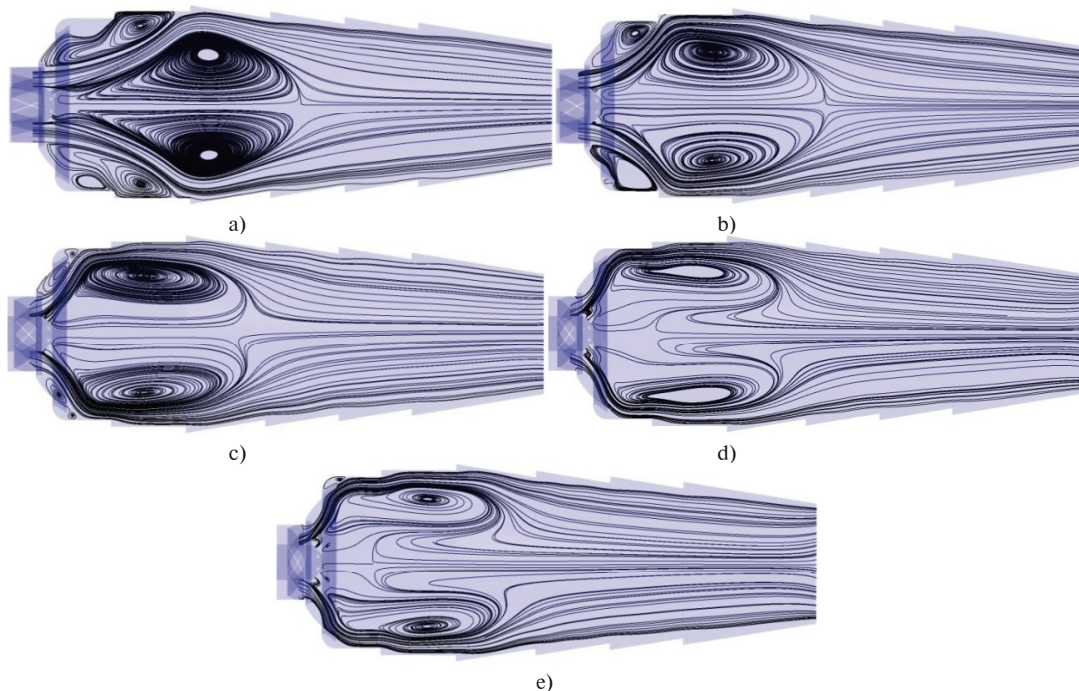


Fig. 8. Flow streamline of central recirculation region (CRZ) along the XY plane of combustor in different axial swirler vane angles: a) 20 degree; b) 30 degree; c) 45 degree; d) 55 degree; e) 60 degree

9. The diagrams of distribution of total temperature and NO distribution

The diagram of distribution of total temperature and NO mass fraction along the Y plane (axial distance), are shown in figure 9. We can say that, these diagram

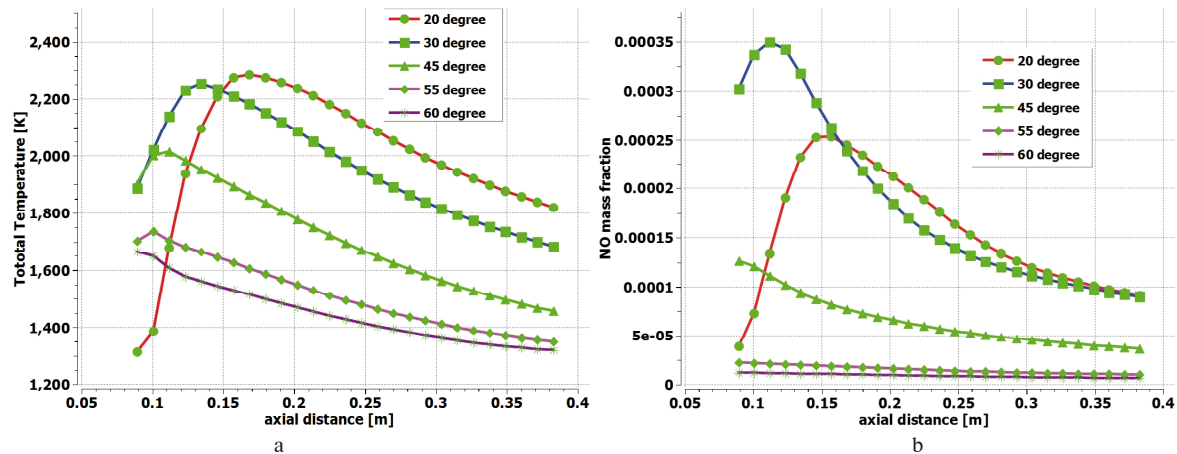


Fig. 9. a) Total temperature distribution along the Y plane of combustor, b) NO mass fraction distribution along the Y plane of combustor

10. Conclusion

Swirling flow can increase combustor performance by aiding the fuel-air mixing process and by producing recirculation regions which can act as flame holders. Therefore, to reduce emissions and to enhance performance the proper selection of a swirler is needed. The variation in the swirler vane angle has a significant effect on the flow pattern inside the combustor. These can be concluded from the overall streamline pattern, the mean axial and tangential velocity distributions, and turbulence intensity near the inlet. As the swirl number increases, the length and the diameter of the central recirculation zone increases while the size of the corner recirculation decreases (as shown in fig. 8). Furthermore, the turbulence strength represented by the turbulence kinetics energy also increases. On the other hand, the increase in the swirl number results in more losses in the total pressure (pressure drop) which will affect the combustion performances.

The main purpose in this study is to show the effect of the low and high swirl number on flame stabilization, temperature fluctuation and determination of NO distribution along the combustor especially on outlet (exit area) of our domain. The results show that axial swirler with the vane angle of 20 degree and 0.28 of swirl number, has the maximum flame temperature of 2242 K and NO mass fraction of 0.0002496, due to a low swirl number and weak central recirculation zone (CRZ), which cannot provide a good fuel-air mixing rate to perform an acceptable combustion process, but in this case the pressure drop is 1.03% which is the minimum pressure loss in this simulation for this type of swirler angle.

of changes are the general view of variations and fluctuations of total temperature and concentration of oxide of nitrogen (NO) along our domain of calculation (can combustor). It is clear that temperature and NO variations along the combustor are different from other with various swirler vane angle.

In this study the minimum flame temperature (2172 K and 2188 K) and NO mass fraction of (0.00004451-0.00003) observed in swirler with vane angle of 55 and 60 degree with the swirl number of 1.1 and 1.33. But despite this these 2 cases have the maximum pressure drop of 5.901% and 8.384%, which is a very high.

As observed, the 60 vane angle swirler was able to produce the strongest circulation and highest recirculated mass flow inside the combustion chamber but on the contrary it has the disadvantages of the longest recirculation zone which makes the flame more susceptible to blow off and of the highest losses in total pressure. In the light of this discussion, it can be argued that, the 45° vane angle swirler could be considered as a compromise between turbulence production and pressure losses.

11. References

1. Yehia A. E. prediction of the flow inside a micro gas turbine combustor [Text] / A. E Yehia, J.M Johan, N.M. Mohammad // Jurnal mekanical-June-2008-Vol.25-P. 50-632- Lefebvre A. H. Gas turbine combustion [Text] / A. H Lefebvre, D. R Ballal // CRC press-Third edition- London, New York -2010. -539 p.
2. Syred N. Combustion in swirling flows [Text] / N. Syred, J. M. Beer // Combustion and Flame - 1974, Vol. 23. - P. 143-201.
3. Driscoll J.F. Blowout of non-premixed flames, maximum coaxial air velocities achievable, with and without swirl [Text] / J.F Driscoll, R.H Chen, Y. Yoon // Combustion and Flame - 1992. -Vol. 88.- P. 37-49.
4. Feikema D. Blowout of non-premixed flames: maximum coaxial air velocities achievable, with

and without swirl [Text] / D. Feikema, R.H Chen, J.F Driscoll // combustion and flame. -June 2005.- Vol. 86.-P.347-358.

5. Collin R. industrial Furnace Technology, short course [Text] / R. Collin, J. Ward // Jld. I and II. Porto Cenertec.- Centro De Energia E Technologia.- Portugal.-1990.

6. Fuligno L. An Integrated Design Approach for Micro Gas Turbine Combustors / L.Fuligno, D. Micheli, C. Poloni // ASME Turbo Expo.- Spaine.-2006.

7. Thring M.W The Aerodynamics of Annular Jet Registers [Text] / M.W Thring // Paper presented at 2nd Members Conference.-IFRF.- Ijmuiden, Holland.-1971.

8. Drake P.F. Effect of air swirl on the completeness of combustion [Text] / P.F. Drake, E.H. Hubard // J. Inst. Fuel.-1963. -Vol.-36.- 389 p.

9. Claypole T.C. The Effect of Swirl Burner Aerodynamics on NO_x Formation [Text] / T.C Claypole, N.Syred // Eighteenth International Symposium on Combustion. -Vol. 8.- P. 81-89.

10. Mestre A. Efficiency and Pollutant Formation Studies in a Swirling Flow Combustor, Fluid Mechanics of Combustion, Edited by Dussord et al [Text] / A.Mestre // ASME.- New York.-1974

11. JIANG B. Study on NO_x Formation in CH₄/Air Jet Combustion [Text] / H. LIANG, G. Guoqiang, Xingang L // Chinese J. Chem. Eng., vol 14(6)-2006-p. 723—728.

Submitted to the editorship 16.07.2015

Масуд Хадживанд. Влияние параметров осевых завихрителей на характеристики горения метановоздушной смеси и образование оксида азота

Выполнено CFD моделирование метановоздушной смеси без предварительного смешивания. Цель этой статьи заключается в предоставлении информации о влиянии геометрии лопаток осевых завихрителей на выброс оксидов азота (NO) для трубчатой камеры сгорания газотурбинного двигателя. Показано влияние различных углов установки лопаток завихрителя на образование NO. Воздушный завихритель добавляет достаточное завихрение потоку на входе, чтобы генерировать центральную область рециркуляции (CRZ), которая необходима для стабильности пламени и повышения качества смешивания воздуха и топлива. Поэтому проектирование соответствующего воздушного завихрителя является важной задачей для получения стабильного и эффективного горения с низкими потерями давления и низким уровнем выбросов. В этом анализе использованы пять осевых плоских типов лопаток завихрителя с углами установки 20°, 30°, 45°, 55°, 60°, с числом завихрения 0.28, 0.444, 0.769, 1.1, 1.33, чтобы показать влияние угла установки лопаток на области внутреннего потока, флуктуацию температуры и образование NO. Моделирование выполнено с использованием программы вычислительной гидродинамики (CFD) ANSYS CFX выпуск 16, в том числе ламинарной flamelet модели для имитации горения метана и k-ε модели для турбулентного горения. Формирование термических и быстрых NO_x выполняется для прогнозирования характеристики выбросов.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика(CFD), число завихрения, оксид азота, эмиссия, стабилизация пламени.

Масуд Хадживанд. Вплив параметрів осьових завихрителів на характеристики горіння метаноповітряної суміші та створення оксиду азоту

Виконано CFD моделювання метаноповітряної суміші без попереднього змішування. Мета цієї статті полягає в наданні інформації про вплив геометрії лопаток осьових завихрителів на викид оксидів азоту (NO) для трубчастої камери згорання газотурбінного двигуна. Показано вплив різних кутів установки лопаток завихрителя на створення NO. Повітряний завихритель додає достатнє завихрення потоку на вході, щоб генерувати центральну область рециркуляції (CRZ), яка необхідна для стабільності полум'я і підвищення якості змішування повітря і палива. Тому проектування відповідного повітряного завихрителя є важливим завданням для отримання стабільного та ефективного горіння з низькими втратами тиску і низьким рівнем викидів. У цьому аналізі використані п'ять осьових плоских типів лопаток завихрителя з кутом установки 20°, 30°, 45°, 55°, 60°, з числом завихрення 0.28, 0.444, 0.769, 1.1, 1.33, щоб показати вплив кута лопаток на області внутрішнього потоку, флуктуацію температури і створення NO. Моделювання виконано з використанням програми обчислювальної гідродинаміки (CFD) ANSYS CFX випуск 16, в тому числі ламінарної flamelet моделі для імітації горіння метану та k-ε моделі для турбулентного горіння. Формування термічних і швидких NO_x виконується для прогнозування характеристики викидів.

Ключові слова: обчислювальна гідродинаміка (CFD), число завихрення, оксид азоту, емісія, стабілізація полум'я.

Наукове видання

Вісник двигунобудування №2/2015
науково-технічний журнал

Головний редактор
Заст. гол. редактора

д-р техн. наук О. Я. Качан
д-р техн. наук А. І. Долматов

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничих відділах ЗНТУ і АТ «МОТОР СІЧ»

Комп'ютерна верстка

Коректори

М.Д. Хош

О.Є. Носік,

Я.В. Обухович

Свідоцтво про державну реєстрацію
КВ № 6157 від 20.05.2002

Передрукування матеріалів тільки з дозволу редакції

При використанні матеріалів посилання на журнал є обов'язковим

Матеріали публікуються мовою оригіналу

Рукописи, фотокартки та носії інформації не повертаються

Здано до друку 27.07.2015 р., зам. 3009, накл. 300.

Надруковано видавничим комплексом АТ «МОТОР СІЧ»

Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №4213 від 22.11.2011.