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

# ВЕСТНИК №2 ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ 2010 издается

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

> Свидетельство о регистрации КВ № 6157 от 20 мая 2002 г. выдано Государственным комитетом информационной политики, телевидения и радиовещания Украины

Запорожье ОАО «Мотор Сич» 2010 г.

### **ISSN 1727-0219**

#### 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 потенціальних здобувачів степенів 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
- Standartization and metrology
- Ecology

Материалы номера рекомендованы к публикации Ученым Советом Запорожского национального технического университета (протокол № 2 от 28.09.2009 г.).

#### И. о. главного редактора

#### 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 А. Д. Коваль д-р техн. наук Э. И.Цивирко д-р техн. наук Л. И. Ивщенко 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, профессор А. Я. Качан

д-р техн. наук, профессор А. И. Долматов

д-р техн. наук Б. А. Грязнов 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 С. В. Епифанов д-р техн. наук С. А. Дмитриев д-р техн. наук К. Ф. Дмитриченко д-р техн. наук Ю. В. Петраков д-р техн. наук А. Р. Лепешкин канд. техн. наук А. В. Богуслаев канд. техн. наук А. В. Шереметьев

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

© ЗНТУ © НАУ им. Жуковского «ХАИ» © ОАО «Мотор Сич»

### нціальних здооувачів степенів і зван

## Члены редакционной коллегии



Качан А.Я. И. о. гл. редактора, д-р техн. наук



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



Богуслаев 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





Ольшанецкий В.Е. д-р техн. наук



Кулик Н.С. д-р техн. наук



Мозговой В.Ф. канд. техн. наук



Внуков Ю.Н. д-р техн. наук



Карпинос Б.С. д-р техн. наук



Титов В.А. д-р техн. наук



Дмитриев С.А. д-р техн. наук



Шереметьев А.В. канд. техн. наук



Коваль А.Д. д-р техн. наук



Кривов Г.А. д-р техн. наук



Ножницкий Ю.А. д-р техн. наук



Петраков Ю.В. д-р техн. наук



Цивирко Э.И.

Дмитриченко Н.Ф. д-р техн. наук



Горбенко Г.А. д-р техн. наук



Лепешкин А.Р. д-р техн. наук



Мовшович А.Я. д-р техн. наук



Епифанов С.В. д-р техн. наук



Богуслаев А.В. канд. техн. наук







Ивщенко Л.И. д-р 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 Microcoft 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 подрисуночной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисуночной 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, зам. главного редактора Качану Алексею Яковлевичу Электронный вариант статьи можно передать по адресу: vd@zntu.edu.ua. (максимальный объем письма 2 Мбайта).

- 4 -

## СОДЕРЖАНИЕ

### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

В.М. Ананьев, В.В. Голованов, А.А. Галемин, В.С. Каленский, А.А. Земсков РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РЕЗОНАНСНОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДОВ АГРЕГАТОВ ГТД И ВЕРТОЛЕТОВ
О.Н. Билякович, Е.В. Богайская СТРУКТУРА И СВОЙСТВА МОДИФИЦИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ, СФОРМИРОВАННЫХ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО РЕЖИМА СМАЗКИ (ОБЗОР)
<i>Д.И. Волков</i> ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ АРХИТЕКТУРЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СОВРЕМЕННЫХ FADEC
<i>Д.А. Долматов</i> МЕТОД ФИЛЬТРАЦИИ ГЕНЕРАЛЬНОГО БАЛАНСА ПРИ ПЕРЕМЕННОМ СКОРОСТЬОПРЕДЕЛЯЮЩЕМ БАЗИСЕ
И.Е. Евдокимов, А.А. Сорокин МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗЛУЧЕНИЯ СТРУИ ГОРЯЧИХ ГАЗОВ В ANSYS CFX
<i>Жаріков В.М.</i> Сучасний стан питання оптимізації режимів роботи газотурбінних газоперекачувальних агрегатів
<i>Л.В. Капитанова, А.Н. Науменко</i> ФОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАМЕР С УЧЕТОМ ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДИФИКАЦИЙ САМОЛЕТА
<i>В.Н. Мельник, В.В. Карачун</i> ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ ЭФЕКТЫ В ОБОЛОЧЕЧНЫХ ФРАГМЕНТАХ
<i>Д.Ф. Симбирский, А.Г. Добровольский</i> ТЕМПЕРАТУРНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА СТЕНКАХ КОНВЕКТИВНО ОХЛАЖДАЕМЫХ ВЫСОКОНАГРЕТЫХ ДЕТАЛЕЙ
<i>Т.В. Степанова, Д.В. Козел</i> РАЗРАБОТКА МЕТОДИЧЕСКИХ ПРИЕМОВ ПО УЛУЧШЕНИЮ ТОЧНОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ АЭРОДИНАМИКИ В РАМКАХ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МЕТОДАМИ CFD АНАЛИЗА. I. ИССЛЕДОВАНИЕ СЕТОЧНОГО АСПЕКТА НА ТЕСТОВОЙ ЗАДАЧЕ
<i>А.И.Тарасенко</i> РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОГРАНИЧЕНИЙ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ГТД СОСВОБОДНОЙ СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ
А.И. Тарасов, В.А. Щипаков ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПУЛЬСИРУЮЩИХ ДЕТОНАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ
<i>М.Ю. Титов, А.В. Лоян, В.А. Подгорный, <u>В.А. Федотенко</u> ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ ХОЛЛОВСКОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ ДО 100 ВТ</i>
<i>П. Г. Хорольский, С. Г. Бондаренко</i> ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОГО ВАРИАНТА ПРИМЕНЕНИЯ ГЛУБОКОГО ГИБКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГИ ДЛЯ ВЫВЕДЕНИЯ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ

А.С. Шаратов			
СТРУЙНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ДИНАМИКУ	/ ГРЕБНОГО	ВИНТА	82

### конструкция и прочность

К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, Г.В. Мясникова, А.В. Наумов, И.В. Резниченко         ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ОБЛОПАЧЕННЫХ ДИСКОВ С ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ         ЦИКЛИЧЕСКОЙ СИММЕТРИИ	Е.С.Барышева, Л.Г.Бойко, О.Н.Дрынов, В.В.Кубакин ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ СОВРЕМЕННОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ
С.А. Букатый ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ И СВОЙСТВ НАНОПОКРЫТИЙ НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД	К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, Г.В. Мясникова, А.В. Наумов, И.В. Резниченко ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ОБЛОПАЧЕННЫХ ДИСКОВ С ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ ЦИКЛИЧЕСКОЙ СИММЕТРИИ91
0. Н. Былинкина, Б.Б. Коровин         ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БИРОТАТИВНОГО ВИНТОВЕНТИЛЯТОРА В         КАПОТЕ ПРИ РАССОГЛАСОВАНИИ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ЕГО РОТОРОВ         99         Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай, С.Б. Кулшиов, А.Н. Скрикий         ВЛИЯНИЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА КОЛЕБАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА         ГТД С МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИМИ НЕОХЛАЖДАЕМЫМИ ЛОПАТКАМИ         105         Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабиито, В.В. Бойко         АНЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО         и ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШИРОКОХОРДНОЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД	<i>С.А. Букатый</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ И СВОЙСТВ НАНОПОКРЫТИЙ НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД
Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий         ВЛИЯНИЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА КОЛЕБАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА         ПТД С МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИМИ НЕОХЛАЖДАЕМЫМИ ЛОПАТКАМИ         ПОВ.         Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабишов, В.В. Бойко         АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО         И ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШИРОКОХОРДНОЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД         109         З.Г.Ершова, В.И.Ершов         ИНТЕГРИРОВАНИЕ УТОЧНЕННЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ         ПАНЕЛИ       114         Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисок, О.А. Петрова, И.В. Бережная         ДАЛЬНЕЙШАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО         АППАРАТА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЯ АИ-25ТЛ         120         В.Е. Костнок, Е.И. Кирилаш         ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО         ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД         124         А.Н. Маркушин, В.К. Меркушин, А.В. Бакланов         СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КОНВЕРТИРОВАННОМ АВИАДВИГАТЕЛЕ         ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ         Л.Л. Михайлов, В.В. Вошова         ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АКУУЗ ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО         КОНСОРНОКИИ МЕТОДАМИ         К.И. Срилова         ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АКУУЗ ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО      <	<i>О.Н. Былинкина, Б.Б. Коровин</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БИРОТАТИВНОГО ВИНТОВЕНТИЛЯТОРА В КАПОТЕ ПРИ РАССОГЛАСОВАНИИ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ЕГО РОТОРОВ
Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабишто, В.В. Бойко         АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО         И ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШИРОКОХОРДНОЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД	Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий ВЛИЯНИЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА КОЛЕБАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГТД С МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИМИ НЕОХЛАЖДАЕМЫМИ ЛОПАТКАМИ 105
<ul> <li>3.Г.Ершова, В.И.Ершов</li> <li>ИНТЕГРИРОВАНИЕ УТОЧНЕННЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ</li> <li>ПАНЕЛИ</li></ul>	Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабиито, В.В. Бойко АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШИРОКОХОРДНОЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД 109
Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисюк, О.А. Петрова, И.В. Бережная         дАЛЬНЕЙШАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО         АППАРАТА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЯ АИ-25ТЛ         В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш         ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО         ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД         124         А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов         СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КОНВЕРТИРОВАННОМ АВИАДВИГАТЕЛЕ         ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ         136         А.Л. Михайлов, В.В. Воинова         ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АNSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО         КОНОСТЬ В АЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ         КАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ         141         Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова         КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ         НАГРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ КАНАЛІ УЗДОВЖ ВХІДНОЇ КРОМКИ         Д.М. ПИСЬМЕННИЙ	<i>З.Г.Ершова, В.И.Ершов</i> ИНТЕГРИРОВАНИЕ УТОЧНЕННЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАНЕЛИ
В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД	Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисюк, О.А. Петрова, И.В. Бережная Дальнейшая модернизация системы охлаждения лопаток соплового аппарата первой ступени турбины двигателя аи-25тл
А.Н. Маркушин, В.К. Меркушин, А.В. Бакланов         СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КОНВЕРТИРОВАННОМ АВИАДВИГАТЕЛЕ         ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ       136         А.Л. Михайлов, В.В. Воинова       136         ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ANSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО       136         КОНСОЛЬНОГО ВАЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ       141         Ю.Б. Назаренко, Л.Ф.Светашова       141         КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ       146         Д.М. Письменний       146         Д.М. Письменний       141         ТЕПЛООБМІН І ВТРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ КАНАЛІ УЗДОВЖ ВХІДНОЇ КРОМКИ       150	В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД 124
<i>А.Л. Михайлов, В.В. Воинова</i> ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ANSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО КОНСОЛЬНОГО ВАЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ	<i>А.Н. Маркушин, В.К. Меркушин, А.В. Бакланов</i> СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КОНВЕРТИРОВАННОМ АВИАДВИГАТЕЛЕ ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ
Ю.Б. Назаренко, Л.Ф.Светашова КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ НА ОПОРАХ	А.Л. Михайлов, В.В. Воинова ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ANSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО КОНСОЛЬНОГО ВАЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ141
Д.М. Письменний ТЕПЛООБМІ́Н І ВТРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ КАНАЛІ́ УЗДОВЖ ВХІ́ДНОЇ КРОМКИ ЛОПАТКИ ПРИ ЧАСТКОВОМУ ОРЕБРЕННІ́ СТІ́НОК	Ю.Б. Назаренко, Л.Ф.Светашова КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ НА ОПОРАХ
	<i>Д.М. Письменний</i> ТЕПЛООБМІ́Н І́ ВТРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ КАНАЛІ́ УЗДОВЖ ВХІ́ДНОЇ КРОМКИ ЛОПАТКИ ПРИ ЧАСТКОВОМУ ОРЕБРЕННІ́ СТІ́НОК

С.И. Сербин, С.В. Вилкул, В.В. Вилкул	
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНОГО ЗАВИХРИТЕЛЯ НА	
ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ И СТРУКТУРУ ПОТОКА В КАМЕРЕ	
СГОРАНИЯ ГТД 1	155
С.В. Филипковский	
НЕЛИНЕЙНЫЕ НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА НА ПОДШИПНИКАХ	
КАЧЕНИЯ	160

### ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

В.К. Борисевич, В.В. Третьяк, И.В. Скорченко	
К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИМПУЛЬСНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗАМКНУТОЙ КАМЕРЕ ДЛЯ ВЗРЫВНЫХ ПРЕССОВ	166
А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин НОВЫЙ ЭФФЕКТ ПРИ ИНДУКЦИОННОМ НАГРЕВЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ	172
А.А. Михалкин, В.И. Гуляев Методы борьбы с повышенными вибрациями по ротору вентилятора при эксплуатации двигателей д-36	178

### СТАНДАРТИЗАЦИЯ И МЕТРОЛОГИЯ

А.Г. Буряченко, В.А. Антонец	
ТРЕБОВАНИЯ К ДАТЧИКАМ ДАВЛЕНИЯ, ИНТЕГРИРУЕМЫМ В ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ КАНАЛЫ	
БОРТОВЫХ ЭСУ 1	81

### СБОРКА И ИСПЫТАНИЯ

Ю.А. Закиева, Г.Г. Безукладников ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ЗАГРУЗКИ ПРОМЫШЛЕННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ. РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ	186
А.О. Кузьмичева, Н.С. Мельникова, В.Б. Коротков ФОРМИРОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПОТОКОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД	189
В.М. Грудинкин, В.А. Качура Методы и средства модельной поддержки процессов разработки асу стендовыми испытаниями газотурбинных двигателей	193

### УДК 621.833:621.452.3:629.735.45-585:517.962.1:531.78

### В.М. АНАНЬЕВ<sup>1</sup>, В.В. ГОЛОВАНОВ<sup>1</sup>, А.А. ГАЛЕМИН<sup>2</sup>, В.С. КАЛЕНСКИЙ<sup>1</sup>, А.А. ЗЕМСКОВ<sup>1</sup>

<sup>1</sup> ФГУП «ЦИАМ им.П.И.Баранова», Россия; <sup>2</sup> ОАО «МВЗ им. М.Л.Миля», Россия

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РЕЗОНАНСНОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДОВ АГРЕГАТОВ ГТД И ВЕРТОЛЕТОВ

Приводы авиационных двигателей и вертолетов обеспечивают их жизнедеятельность и выход привода из строя может привести к летному или чрезвычайному происшествию. Одной из причин разрушения зубчатых передач приводов ГТД и агрегатов трансмиссии вертолетов являются резонансные колебания, вызванные динамическими нагрузками в зацеплении зубчатых колес. Расчетно-экспериментальным исследованием показано, что наиболее эффективным методом определения частот собственных колебаний зубчатых колес является метод конечных элементов (МКЭ), на основании результатов которого можно оценить возможность их резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения. Приводятся результаты тензометрирования и виброметрирования зубчатых колес конической передачи вертолетного редуктора, полученные с использованием разработанной ФГУП «ЦИАМ им. П.И.Баранова» программной «Системы мониторинга технического состояния роторных машин». Показана идентичная зависимость сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зубчато и вибродиагность сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зависимость сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зависимость сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зубчатой передачи, что позволяет использованием разработанной и вибродатчиков от динамического состояния зависимость сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зубчатой передачи в эксплуатации.

Двигатель, вертолет, редуктор, зубчатые передачи, конечные элементы, тензометрирование, виброметрирование

#### Введение

Жизнелеятельность лвигателя обеспечивают агрегаты, расположенные на коробке двигательных агрегатов (КДА), которая приводится от ротора компрессора высокого давления (КВД) посредством зубчатых передач, состоящих из цилиндрических и конических зубчатых колес. Частоты вращения роторов КВД двигателей самолетов изменяются в широком диапазоне от малого газа до максимального взлетного режима, поэтому вероятность работы конической передачи в резонансном режиме чрезвычайно высока, учитывая высокие значения частот вращения роторов КВД от 8000 до 45000 об/мин. Близко к этому диапазону подходят частоты вращения угловых передач приводов от двигателей к главному редуктору вертолета. Определению собственных частот зубчатых колес на этапе проектирования уделяется мало внимания, поэтому появление поломок от резонансных колебаний является неожиданностью. Задача оценки возможности резонансных колебаний диафрагм зубчатых колес приводов является актуальной и тесно связана с обеспечением надежности авиационной техники.

#### 1. Резонансные колебания шестерен

Характерной особенностью конструкции конических зубчатых колес, влияющей на их возбуждаемость, являются осевые силы в зацеплении, которые вызывают колебания обода и диафрагмы по собственным частотам и формам. При совпадении одной из собственных частот с частотой пересопряжения зубчатой передачи в рабочем диапазоне частот вращения возникают резонансные колебания колес [1].

Резонансные колебания конических, а иногда и сидящих на одном с ними валу цилиндрических зубчатых колес, возбуждаются зубцовыми гармониками и их боковыми составляющими, которые образуют назад и вперед бегущие волны деформаций с частотой

$$f = \frac{n \cdot (k \cdot z \pm i)}{60},\tag{1}$$

где *k* – номер зубцовой гармоники;

- число зубьев колеса;

i = 1, 2, 3, -число упругих волн деформаций на колесе (число узловых диаметров), i = 0 соответствует зонтичной форме;

© В.М. Ананьев, В.В. Голованов, А.А. Галемин, В.С.Каленский, А.А.Земсков, 2010

*n* – частота вращения колеса, об/мин;

знаки « $\pm$ » соответствуют волнам деформации: «+» — назад бегущей, «-» — вперед бегущей волне.

Величина амплитуды резонансных колебаний конических и цилиндрических зубчатых колес зависит как от особенностей их конструкции, так и от качества изготовления и сборки. Поэтому при разработке конструкции зубчатого колеса уже на стадии эскизного проекта необходимо оценить вероятность резонансных колебаний и отстроиться от них, а также принять меры по снижению динамических нагрузок в зацеплении, возбуждающих резонансные колебания.

На практике встречались случаи резонансных колебаний зубчатых колес приводов и величина их уменьшалась как за счет встраивания демпфера колебаний, так и за счет изменения конструкции зубчатого колеса. Демпфер применялся наиболее часто.

Например, в ведомом коническом колесе центрального привода ГТД АЛ-31 при остром резонансе с частотой f = 6680Г ц по форме с 3-мя диаметрами замеренный уровень переменных напряжений составлял  $\sigma$  = ±150 МПа. С помощью установки тарельчатого демпфера напряжения снизились до  $\sigma$  = ±13 МПа .

В коническом колесе центрального привода двигателя РД-33 при резонансе с частотой f = 8530 Гц по форме с 4-мя диаметрами замеренный уровень переменных напряжений составлял  $\sigma = \pm 232$  МПа. Усиление обода и установка кольцевого демпфера позволили снизить напряжения до  $\sigma = \pm 31$  МПа.

В приводе двигателя АИ-222 устранили резонансные колебания цилиндрического колеса центрального привода изменением конструкции колеса.

Во всех случаях на рост переменных напряжений существенное влияние оказывало качество изготовления и сборки передачи.

Для существующих конструкций агрегатов трансмиссий вертолетов характерными особенностями являются достаточно высокая жесткость конических зубчатых колес и сравнительно низкие частоты их вращения. Вследствие этого, области резонансных колебаний зубчатых колес находятся выше рабочих диапазонов частот вращения и, как правило, отсутствуют связанные с резонансами дефекты. Поэтому, чрезвычайно сложные расчетные и экспериментальные работы по оценке возможности резонансных колебаний конических зубчатых колес агрегатов трансмиссии вертолетов не проводились.

В новых конструкциях трансмиссий вертолетов для изменения направления передачи мощности от двигателя к главному редуктору устанавливаются угловые конические редукторы, частоты вращения валов которых сравнимы с приводами двигателей (n > 8000 об/мин). И, хотя диапазон изменения частоты вращения свободной турбины вертолетных двигателей сравнительно небольшой, возможно попадание в зону резонансных колебаний. Ниже приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования такого случая.

На рис. 1 представлена ускоряющая неортогональная коническая передача, состоящая из зубчатых колес с круговыми зубьями z35 и z33, частота вращения шестерни n<sub>33</sub> = 8062 об/мин.



Рис. 1. Коническая передача

Один редуктор наработал на стенде около 1000 часов, а при испытании второго экземпляра произошла поломка шестерни z33, которая повторилась при следующих испытаниях.

#### 2. Расчет частот собственных колебаний МКЭ

Для установления причины поломки был проведен комплекс мероприятий, в том числе расчет частот собственных колебаний шестерни МКЭ. Для расчета использовалась конечно-элементная система NASTRAN. При расчете собственных частот и форм колебаний шестерни z33 было принято допущение о необходимости определения колебаний только диафрагмы с зубчатым ободом шестерни. Это позволило значительно упростить задачу, так как не было необходимости моделировать вал шестерни. В качестве расчетной модели был взят фрагмент, содержащий один зуб обода и соответствующий сегмент диафрагмы (рис. 2).

Были наложены условия циклической симметрии (на узлы конечных элементов, связанные условием циклической симметрии). Исходя из условий работы и принятых допущений, были наложены граничные условия: запрещено перемещение по всем степеням свободы в месте отсечения ступицы от вала шестерни.



Рис. 2. Модель МКЭ и ее разбиение



Рис. 3. Резонансная диаграмма



Рис. 4. Форма колебаний 3D

Расчет выявил возможность резонансных колебаний шестерни в рабочем диапазоне частот вращения с собственной частотой  $f_c = 3977$  Гц (рис. 3) по 3-м узловым диаметрам (рис.4) при возбуждении первой гармоникой зубцовой частоты конической передачи.

#### 3. Экспериментальное исследование резонанса

Для подтверждения возможности резонансных колебаний было проведено тензометрирование и виброметрирование шестерни z33 в составе редуктора на стенде. Для этого диафрагма шестерни была препарирована тензодатчиками около впадин зубьев в радиальном и окружном направлениях и на редукторе установлены вибродатчики. Во время эксперимента сигналы снимались с 6-ти тензодатчиков через токосъемник, а также с вибродатчика и датчика частоты вращения, одновременно.

Запись сигналов тензометрирования шестерни проводилась на нескольких режимах нагружения, от крейсерского до максимального взлетного, при плавном изменении частоты вращения вала несущего винта от малого газа до 100% и обратно при постоянной нагрузке, соответствующей режиму испытания.

#### 3.1 Методика обработки результатов тензометрирования

При обработке результатов тензометрирования и виброметрирования шестерни была использована разработанная ЦИАМ программная «Система мониторинга технического состояния роторных машин», которая представляет собой набор программных инструментов для просмотра и обработки сигналов динамических процессов.

При обработке сигналов тензорезисторов методом следящего анализа в качестве привязки к частоте врашения валов использовался канал оборотов. Аппроксимация преобразования Фурье разложением в ряд Фурье представлена набором узкополосных фильтров с шириной полосы, равной величине, обратной длительности обрабатываемой реализации (выборки), в данном случае - длительности оборота интересующего вала. При этом максимумы чувствительности этих фильтров будут расположены на частотах, кратных величине, обратной длительности обрабатываемой выборки, т.е. на частотах, кратных частоте вращения вала. При обработке сигнала во временной области практически невозможно добиться совпадения максимума чувствительности этих фильтров с частотами, кратными частоте вращения вала. Этим объясняется разница в результатах, полученных разными методами обработки: следящим анализом и спектральным анализом.

При построении графиков зависимости амплитуд максимальных суммарных напряжений и максимальных напряжений в ободе шестерни с частотой колебаний по собственной форме от времени записи был использован метод следящего анализа.

#### 3.2 Результаты тензометрирования

На рис. 5 приведены графики изменения амплитуд суммарных переменных напряжений с тензодатчика (в) при изменении частоты вращения (а) в функции времени за испытание на одном режиме. На графиках отражены всплески напряжений на резонансных частотах.



Mfla 160			АМПЛИТУДЫ	CYMMAPHILD	REPEMEIHL	х налгяжен	ий		
140	~~	~	~-fr-	~~~~~~_~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	· · ···	m		~	R
100						11.00000 (0.00000) 11.00000 (0.0000) 11.00000 (0.0000)			$\sim$
••••	10	20	30	40 Bpen	50 19, сек	60	70	80	9

в Рис. 5. Изменение амплитуд сигналов: а) частоты вращения; в) тензодатчиков

На рис. 6 представлены фрагменты сигналов с тензодатчиков: а) вне резонансной зоны, в) на резонансной частоте.



Рис. 6. Фрагменты сигналов с тензодатчиков

Обработкой тензосигналов методом следящего анализа показано изменение амплитуд напряжений на частотах, равных -3-ей (рис. 7а) и +3-ей (рис. 7в) боковым гармоникам зубцовой частоты, которые при резонансе соответствовали вперед ( $f_{z-3} = 30$  имп./об.) и назад ( $f_{z+3} = 36$  имп./об) бегущим волнам колебаний от зацепления шестерни. Из сравнения сигналов на рис. 5 и рис.7 видно синхронное изменение по времени амплитуд напряжений, связанных с резонансными колебаниями шестерни.



Из графиков рис. 7 определялись максимальные значения резонансных составляющих динамических напряжений в шестерне.

Кроме следящего анализа проводился спектральный анализ путем разложение тензосигналов по спектрам. Примеры анализа для фрагментов, приведенных на рис. 6., показаны на рис. 8, из которых видно значительное возрастание амплитуды на резонансной частоте  $f_{z-3} \approx 4000$  Гц. На рис. 8 показаны также оборотная и кратные ей составляющие, определяющие напряжения от деформации шестерни под нагрузкой в зацеплении.



Рис. 8. Спектральный анализ тензосигналов. а) вне резонанса, в) на резонансе

#### 3.3 Результаты виброметрирования

Одновременно с тензометрированием конической передачи проводилось измерение вибраций на корпусе редуктора, чтобы определить возможность оценки динамического состояния передачи на рабочих режимах по результатам виброметрирования.

На рис. 9 показано сравнение графиков амплитуд напряжений, полученных методом следящего анализа, и виброускорений, записанных одновременно.



Рис. 9. Записи вибро- и тензосигналов. а) вибросигнал, в) тензосигнал

Из сравнения сигналов видно их синхронное изменение, что дает возможность оценивать динамическое состояние конической передачи на резонансных режимах по уровню вибраций.

#### Заключение

На всех режимах отмечено увеличение амплитуд переменных напряжений и вибраций на ободе конической шестерни, соответствующее назад и вперед бегущим волнам деформации.

Резонансный диапазон частот вращения исследуемой шестерни, определенный в результате тензометрирования, отличается от резонансной частоты, определенной расчетом МКЭ, на ≈ 100 об/мин, т.е. не более чем на 1.5%, что говорит о хорошей точности расчета по МКЭ. Величина напряжений в шестерне от резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения по собственной 3-х диаметральной форме с частотой  $f_{z-3}$ , составляет до 20% от суммарных динамических напряжений и зависит от динамических нагрузок в зацеплении конической передачи.

Одновременное проведение тензометрирования и виброметрирования показало, что результаты виброметрирования могут быть использованы для диагностики динамического состояния зацепления в рабочем диапазоне частот вращения, в том числе и на резонансных режимах.

Примененная для обработки тензо и вибросигналов программная «Система мониторинга технического состояния роторных машин» обработки может быть применена Разработчиками и Изготовителями авиационной техники при доводке, испытаниях и эксплуатации.

#### Перечень ссылок

1. Зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э.Б.Вулгакова. -М.: Машиностроение. 1981.-374с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### V.M. Ananyev, V.V. Golovanov, A.A. Galemin, V.S. Kalensky, A.A. Zemskov DESIGN-EXPERIMENT ESTIMATION OF GEAR DRIVE RESONANCE STATE IN GAS TURBINE ENGINES AND HELICOPTERS ACCESSORIES

Приводи авіаційних двигунів і вертольотів забезпечують їх життєдіяльність і вихід приводу з ладу може спричинити льотний або надзвичайний випадок. Однією з причин руйнування зубчастих передач приводів ГТД і агрегатів трансмісії вертольотів є резонансні коливання, спричинені динамічними навантаженнями у зачепленні зубчастих коліс. Розрахунково-експериментальним дослідженням показано, що найбільш ефективним методом визначення частот власних коливань зубчастих коліс є метод скінченних елементів (MCE), за результатами якого можливо оцінити їх резонансні коливання в робочому діапазоні частот обертання. Наведено результати тензометрування і віброметрування зубчастих коліс конічної передачі вертолітного редуктора, отримані із використанням розробленої ФДУП «ЦАМ ім. П.І. Баранова» програмної «Системи моніторингу технічного стану роторних машин». Показано ідентичну залежність сигналів тензодатчиків і вібродатчиків від динамічного стану зубчастої передачі, що дозволяє використати вібродіагностику для оцінки технічного стану передачі в експлуатації.

#### Двигун, вертоліт, редуктор, зубчасті передачі, скінченні елементи, тензометрування, віброметрування

The drives of aviation engines and helicopters provide their serviceability therefore drive failure can cause a flight or emergency accident. Resonance is one of the reasons of drive gears damage in turbine engine and helicopter transmission caused by dynamic loads in gear meshing. Design-experiment research shows that the finite element method is the most effective in determination of gears natural oscillation frequencies. Based on this method results the possibility of gear resonance in rotational speed operation range can be estimated. The paper presents the strain-gauging and vibration measuring results of helicopter gearbox spiral bevel gearing obtained due to "Health and Usage Monitoring (HUM) systems for helicopter" developed by CIAM. Identical dependence of strain gauge and vibration sensor signals against dynamic state of gearing, shown in the paper, allow to use vibration diagnostics for estimation of gearing technical state in operation.

Engine, helicopter, gearbox, gearings, finite elements, strain-gauging, vibration measuring

УДК 678.01:531.43

#### О.Н. Билякович, Е.В. Богайская

Национальный транспортный университет (Киев), Национальный авиационный университет (Киев)

### СТРУКТУРА И СВОЙСТВА МОДИФИЦИРОВАННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ, СФОРМИРОВАННЫХ В УСЛОВИЯХ ГРАНИЧНОГО РЕЖИМА СМАЗКИ (ОБЗОР)

Приведен аналитический обзор научных трудов, который отображает определенные этапы триботехнических исследований, посвященных оценке и анализу структурных особенностей и свойств граничных смазочных слоев (ГСС). Отмечено, что структура ГСС, которая может изменяться, определяется физико-химическими свойствами образующих ее молекул, состоянием твердой фазы и внешними воздействиями в контактной зоне. Важными характеристиками ГСС являются сопротивление сдвигу в паре трения, их поверхностная локализация, способность минимизировать разрушение поверхностного слоя и экранировать процессы схватывания, усталости, коррозии.

Граничный смазочный слой, трение, адсорбированный, вторичные структуры, квазикристаллический

#### Введение

Как известно, изучением структуры и свойств граничных смазочных слоев занимались многие исследователи. Одними из первых данные вопросы изучали У.Гарди и И.Ленгмюр [1]. Фундаментальные исследования в области теории граничного трения были проведены Б.В.Дерягиным [2]. Изучению роли поверхностно-активных веществ (ПАВ) в адсорбшионном и химическом взаимодействии смазки с поверхностями трения посвяшены работы П.А.Ребиндера [3]. А.С.Ахматов в своих работах высказывается в пользу того, что первичный монослой смазки, взаимодействуя с металлической поверхностью, обнаруживает ионно-дипольную связь. Энергия связи первичного слоя с металлом максимальна, причем наиболее прочные слои формируют молекулы, которые приобретают определенную ориентацию относительно металлической поверхности [4 – 6].

По утверждению Б.И.Костецкого на структуру и свойства граничных смазочных слоев, кинетику физической и химической адсорбции, химического взаимодействия существенное влияние оказывает активность поверхностных слоев металла [7]. По И.В.Крагельскому одно из основных условий внешнего трения — наличие положительного градиента механических свойств по глубине. Локализация снижения прочности на сдвиг в тонком граничном смазочном слое (ГСС) обеспечивается присутствием на поверхности трения смазочных пленок, адсорбционным пластифицированием металла поверхности, образованием химически модифицированных слоев [8].

#### 1. Основная часть

Известно, что свойства граничного слоя, т. е. свойства масла, находящегося в особых условиях граничного слоя, резко отличаются от свойств того же масла в объеме. Изменяются электрические и оптические свойства, химическая активность и, что особенно важно для процессов трения, механические характеристики. В первую очередь следует отметить резко выраженную в граничных условиях анизотропию свойств.

В соответствии с изменением силового поля и структуры, изменяются по толщине граничного слоя и его механические свойства. Как было отмечено выше, сила связи молекул, адсорбированных непосредственно на металлической поверхности, исключительно велика. Вполне возможно пластическое деформирование металла при неразрушенном тонком граничном смазочном слое [9, 10]. По свидетельству автора работы [11] именно первичные слои ПАВ увеличивают поверхностную прочность пар трения.

Иными словами, тонкая смазочная пленка в условиях граничного трения ведет себя подобно многослойному кристаллическому (квази-кристаллическому) образованию высокой упругости и механической прочности, способному выдерживать без разрушения большие нормальные давления [4, 12]. Причем, как указывают авторы работ [7, 13], прочность ГСС является функцией их поверхностной активности, а упругость следствием высокой упругости самих молекул и межмолекулярных связей, обусловленных квазикристаллическим строением. Деформация сжатия

<sup>©</sup> О.Н. Билякович, Е.В. Богайская, 2010

ГСС в большом интервале не выходит за пределы упругости [14].

Получено экспериментальное подтверждение высокой прочности ГСС нанометрового диапазона толщин. Молекулярно-тонкие смазочные слои сохраняются при среднем контурном давлении до 0,5 ГПа и выше, что сопоставимо с микротвердостью некоторых металлов [15].

При этом основной причиной разрушения ГСС, сформированных в условиях физической адсорбции, является увеличение температуры в контакте трения выше критических значений для соответствующего сочетания материалов поверхностей и смазочного материала [16]. Причем температура десорбции возрастает по мере приближения к поверхности металла, что свидетельствует о неоднородном строении граничного слоя [7].

Учитывая свойства смазки в объеме и специфику ее поведения в парах при трении под нагрузкой, следует считать, что наиболее важными реологическими свойствами пленки в паре является ее упругость и прочность по нормали к поверхности контакта и более сложные свойства вдоль вектора скорости относительно перемещения двух тел в паре. Указанные свойства формируют специфический характер прочности граничного слоя на "срез", который проявляется при трении в виде определенных антифрикционных характеристик [14, 17].

Исходя из вышесказанного, важнейшей характеристикой ГСС является сопротивление сдвигу в паре трения. Для обеспечения минимального сопротивления сдвигу прочность ГСС в его середине должна быть значительно ниже прочности подслоя смазочного материала. [5, 18].

Как указывает в работе [9] М.В.Райко, механические свойства ГСС зависят от его предыстории, т. е. от предыдущих воздействий. Так, при повторном воздействии нагрузки происходит упрочнение граничного слоя, растет его сопротивляемость разрушению.

Помимо указанных свойств ГСС способны оказывать расклинивающее действие (эффект Дерягина) [5, 9, 16, 19], выражающееся в сопротивлении слоя утоньшению под действием нагрузки. Расклинивающее действие проявляется в присутствии ПАВ и зависит от их взаимодействия с твердой поверхностью.

Полная толщина адсорбированного мультимолекулярного квазикристаллического слоя ограничивается расстоянием, на котором поле металла еще способно расщепить мицеллярные образования в масле и, преодолевая энергию теплового движения и внешние силовые воздействия, зафиксировать молекулы или димеры [9,13].

Кроме того, толщина ГСС в трибосопряжениях и его прочность зависят от глубины и степени деформации их поверхностей, исходных и реализуемых свойств металлической поверхности и самой смазки на поверхностях трения, от внешних воздействий, а также реализуемых режимов нагружения при трении, которые определяют механотермические и термохимические воздействия на ГСС и на поверхности контакта [14, 17, 18, 20].

Большое разнообразие микромеханизмов упрочнения и разрушения приповерхностных слоев материалов при трении, включающих ряд металлофизических процессов, приводит к формированию сложной микроструктуры слоев [21].

Несколько упрощенная структура ПС образца из стали после процесса трения предложена авторами работы [18]. Граничный слой (до 0,3 нм) состоит из адсорбированных молекул газов, влаги, смазочного материала, который может быть удален при нагреве. Следующий слой — оксиды, образованные при взаимодействии металла с кислородом. Его толщина находится в диапазоне от 0,2 до 8 нм. Затем следует слой значительно деформированных кристаллов металла, подвергнутых воздействию температуры и механических нагрузок (толщина — до 5000 нм). Нижележащий слой — структура исходного металла. Подобные структурные схемы предложены авторами работ [10, 22].

По свидетельству Ю.Н.Дроздова [23] на поверхностях трения в обычных условиях эксплуатации имеют место различные виды адсорбированных слоев. В зависимости от условий трения и физико-химических свойств среды в приповерхностном слое металла имеются слои деформированного, упрочненного и разупрочненного материала, покрытого слоями оксидов. На слое оксидов - адсорбированные слои различного происхождения.

Толщины граничных смазочных слоев отличаются в достаточно серьезном интервале значений в зависимости от результатов исследований, приведенных теми или иными авторами публикаций.

В частности, Д.Н. Гаркунов [14] указывает на возможность большинства марок смазочных масел образовывать на металлических поверхностях трибосопряжений граничную фазу квазикристаллической структуры толщиной до 0,1 мкм. По мнению Ю.А.Розенберга суммарная толщина всех возможных граничных пленок, включая оксидные, обычно не превышает 0,1-0,2 мкм [24]. Р.М. Матвеевский в работе [25] указывает на значительно большую толщину ГСС (0,5-0,8 мкм). Авторы работы [26], очевидно обобщив результаты многих исследований, предлагают некую классификацию смазочных пленок различного происхождения по значениям их толщины: тонкие (толщина до 40 нм), средние (до 500 нм), толстые - видимые (толщиной более 500 нм).

Как известно, структура ГСС определяется следующими факторами — физико-химическими свойствами образующих ее молекул, состоянием твердой фазы и внешними воздействиями в контактной зоне. Очевидно, что с изменением структуры ГСС изменяются его механические, а следовательно, и фрикционные свойства [7].

По А.С.Ахматову к основным типам строения граничных структур относятся слоистые (ламеллярные) и решетчатые (ретикулярные) структуры, последним разработаны схемы структур ГСС на поликристаллической поверхности с учетом мелкозернистого строения [4]. По мнению А.С.Ахматова представление о правильной пластинчато-слоистой структуре ГСС следует оценивать как идеализированное, игнорирующее свойства и субмикрорельеф реальной поверхности металлов, содержащих полярные радикалы [20].

М.М.Снитковский с сотрудниками в свое время выдвинули гипотезу о доменном характере граничных слоев смазки и электромагнитной природе сил, формирующих их структуру [27].

На сегодняшний день строение ГСС, состоящего из полярных молекул, изучено достаточно глубоко, но строение граничных слоев, образованных растворами полярных веществ в неполярном растворителе, взаимодействие полярных и неполярных молекул смазки между собой и атомами химически активных веществ в настоящее время требуют дальнейшего изучения.

Хемосорбированный смазочный слой по сравнению с физически адсорбированным ПС вносит определяющий вклад в антифрикционные характеристики трибосистемы [28].

Как известно, оптимальными свойствами химически модифицированных слоев можно считать высокую температуру плавления, теплостойкость и низкую прочность на срез. К сожалению, высокая температура плавления обычно сочетается с высокой прочностью на срез (в частности, у сульфидов железа), в связи с чем приходится идти на компромисс [10].

Размеры, геометрическое расположение, внутреннее строение, химический и фазовый состав вторичных структур могут быть различными. Общими для вторичных структур является их поверхностная локализация, высокопрочное ультрадисперсное строение, способность минимизировать разрушение ПС и экранировать процессы схватывания, усталости, коррозии [7]. Влияние среды на свойства и формирование ВС в значительной степени зависит от ее состава. Смазка является главным регулятором содержания активных элементов пассиваторов в зоне трения и, прежде всего, кислорода. Кислород, растворенный в смазочной среде, значительно усиливает действие химически активных присадок [5,7]. По мнению И.В.Крагельского [8] пленка оксидов играет двойственную роль — благодаря высокой твердости она предохраняет нижележащие слои от механического воздействия, но вследствие малой толщины это защитное действие весьма невелико. Защитная роль пленки оксидов зависит от соотношения между твердостью основного металла и оксида. Наибольшей несущей способностью будет обладать пленка, которая по твердости приближается к твердости основного металла.

В общем случае, как указывает автор работы [29], твердофазные наномодификаторы типа оксидов, обладая полирующим действием, активируют поверхности трения, способствуя образованию более прочных адсорбционных слоев смазки.

Что касается структуры и свойств самогенерирующихся органических пленок (СОП) (в зарубежной литературе они чаще представлены под названием полимеров трения), следует отметить ряд публикаций, посвященных этим вопросам.

В работах [30, 31] отмечается, что СОП эффективно образовываются в присутствии кислорода, а при его отсутствии их образование тормозится. В условиях трения качения с проскальзыванием трибополимерные пленки формируются быстрее, чем в условиях "чистого" качения, их толщина может достигать 0,6 мкм.

Высокие антифрикционные, противоизносные и противозадирные свойства СОП обеспечиваются значительным положительным градиентом механических свойств по толщине, высокопрочной связью с металлической поверхностью, большим сопротивлением сжатия и малым напряжением сдвига.

Авторы работы [32] изучали механические свойства трибохимических пленок (в т. ч. СОП), которые по своей эластичности оказались подобны высокомолекулярным полимерам, но влияния эластичности исследуемых пленок на их антифрикционные и противоизносные свойства в условиях граничной смазки установлено не было.

В работах [5, 33] указывается на высокую температурную стойкость СОП, особенно сформированную при наличии в смазочной среде тяжелых ароматических и твердых высокомолекулярных углеводородов.

Авторы работы [34] отмечают трудности, связанные с обнаружением и идентификацией состава трибополимерных пленок при граничном режиме смазки из-за их органической природы и бесцветности.

Практически, граничные смазочные пленки любого происхождения и структуры обладают способностью к самогенерации, если сохраняются условия и компоненты для их восстановле-

ния. В частности, если в процессе использования смазочных сред происходит выработка легирующих элементов, то в результате старения масел при эксплуатации узлов и агрегатов машин создаются условия для образования в них соединений, являющихся материалом для построения граничных слоев [35].

#### Выводы

Приведенный обзор научных трудов не может претендовать на роль исчерпывающего массива информации по предложенной тематике, в то же время, он отображает определенные этапы триботехнических исследований, посвященных оценке и анализу структурных особенностей и свойств ГСС.

Вопросы, связанные с возможностью проведения объективной идентификации граничных смазочных слоев, прогнозирования их физико-механических свойств для конкретных условий эксплуатации трибосистем, влиянием качественного состояния смазочных сред и поверхностей металла на структуру и свойства ГСС в литературных источниках освящены недостаточно и требуют дальнейшего научного и технического решения.

#### Перечень ссылок

1. W.I. Hardy. Collected Scientific Papers. -Cambridge, 1936.

2. Б.В. Дерягин. Что такое трение. – М.: АН СССР, 1963.

3. П.А. Ребиндер. Физико-механическая механика. – М.: Наука, 1979. – 831 с.

4. А.С. Ахматов. Молекулярная физика граничного трения. — М.: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1963. — 472 с.

5. Р.М. Матвеевский. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. — М.: Наука, 1971. — 228 с.

6. J.A. Chapman, D. Tabor. An electron diffraction study of refracted monolayers. – Proc. Roy. Soc., London, ser. A, 1957, 242, №1228, 96.

7. Механохимические процессы при граничном трении / Б.И. Костецкий. и др. – М.: Наука, 1972. – 170 с.

8. И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

9. М.В. Райко. Смазка зубчатых передач. – К.: Техника, 1970, 196 с.

10. Д. Мур: Основы и применения трибоники.
– М.: Мир, 1978. – 487 с.

11. Современные проблемы пластичности и прочности твердых / В.Е. Панин. // Изд. вузов. Физика. – 1999. - №1. – С.7-34.

12. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / И.И. Беркович., Д.Г Громаковский; под ред. Д.Г.Громаковского. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т., 2000. – 268 с.

13. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техніка, 1970. – 396 с.

14. Д.Н. Гаркунов. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.

15. С.В. Короткевич. Анализ фрикционных и механических свойств граничных смазочных слоев с использованием методов электрофизического зондирования: автореферат канд. техн. наук – Гомель: Гос. науч. учреждение Институт механики металлополимерных систем им. В.А.Белого, 2002. – 22 с.

16. Справочник по триботехнике / под общ. ред. М. Хебды, А.В.Чичинадзе. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. — М.: Машиностроение, 1989. — 400 с.

17. Физические представления о процессах трения и изнашивания при граничной смазке / И.А. Меделяев // Вестник машиностроения. — 2005. - №10. — С. 27-38.

18. П.Н. Богданович, В.Я. Прушак. Трение и износ в машинах: Учеб. для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1999. – 374 с.

19. Б.В. Дерягин, Н.В. Чураев, В.М. Муллер. Поверхностные силы. – М.: Наука, 1985. – 399 с.

20. С.В. Венцель. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. – 240 с.

21. Изучение контактных явлений при трении с помощью инвариантов / О.В. Холодилов, С.В. Короткевич., В.Г. Пинчук // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. - №5. – С.41-48.

22.Boundery lubrication, from Interdisciplinary Approach to Friction and Wear / D. Godfrey, ed. P.M. Ku, National Aeronautics and Space Administration Special Report, № Sp-181, 1968, pp. 335-384.

23. Ю.Н. Дроздов, В.Г.Павлов, В.Н. Пучков. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник . – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

24. Ю.А. Розенберг. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин. — М.: Машиностроение, 1970. — 315 с.

25. Смазочные материалы: Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: справочник /Р.М. Матвеевс-кий, В.Л. Лашхи, И.А. Буяновский и др. - М.: Машиностроение, 1989. - 224 с.

26. И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / под ред. Д.Г. Громаковского. — Самара: Самар. гос. техн. ун-т., 2000. — 268 с.

27. М.М. Снитковский. Влияние температуры на состояние масляной пленки при возвратнопоступательном движении // Материалы 2-го межведомственного совещания по изучению и нормализации износов судовых двигателей. — М. — Пищевая промышленность, 1964. — С.41-47.

28. Дослідження мікроструктури поверхні тертя евтектичних композиційних матеріалів на основі заліза / М.І. Пашечко, Л.І. Богун, М.М. Яворська // Металознавство та обробка металів. – 2006. – №3. – С.47-51. – Укр.

29. Влияние параметров трения на энергию активации трибохимического разложения смазочных материалов в зоне трения качения / В.Г. Мельников // Трение и износ. — 2001. — Т.22. - №5. - С. 567-574.

30. Ю.С. Заславский. Трибология смазочных материалов. – М.: Химия, 1991. – 240 с.

31. Thick anti-wear films in elastohydrodynamic contacts: part II: Chemical nature of the deposited films / I.N. Lacey, G.H. Kellsal, H.A Spikes // ASLE Transaction. 1986. V.29. №3. P. 306-311.

32. Mechanical behavior of tribochemical films under a cyclic tangential load in a ball-flat contact / A. Tonck, Ph. Kapsa, J. Sabot // Journal of tribology. 1986. V. 108. №1. P. 117-122.

33. Н.А. Буше. Трение, износ и усталость в машинах (транспортная техника): Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

34. A new mechanism for gear and bearing antiwear additive behaviour / G. Johnston, P.M. Cann, H.A. Spikes. // Additives for lubricants and Operational Fluids. Editor W.J. Bartz. Ostfildern: Technishe Akademie Esslingen Druck. 1986. V.1. P.3.12-1 – 3.12.-16.

35. С.В. Венцель. Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания. — К.: Техніка, 1977. — 208 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### O.N. Bilyakovich, E.V. Bogayskaya

### STRUCTURE AND PROPERTIES OF TRIBOCOUPLED SURFACES, WHICH WERE FORMED IN CONDITIONS OF BOUNDARY GREASING MODE (VIEWING)

Наведено аналітичний огляд наукових праць, який відображає певні етапи триботехнічних досліджень, присвячених оцінці та аналізу структурних особливостей і властивостей граничних мастильних шарів (ГМШ). Відмічено, що структура ГМШ, котра може змінюватись, визначається фізико — хімічними властивостями молекул, які її утворюють, станом твердої фази і зовнішніми впливами в контактній зоні. Важливими характеристиками ГМШ є опір здвигу в парі тертя, їх поверхнева локалізація, спроможність мінімізувати руйнування поверхневого шару і екранувати процеси схоплювання, втомлюваності, корозії.

Граничний мастильний шар, тертя, адсорбований, вторинні структури, квазікристалічний

This work consider overview of proceedings, which shows certain stages of tribotechnical researches, which are dedicated to an estimation and analysis of structural features and properties of boundary greasing layers (BGL). It is noticed that structure of BGL, which can be changed, is defined by physical properties of molecule formation, state of solid phase and external influence in a contact zone. The major characteristics of BGL is resistance to shift in friction pair, superficial localization, ability to minimize destruction of surface layer and to screen processes of clamping, fatigue and corrosion.

Boundary greasing layer, friction, adsorbed, secondary structures, kvazi – crystallic

### УДК 004.67:681.51

### Д.И. Волков

ОАО «Элемент»

### ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ АРХИТЕКТУРЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СОВРЕМЕННЫХ FADEC

Выполнен анализ технической и экономической эффективности распределённой архитектуры FADEC в течение жизненного цикла, а именно разработки, сертификации и последующей эксплуатации. Рассмотрены основные факторы, влияющие на стоимость решений с использованием распределённой и модульной архитектуры, с учётом современных тенденций к кооперации, в том числе географическому аутсорсингу и аутстафингу. Отражена необходимость индивидуального подхода при выборе архитектуры разрабатываемой FADEC. Рассмотрены особенности разработки и верификации программного обеспечения с использованием специализированных инженерных сред IDE, а также вопрос выбора методологии разработки.

Распределенная и модульная архитектура, FADEC, эффективность, процесс разработки и сертификации, agile, гибкие методологии разработки, DO-178B

#### Введение

В настоящее время ОАО «Элемент» совместно с рядом европейских компаний, среди которых Snecma, Auxitrol, MTU Aero Engines, Turbomeca, принимает участие в проекте DISTEC (DISTributed Engine Control) рамочной программы FP7 Европейского Союза.

Цель проекта DICTEC — разработка и опробование подходов к построению распределенной FADEC, отличительной особенностью которой является сетевая архитектура, интеллектуальные датчики и исполнительные механизмы.

Это очередная ступень в эволюции FADEC, характеризующаяся в первую очередь повышением надежности при одновременном снижении затрат на разработку, сертификацию, обслуживание и ремонт.

Стоит отметить также коренной перелом, наступивший в организации процессов разработки FADEC, которая перестает быть «изделием одного Разработчика». Компоненты системы могут разрабатываться (заимствоваться) и выпускаться независимо при условии применения унифицированных протоколов обмена. Сертификация компонентов выполняется согласно уровню критичности конкретного компонента, а не уровню критичности системы.

Изменения затрагивают программные средства (IDE), обеспечивающие разработку и отладку, в том числе распределенных встраиваемых решений.

Широкое применение получают операционные системы реального времени, в том числе сертифицируемые в соответствии с DO-178B. Все более широкое применение получают гибкие (agile) методологии разработки программного обеспечения, которые не только не противоречат требованиям DO-178B, но и обеспечивают их более эффективное внедрение на всех стадиях разработки.

#### 1. Формулирование проблемы

Несмотря на известную популярность распределенных встраиваемых решений, панацеей оно, естественно, как и все предыдущие, не является, и перед Разработчиком стоит перманентная задача отделять зерна от плевелов.

В настоящей статье описаны некоторые аспекты разработки и эксплуатации распределенных систем, в том числе по результатам обмена информацией с нашими европейскими коллегами, а также проведен по возможности объективный анализ целесообразности использования тех или иных архитектурных решений и подходов при разработке САУ ГТД.

При этом проанализированы не только основные тенденции в области проектирования авиационных FADEC, но и в смежных областях, таких как разработка автомобильных электронных систем.

#### 2. Решение проблемы

FADEC распределенной архитектуры состоит из трех групп (Рис. 1) объединенных в информационную сеть (сети) изделий:

 вычислители, в которых реализуется обработка данных, в том числе выполнения алгоритмов контроля и управления; - интеллектуальные (smart) датчики и преобразователи;

 интеллектуальные исполнительные механизмы.



Рис. 1. FADEC распределенной архитектуры

#### 2.1 Разработка

При разработке системы распределенной архитектуры возникают дополнительные по отношению к системе модульной архитектуры затраты, связанные с:

 – разработкой элементов общего назначения (конструкция, питание);

 усложнением информационного обмена, высокими требованиями к его отказоустойчивости [1].

Даже в случае единичной разработки современные подходы позволяют получить ощутимую экономию. Так при распределенной архитектуре расширяется область, где возможны кооперация и субподряд (аутсорсинг). Экономия достигается как за счет большей специализации, так и за счет аутстафинга в другие географические регионы.

Кроме того, распределенная архитектура является эффективной, когда новая функциональность сначала реализуется в отдельном изделии, а затем в случае успеха на рынке решение переносится в основное изделие.

Такой подход давно применяется в автомобильной промышленности, которая за счет массовости опережает авиационную по организации процесса разработки и используемых средств разработки. Например, разрабатывается телекоммуникационный блок и после анализа и доработки реализуется в бортовом компьютере автомобиля.

Также в процессе разработки происходит изменение внешних факторов и при переходе от макета к опытному образцу вполне могут изменяться некоторые решения. Это может быть обусловлено как изменением элементной базы, так и изменением бизнес ценности решения в процессе его реализации. Отслеживание указанных трендов, в особенности изменения бизнес ценности решений обеспечивается за счет применения гибких (agile) методологий [6] проектирования. Последние наиболее оптимальны при малых и средних по размеру командах разработчиков, что опять таки характерно для проектов разработки систем с распределенной архитектурой, когда разработка узлов системы, а также интеграция распределяется между небольшими командами.

Естественно, при распределенной архитектуре реализация изменений значительно проще, чем при модульной.

Также в этой связи хочется упомянуть наш опыт модернизации блока регулирования (ограничения) температуры выходящих газов двигателя АИ-25ТЛШ самолета L-39 по заказу ГП «Одесавиаремсервис». Этот блок является частью «распределенной» САУ, разработанной в 70-е годы. Очевидно, что централизованная FADEC в те годы была практически нереализуема. Сегодня мы снова возвращаемся к этому подходу. Одним словом развитие по спирали никто не отменял.

В современных FADEC реализуются локальные системы, выполняющие управление переменной геометрией, антипомпажное регулирование, контроль радиальных зазоров.

Еще один аспект, заключается в том, что распределенная архитектура «дисциплинирует» Разработчика в специфицировании протоколов, конструктивном и электрическом сопряжении. Соответственно снижаются расходы, сопряженные с интеграцией элементов системы.

#### 2.2 Сертификация

В случае единичной разработки затраты на сертификацию как единого изделия снижаются за счет дифференцирования компонентов по категориям критичности, также как и затраты на разработку, испытания и верификацию изделия (условия эксплуатации, уровень ПО).

Однако в случае позиционирования распределенной системы как отдельных изделий затраты на сертификацию возрастают и могут превысить обозначенную экономию от дифференцирования. Данные затраты имеют смысл, когда планируется заимствование компонента в последующих разработках, особенно в составе изделий других разработчиков.

Следует отметить, что средства разработки, верификации, а также операционная система, в случае ее использования, должны являться частью сертификационного процесса (DO-178B). При этом, например, стоимость сертификации ОС для конкретной аппаратной платформы может составлять 0.51 млн. Эта проблема одинакова как для распределенных, так и для модульных систем. На одной чаше весов колоссальные инвестиции, на другой — надежность и человеческие жизни.

#### 2.3 Последующие разработки и модернизации

Удешевление последующей разработки определяется уровнем заимствования ранее разработанных решений. При распределенной архитектуре становится возможной частичная модернизация отдельных узлов системы с необходимостью проведения главным образом интеграционных испытаний (тестирования) остальных узлов системы.

Иными словами, роль Разработчика FADEC смещается в область интеграции существующих решений взамен разработки собственных.

Кроме того, по сравнению с модульной архитектурой распределенная:

 – расширяет область поиска, возможно внешнее заимствование решений других Разработчиков;

 – упрощает сопряжение (модули нередко требуют доработку для обеспечения конструктивного и электрического сопряжения).

#### 2.4 Эксплуатация

Несмотря на повышение стоимости комплектующих из-за их дублирования в узлах распределенной САУ, ее стоимость может быть снижена за счет упрощения процедуры наладки, сложность которой увеличивается нелинейно с ростом количества функций и элементов. Кроме того, как было упомянуто ранее, изготовление отдельных узлов также может быть передано сторонней организации.

Следующие факторы также оказывают влияние на снижение затрат:

 – уменьшение количества «доморощенных» решений;

 – уменьшение перечня изделий по функциональности (например, измерение давлений реализуется не в каждой САУ, а применяются системы измерения давления ограниченным количеством поставщиков),

— появление возможности замены отдельных элементов, в то время как «модули» зачастую не могут быть непосредственно заменены даже на предприятии-Разработчике, а только вместе с другими, «навеки» связанные межмодульным монтажом.

Потребитель также выигрывает за счет снижения объема соединительных кабелей, кроме всего прочего обеспечивающего снижение общей массы летательного аппарата.

#### 2.5 Надежность, живучесть

Распределенная архитектура обеспечивает наибольшую архитектурную безопасность, обеспечивая максимальную развязку компонентов.

Распределенная (сетевая) архитектура изменяет отношения между компонентами канала и собственно каналом управления с 1 (рис. 2) ко многим на 2 (для двухканальной САУ) (рис. 3).

Другими словами, каждый канал может использовать любой из сетевых узлов и по большому счету переход САУ на резервный канал становиться необходимым только в случае отказа вычислителя. Кроме того, датчики и исполнительные механизмы, как уже упоминалось ранее, не входят в состав блока управления и их разработка — отдельный процесс.



Рис. 2. Модульная архитектура



Рис. 3. Распределенная архитектура

Естественно, представленная на рис. З архитектура в большинстве случаев не может быть в полной мере реализована как в силу предыстории развития, когда существует необходимость использовать ранние решения в интерфейсах, так и из-за отсутствия технической возможности реализации смарт-датчиков или ИМ, в частности для жестких условий эксплуатации. Применение SOI технологии обеспечивает расширение рабочих температур до 250 °C, SiC – до 500 °C.

Также не во всех случаях перенос функциональности вниз является оптимальным, например, в случае необходимости подключения 12 дискретных сигналов нет смысла в географическом разнесении узлов, а для 10...20 это уже может быть целесообразным. Поэтому в любом случае необходимо выполнять оценку в соответствии с критериями, определенными в стратегии разработки. Здесь стоит обратить внимание, что стратегия разработки может эволюционно развиваться, отслеживая изменения среды, в которой выполняется процесс разработки.

#### 2.6 Эволюция снизу

Разработчики датчиков и ИМ все чаще используют возможности цифровой обработки данных и управления, что позволяет обеспечивать улучшение характеристик. При этом аналоговый выход сохраняется как «рудимент» необходимый для обеспечения совместимости с предыдущими решениями.

Аналогичная ситуация с человеко-машинными интерфейсами. С появлением цифрового борта значительно сокращается число дискретных входов-выходов САУ (команды, сигнализация).

Номенклатура смарт решений непрерывно расширяется, хотя стоит отметить некоторый волюнтаризм в использовании данного термина, так как он регламентируется IEEE 1451.

#### Заключение

Использование распределенной архитектуры может снижать издержки на всех фазах жизненного цикла FADEC, но имеет место значительное количество требующих предварительного анализа факторов. Достижение наибольшей эффективности возможно при индивидуальном подходе к архитектуре разрабатываемой FADEC и, по крайней мере, в настоящее время, в большинстве случаев оптимальной остается комбинированная модульно-распределенная архитектура.

Подходы, применяемые в Европейском Союзе для организации кооперации и опробования перспективных подходов и решений, следует ак-

тивно внедрять на территории СНГ, а именно на меж- и правительственном уровнях инициировать программы и создание профильных консорциумов, в том числе для работ в направлении создания распределенных FADEC.

#### Перечень ссылок

1. В.Федюкин, Л.Бондарев, В.Клепиков Распределенная архитектура перспективных встроенных систем управления // ЭЛЕКТРОНИКА: Наука, Технология, Бизнес – 2007. - №6.

2. Н.А. Захаров, С.В. Калинин, В.И. Клепиков, Д.С. Подхватилин. Архитектура распределенных систем управления жесткого реального времени // Радиоэлектронные и компьютерные системы – 2008. №5. С. 57–61.

3. D.E. Culley, R. Thomas, and J. Saus Concepts for Distributed Engine Control, NASA TM-2007-214994.

4. G. Raghav, S. Gopalswamy, K. Radhakrishnan, J. Delange, J. Hugues Architecture Driven Generation of Distributed Embedded Software from Functional Models // Proceedings of the 2009 Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium.

5. D. Bourne, R. Dixon, A. Horne Distributed Control Systems for Aero Gas Turbine Engines: A wicked problem for systems engineering? // 7th Annual Conference on Systems Engineering Research 2009.

6. J. Shore, S. Warden The Art of Agile Development 2008 O'Reilly Media, Inc., Inc. All rights reserved. Printed in the United States of America.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### D.I. Volkov

### EFFICIENCY OF DISTRIBUTED ARCHITECTURE USAGE FOR MODERN FADEC DEVELOPMENT

Виконано аналіз технічної та економічної ефективності розподіленої архітектури FADEC впродовж життєвого циклу, а саме розробки, сертифікації і наступної експлуатації. Розглянуто основні фактори, що впливають на вартість рішень із застосуванням розподіленої та модульної архітектури, із урахуванням сучасних тенденцій до кооперації, у тому числі географічному аутсорсінгу и аутстафінгу тощо. Відображено необхідність індивідуального підходу до вибору архітектури FADEC, що розробляється. Розглянуто особливості розробки та верифікації програмного забезпечення із застосуванням спеціалізованих інженерних середовищ IDE, а також питання вибору методології розробки.

Розподілена і модульна архітектура, FADEC, ефективність, процес розробки і сертифікації, agile, гнучкі методології розробки, DO-178B Analysis of technical and economical efficiency of distributed FADEC architecture is provided for the whole life cycle, including development, certification and the following maintenance. Main factors, which influence on solution cost, are considered for both distributed and modular architecture. Contemporary tendencies towards the cooperation are taken into account including geographical outsourcing and outstaffing. The necessity of individual approach to architecture selection for developed FADEC is reflected. Aspects of software development and verification using special IDE are considered as well as development methodology choosing.

Up-diffused and module architecture, FADEC, efficiency, development and certification process, agile development methodologies, DO-178B

### УДК 621.43.056

#### Д.А. Долматов

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

### МЕТОД ФИЛЬТРАЦИИ ГЕНЕРАЛЬНОГО БАЛАНСА ПРИ ПЕРЕМЕННОМ СКОРОСТЬОПРЕДЕЛЯЮЩЕМ БАЗИСЕ

Статья содержит обзор существующих полных и частичных генеральных балансов реакций горения углеводородов и S-механизмов. Показана недостаточность элементарных кинетических схем в области аддитивных эффектов от промежуточных элементарных реакций, выдвинута концепция частичного прогнозного анализа при свёртке/развёртке генеральных балансов. Исследован вопрос рационального ветвления кинетических схем для задач различного класса. В работе содержится описание основ совместного использования коэффициентов чувствительности концентрационного и скоростного типов при прогнозной фильтрации генерального баланса реакции горения смеси предельных углеводородов.

#### Генеральный баланс, элементарная реакция, коэффициент чувствительности, аддитивный эффект, константа скорости, S-механизм

#### Введение и постановка задачи

Моделирование горения углеводородных топлив, имеющее целью как решение прямой задачи термогазодинамики для камеры сгорания или ее участка, так и определение границ детонационного и вибрационного горения и срывов пламени, по мере роста вычислительных мощностей и детализации проточной части предъявляет все большие требования к применяемым кинетическим цепям. Как установлено многочисленными отечественными и зарубежными исследователями [1.2]. газодинамический подход с полуэмпирическими коэффициентами для определения границ детонаций малопригоден при сложных процессах, поскольку не позволяет отслеживать кинетически обусловленные критические точки. Наиболее точной и универсальной, несомненно, является математическая модель нестационарного течения сплошной среды, использующая для определения источниковых членов в уравнениях Навье-Стокса, неразрывности многокомпонентной среды и энергии полный генеральный баланс с мгновенными значениями концентраций (либо, при квазистационарной постановке, средневзвешенными равновесными). Следует, однако, признать, что даже для реакции горения водорода в кислороде

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O \tag{1}$$

без учета расщепления возбужденных электронных уровней атомов H и O генеральный баланс состоит из 38 элементарных реакций [1], при горении водорода в воздухе число реакций возрастает до 161, а учет только основных возбужденных уровней приводит к необходимости записи свыше 400 значимых моно- и бимолекувычислительную мощность и время расчета количество реакций и густота сетки, разумеется, не играют никакой роли. Но даже в этом случае целесообразно оптимизировать генеральный баланс и отбраковать те реакции и промежуточные реагенты, вклад которых в суммарную кинетическую схему пренебрежимо мал в рамках решаемой задачи, чтобы не расходовать впустую машинное время. В большинстве практических случаев вопрос

лярных реакций. При отсутствии ограничений на

В оолышинстве практических случаев вопрос о сокращении количества учитываемых реакций напрямую связан с возможностью реализовать численное решение в отведенные сроки и на ограниченной вычислительной мощности. На рис. 1 представлена качественная зависимость времени расчета в часах задачи горения метана в кольцевой камере сгорания наземного ГТД при различной форме постановки задачи от количества учитываемых промежуточных реакций (использовался программный пакет высокого уровня на вычислительной станции, состоящей из 1 основного и 3 зависимых ПК Intel Core 2 Quad, тактовая частота ядра 3000 МГц):





© Д.А. Долматов, 2010

Для нестационарной задачи 2,5М узлов при 340 элементарных реакциях счет не проводился. При 3М узлов и градиенте давлений на входе счет был остановлен без достижения удовлетворительной точности по причине снижения скорости сходимости приблизительно до 0,993. При дальнейшем увеличении числа реакций ожидается экспоненциальный рост требуемого времени и необходимость в задействовании большего числа машин.

Известен метод фильтрации генерального баланса путем выбраковки всех реакций, константы скорости и/или энергетический эффект которых превышают некоторый заранее установленный предел [1,4,5]. В результате получается сильно упрощенный генеральный баланс, именуемый скелетным или S-механизмом, состоящий из малого числа «медленных» скоростьопределяющих реакций и учитывающий выход промежуточных и конечных продуктов «быстрых» реакций при помощи констант равновесия и коэффициентов пропорциональности, записанных в лагранжевых переменных.

Для слабоградиентных сред с установившимся термическим горением и для непроточных реакторов данный метод дает весьма высокую точность. Множество практических задач, тем не менее, требуют расчета течений со сложной зависимостью характерных концентраций от температуры среды, при чем существенно возрастает погрешность применения S-механизма, определенного для фиксированного диапазона температур и режимов горения. Кроме того, для процессов с большой разветвленностью бывает очень трудно выделить «узловые» элементарные реакции, поскольку генерация почти всех компонент происходит одновременно по нескольким механизмам. В связи с этим крайне актуален вопрос об создании удобного метода фильтрации генерального баланса, который позволил бы не утратить значимые реакции, слабо влияющие на процесс при заданной средней температуре, но приобретающие важное значение в зонах с локальными отклонениями Т<sub>срелы</sub>.

## Концентрационная и скоростная чувствительнось схем

Рассмотрим на примере горения метан-этановой смеси произвольного состава поведение суммарных скоростей реакций образования-распада некоторых важных компонент. Известно [1,3], что двумя важнейшими реакциями развития цепей окисления углеводородов являются кислородный и гидроксильный механизм атаки свободных радикалов на алкановые молекулы и алкильные радикалы. Пренебрегая молекулярным механизмом кислородной атаки и тримолекулярными реакциями (за исключением реакций с обобщенными частицами смеси и стенкой [1]), выпишем реакции генерации и гибели атомарного кислорода:

$$O_2 + H \leftrightarrow OH + O,$$
 (1)

$$H_2 + O \leftrightarrow OH + H , \qquad (2)$$

$$OH + OH \leftrightarrow H_2O + O$$
, (3)

$$O + O + M^* \leftrightarrow O_2 + M^* , \qquad (4)$$

$$HO_2 + H \leftrightarrow H_2O + O$$
, (5)

 $HO_2 + O \leftrightarrow OH + O_2$ , (6)

 $H_2O_2 + O \leftrightarrow OH + HO_2$ , (7)

 $CO + O + M^* \leftrightarrow CO_2 + M^*$ , (8)

 $CO + O_2 \leftrightarrow CO_2 + O$ , (9)

$$CH + O \leftrightarrow CO + H$$
, (10)

 $CH + O_2 \leftrightarrow CHO + O , \qquad (11)$ 

 $CHO + O \leftrightarrow CO + OH, \qquad (12)$ 

 $CH_2O + O \leftrightarrow CHO + OH$ , (14)

(13)

 $CHO + O \leftrightarrow CO_2 + H$ ,

 $CH_3 + O \leftrightarrow CH_2O + H$ , (15)

 $CH_3O + O \leftrightarrow O_2 + CH_3$ , (16)

 $CH_4 + O \leftrightarrow OH + CH_3$ , (17)

 $CH_3OH + O \leftrightarrow CH_2OH + OH$ , (18)

 $C_2H + O \leftrightarrow CO + CH$ , (19)

 $C_2H + O_2 \leftrightarrow HCCO + O$ , (20)

- $C_2H_2 + O \leftrightarrow^3 CH_2 + CO$ , (21)
- $CH_2CO + O \leftrightarrow CHO + CHO$ , (22)
- $C_2H_3 + O \leftrightarrow C_2H_2 + OH, \qquad (23)$
- $C_2H_3 + O \leftrightarrow CH_3 + CO$ , (24)
- $C_2H_3 + O \leftrightarrow CHO + {}^3CH_2$ , (25)

$$C_2H_4 + O \leftrightarrow H + CH_2CHO$$
, (26)

$$C_2H_4 + O \leftrightarrow CHO + CH_3, \qquad (27)$$

$$CH_3CHO + O \leftrightarrow CH_3CO + OH$$
, (28)

$$CH_3CHO + O \leftrightarrow CH_2CHO + OH$$
, (29)

$$C_2H_5 + O \leftrightarrow H + CH_3CHO$$
, (30)

$$C_2H_5 + O \leftrightarrow CH_2O + CH_3, \qquad (31)$$

$$C_2H_6 + O \leftrightarrow C_2H_5 + OH$$
, (32)

где

$$[M^*] = [H_2] + 6,5[H_2O] + 0,4[O_2] + 0,75[CO] + 1,5[CO_2] + 3[CH_4 + C_2H_6], \quad (33)$$

концентрации исходных веществ и продуктов сгорания считаются равновесными. Предположим, что любая константа скорости k<sub>i</sub> i-ой элементарной реакций вполне соответствуют форме Аррениуса:

$$\mathbf{k}_{i} = \mathbf{A}_{i} \mathbf{T}^{\mathbf{b}_{i}} \exp\left(-\mathbf{E}_{i} / \mathbf{R} \mathbf{T}\right), \qquad (34)$$

где A<sub>i</sub>, b<sub>i</sub> – аррениусовы константы реакции;

Е<sub>і</sub> – энергия активации;

R – универсальная газовая постоянная.

Учитывая, что порядок всех элементарных реакций по компонентам равен единице, можно записать выражение для скорости произвольной (не обязательно равновесной) прямой реакции:

$$\upsilon_i = k_i \prod_j c_j , \qquad (35)$$

где  $c_j$  — концентрация j-ой компоненты, входящей в i-ую прямую реакцию.

Для любого механизма генерации-распада как промежуточного, так и основного компонента Y реагирующей смеси, справедливо выражение:

$$\frac{dc_{Y}}{dt} = \sum_{i} k_{i} \prod_{j_{i}} c_{j_{i}} - \sum_{n} k_{n} \prod_{j_{n}} c_{j_{n}} - \sum_{i} \widetilde{k}_{i} \prod_{j_{i}} c_{\widetilde{j}_{i}} + \sum_{n} \widetilde{k}_{n} \prod_{\widetilde{j}_{n}} c_{\widetilde{j}_{n}} , \quad (36)$$

где i, n – количество реакций генерации и распада компонента Y соответственно;

 $k_i$ ,  $k_n$ ,  $\tilde{k}_i$ ,  $\tilde{k}_n$  – константы скорости соответствующих прямых и обратных реакций.

Для равновесных и квазиравновесных элементарных реакций константа скорости обратной реакции определяется как [1]

$$\widetilde{k} = \frac{k}{\exp\left(-\Delta \overline{G}^0 R^{-1} T^{-1}\right)},$$
(37)

где  $\sqrt{G}^0$  — энергия Гиббса прямой реакции.

По механизму (1) — (32), очевидно, можно определить скорость изменения концентрации атомарного кислорода в заданном объеме:

$$\frac{dc(O \bullet)}{dt} = k_1 c_{O_2} c_H + k_3 c_{OH}^2 + k_5 c_{HO_2} c_H + k_9 c_{CO} c_{O_2} + k_{11} c_{CH} c_{O_2} + k_{20} c_{C_2H} - k_2 c_{H_2} c_O - k_4 c_{M*} c_O^2 - k_6 c_{HO_2} c_O - k_7 c_{H_2O_2} - k_8 c_{CO} c_O c_{M*} - k_{10} c_{CH} c_O - k_{12} c_{CHO} c_O - k_{13} c_{CHO} c_O - k_{14} c_{CH_2O} c_O - k_{15} c_{CH_3} c_O - k_{16} c_{CH_3O} c_O - k_{17} c_{CH_4} c_O - k_{18} c_{CH_3OH} c_O - k_{19} c_{C_2H} c_O - k_{21} c_{C_2H_3} c_O - (38) - k_{22} c_{C_2H_3} c_O - k_{23} c_{C_2H_4} c_O - k_{27} c_{C_2H_3} c_O - (38) - k_{25} c_{C_2H_3} c_O - k_{29} c_{CH_3CHO} c_O - k_{29} c$$

где  $\tilde{V}(1-32)$  — скорости обратных реакций.

Практически все реакции окисления углеводородов с участием атомарного кислорода резко сдвинуты вправо, поэтому генерацией О в результате обратных реакций данного типа в первом приближении можно пренебречь. На рис. 2 представлены зависимости логарифмов констант скорости реакций 1, 3, 5, 9, 11 и 20 от температуры.



Рис. 2. Показатели констант скоростей реакций генерации атомарного кислорода

Нетрудно видеть, что 11 и 20 реакции инвариантны относительно температуры. Данный факт связан с тем, что для этих реакций b = E = 0, и константы скорости действительно постоянны. Наиболее динамично изменяется  $k_9$ , отвечающий за окисление угарного газа.

При формировании S-механизма как для основных, так и для промежуточных компонент известен традишионный полход. заключающийся в выбраковке всех реакций, кроме, во-первых, краевых (т.е. таких, в которых участвует хотя бы 1 исходный компонент суммарной реакции в качестве реагента либо хотя бы 1 конечный - в качестве продукта), а во-вторых - наиболее медленных элементарных реакций. Нетрудно видеть, что в нашем случае такой частный механизм, построенный по реакциям 1, 3 - 5, 8, 9, 11, 13, 17, 18, 20, 27, 28 и 32, обладает очень селективной точностью относительно условий протекания реакции и не позволяет опрелелить действительный вклад каждой реакции в равновесие либо динамический баланс атомарного кислорола.

Более точным и универсальным считается метод фильтрации баланса по скоростным коэффициентам чувствительности [1, 4]:

$$E_{j,i} = \frac{\partial c_j}{\partial k_i}.$$
 (39)

Удобство данного метода заключается в возможности прямой оценки вклада каждой реакции в генерацию компонента. Для простых генеральных балансов, содержащих небольшое количество реакций и квазистационарных по всем промежуточным компонентам (или, по крайней мере, по всем промежуточным компонентам с экспериментально подтвержденной значимостью концентраций), вычисление коэффициентов скоростной чувствительности представляет собой задачу, удобную для численного решения и имеющую вид системы уравнений [1]:

$$\frac{\partial}{\partial k_{i}} \left( \frac{\partial c_{j}}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial k_{i}} F_{j} (c_{1}, ..., c_{s}; k_{1}, ..., k_{r})$$
(40)

Существенным недостатком экспресс-анализа по скоростным коэффициентам чувствительности является резкий рост числа уравнений при детализации механизмов. Кроме того, значительное число концентраций промежуточных компонент при установившемся горении в камерах ГТУ не могут считаться квазистационарными вследствие эффекта рыскания концентраций. Также следует отметить затруднительность получения сколь-либо достоверных численных решений для установившегося горения (т.е. при невозможности установления начальных условий при t = 0). Коэффициент концентрационной чувствительности учитывает влияние m-ой компоненты на скорость образования-расхода j-ой, в нашем случае — атомарного кислорода:

$$E_{\upsilon_{O},m} = \frac{\partial}{\partial c_{m}} \left( \frac{\partial c_{O}}{\partial t} \right), \qquad (41)$$

и может быть получен формальным дифференцированием (38). Для случаев, когда для элементарных возможно допущение

$$\left(\frac{\partial c_{j}}{\partial c_{m}}\right)_{j\neq m} = 0, \qquad (42)$$

т.е. при известной взаимной инвариантности концентраций, выражение (41) принимает простой вид вследствие первого порядка элементарных реакций по любой компоненте (кроме тримолекулярных вида (4)). К сожалению, в большинстве случаев промежуточные компоненты являются взаимно зависимыми, и выражение (41) преобразуется к

$$E_{\upsilon_{O},m} = F\left(c_{s};k_{r};\frac{\partial c_{n}}{\partial c_{m}}\right),$$
(43)

имеющему еще более сложный вид зависимости, чем (40). Таким образом, для успешной фильтрации развернутого генерального баланса реакций необходим механизм учета совместного влияния концентраций компонент и скоростей промежуточных реакций.

Следует также отметить недостаток, присущий практически всем схемам выбраковки реакций, а именно - привязку базового механизма к расчетной температуре среды. В самом деле, как оценка коэффициентов чувствительности, так и S-механизм оперируют значениями констант и коэффициентов, рассчитанных для некоторой постоянной, оцененной из общих соображений температуры. Но, во-первых, точные значения макропараметров возможны лишь после решения системы уравнений движения сплошной среды, основанного именно на используемом генеральном балансе; во-вторых, при таком подходе совершенно не учитываются аддитивные эффекты, заключающиеся в качественном изменении скоростьопределяющих фаз при росте либо падении температуры. Для констант скорости реакций, подобных (11) и (20), аддитивные эффекты невозможны, поскольку эти реакции не зависят от температуры. Однако поведение k<sub>o</sub>, мало существенное для концентрации О, совместно с другими термическими реакциями оказывает существенное влияние на скоростьопределяющий базис расхода молекулярного кислорода — т.е., по сути, на коэффициент избытка воздуха α. Можно показать, что для О также существуют свои аддитивные реакции расхода, при определенной температуре приводящие к смене скоростьопределяющего базиса.

#### Смешанный метод анализа

Одним из удобных методов фильтрации разветвленных генеральных балансов, на наш взгляд, является анализ базы элементарных реакций по смешанным коэффициентам чувствительности концентраций либо скоростей образования важнейших промежуточных компонент. Поскольку k являются функциями температуры, а температура в рамках традиционной математической модели является формально независимой переменной, то возможна замена переменной дифференцирования

$$\frac{\partial \upsilon_n}{\partial k_i} = \frac{\frac{\partial \upsilon_n}{\partial T}}{\frac{dk_i}{dT}},$$
(44)

причем, разумеется,

$$\frac{\mathrm{d}\mathbf{k}_{i}}{\mathrm{d}\mathbf{T}} = \mathbf{A}_{i} \left( \mathbf{b}_{i} \mathbf{T}^{\mathbf{b}_{i}-1} + \frac{\mathbf{E}_{i}}{\mathbf{R}} \mathbf{T}^{\mathbf{b}_{i}-2} \right) \exp\left(-\frac{\mathbf{E}_{i}}{\mathbf{R}\mathbf{T}}\right). \quad (45)$$

Получение зависимости скорости образованиярасхода либо концентрации компонента как формальной функции температуры само по себе не облегчает селекцию элементарных реакций, поскольку приводит лишь к замене уравнений вида (38) их производными по температуре. Продифференцировав по компоненте, получим выражение вида:

$$E_{\upsilon_n,m} = \frac{\partial^2 \upsilon_n}{\partial T \partial c_m} = F\left(T, c_s, \frac{\partial c_n}{\partial c_m}\right), \quad (46)$$

причем члены данного выражения будут иметь разный порядок малости.

Для составления эффективной кинетической схемы, не содержащей промежуточных реакций, являющихся «быстрыми» либо незначительными по массовому и энергетическому вкладу, необходимо исключить реакции,  $E_{\nu_n,m}$  которых имеют второй порядок малости, а скорость при расчетном значении температуры превышает скорость начальных реакций S-механизма.

На рис. 3 представлена зависимость погрешности определения концентраций О от температуры реакционной зоны.



Рис. 3. Погрешность  $\varepsilon_{O} = f(T)$ , %

Практически для всех диапазонов температуры, кроме близкой к расчетной 1350 — 1550 К, смешанный способ дают лучшую сходимость с полным генеральным балансом и экспериментом.

На рис. 4 представлена погрешность определения средней температуры по сечениям как функция относительной длины реакционной зоны (значению  $\bar{x} = 0$  соответствует срез форсунки,  $\bar{x} = 1$  — выход из камеры сгорания).



Рис. 4. Погрешность  $\varepsilon_T(\overline{x})$ , %

На заключительных участках горения метод фильтрации механизма, по-видимому, не имеет принципиального значения в силу бедности зоны дожигания и смешения реакциями.

Характерный скачок погрешности, имеющий место при  $\bar{x} = 0,1..0,3$ , связан со значительным градиентом температур и концентраций в зоне поджига и основного горения.

Принцип фильтрации баланса реакций и определения возможности проявления аддитивных эффектов, рассмотренный на примере атомарного кислорода, может быть использован для гидроксильного механизма и баланса в целом.

Для оптимизации вычислительного процесса, учета аддитивных эффектов и особенностей локальной неравновесности и более успешного управления процессом горения целесообразно использовать смешанный метод фильтрации генерального баланса суммарных реакций, основанный на совместном анализе концентрационно-скоростных коэффициентов чувствительности основных компонент. Использование данного метода позволит уменьшить время расчетов в зависимости от типа задачи ориентировочно в 2 -5 раз и повысить точность моделирования. Дальнейшее развитие предлагаемого метода предполагает обширные численные эксперименты по определению непосредственного влияния смешанных коэффициентов на точность решения.

#### Перечень ссылок

1. Варнатц Ю. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ /Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 352 с.

2. Долматов Д.А. Неполные кинетические цепи в методе генерального баланса при моделировании горения // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: «ХАИ», 2009. – Вып. 6/63. – С. 34 – 37.

3. Долматов Д.А. Математическое моделирование стационарного горения многокомпонентных топлив в авиационных камерах сгорания // Вестник двигателестроения. — З.: ОАО «Мотор Сич», 2010. — Вып. 1/2010. — С. 44 — 48.

4. Седов Л.И. Механика сплошной среды: в 2-х т./Л.И. Седов – М.: Наука, 1973. – Т. 1. – 1973. – 536 с.

5. Ferziger, J. H. Computational methods for fluid dynamics. /J. H. Ferziger, and M. Peric, – Berlin: Springer. – 2001. – 860 p.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### D.A. Dolmatov

### FILTRATION METHOD FOR GENERAL BALANCE WITH TRANSIENT SPEED BASIS

Стаття містить огляд існуючих повних та часткових генеральних балансів реакцій згоряння вуглеводнів та S-механізмів. Показана недостатність елементарних кінетичних схем в області адитивних ефектів від проміжних елементарних реакцій, висунута концепція часткового прогнозного аналізу при згортанні/розгортанні генеральних балансів. Досліджено питання раціонального розгалуження кінетичних схем для задач різного класу. Робота містить опис засад спільного використання коефіцієнтів чуйності концентраційного та швидкісного типів при прогнозній фільтрації генерального балансу реакції згоряння порогових вуглеводнів.

#### Генеральний баланс, елементарна реакція, коефіцієнт чуйності, адитивний ефект, константа швидкості, S-механізм

The abstract contents the examination of existing S-mechanisms, full and partial general balances of the hydrocarbons burning reactions. The unsatisfaction of the elementary kinetic scheme during modeling in chapters of additive effects is describing, also there is a idea of partial prognosis as method of general balance's increasing/decreasing. The question of the kinetic scheme's smart branching is investigated. The abstract contents the basics of united using of speed- and concentrate-based sensibility coefficients in the hydrocarbon burning general balance.

General balance, basic reaction, sensibility coefficient, additive effect, speed constant, S-mechanism

УДК 621.515

#### И.Е. Евдокимов, А.А. Сорокин

ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Люльки г. Москва, Россия

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗЛУЧЕНИЯ СТРУИ ГОРЯЧИХ ГАЗОВ В ANSYS CFX

Данная статья посвящена сравнительному анализу моделей переноса излучения, реализованных в ANSYS CFX 11.0, подбору оптимальных параметров конечно-элементной радиационной модели и поиску модели, описывающей наилучшим образом процесс сложного теплообмена с учетом излучения, на примере расчета теплового состояния соплового насадка. Производится сравнение расчетных данных с имеющимися данными испытаний газогенератора тубореактивного двигателя и замеров температуры в соответствующих точках.

Статья может быть интересна широкому кругу специалистов, занимающихся вопросами теплообмена, проектировщиков котлов и газогенераторов.

#### Излучение, лучистый теплообмен, сложный теплообмен, модель суммы серых газов

#### Введение

Теплообмен излучением играет важную роль при горении и течении нагретых газов, в особенности, продуктов сгорания углеводородных топлив. В некоторых случаях, верификация метода расчета происходит в привязке к конкретной проблеме с исследованием многочисленных факторов, зависящих не только от физики процесса, но и определяющих расчетную модель саму по себе в данной системе.

В настоящей статье максимально использован уже имеющийся опыт применения различных расчетных моделей, как например, описанная в [1] модель газогенератора и экспериментальной установки Siemens. С учетом работы [1] в данной статье не представляется результатов сравнения различных моделей переноса, реализованных в пакете CFX, и большее внимание уделено подбору оптимальных параметров этих методов.

В связи с особой сложностью расчетной модели (свыше 11 млн. элементов) в статье представлены текущие результаты моделирования, относящиеся к модели суммы серых газов и их сравнение с результатами испытаний, а также результаты анализа влияния различных параметров моделирования на конечный результат.

#### Постановка задачи

При проведении испытаний газогенератора на определенных режимах было обнаружено несоответствие ожидаемого и реального теплового нагружения стенки внутреннего насадка выхлопного устройства (см. рис. 1), что привело к поломке.

Для проведения испытаний на максимальных режимах необходимо было рассчитать температуру насадка. В статье [4] по результатам расчета

© И. Е. Евдокимов, А. А. Сорокин, 2010

предлагаются меры по оптимизации конструкции и повышению теплостойкости стоек и соплового насадка.



Рис. 1. Внешний вид выхлопного устройства газогенератора

В данной статье рассматривается сложный теплообмен при истечении продуктов сгорания из сопла и особое внимание уделяется лучистому теплообмену между нагретым газом и стенкой, а также стенками и окружающей средой.

#### Конечно-элементная модель

Моделирование лучистого теплообмена является завершающей стадией газодинамического расчета, при которой уточняются величины тепловых потоков и значения температур. Учет различных модельных факторов при теплообмене конвекцией производился отдельно и в рамках этой статьи освещаться не будет (см. [4]). Расчет лучистого теплообмена производился на подробной сетке (более 11 млн. элементов), изображенной на рис. 2-3. Применение подробной сетки с большим количеством элементов объясняется требованием малой толщины пристеночного слоя, который не должен превышать 0,03 мм, а также применением модели турбулентности SST наилучшим образом учитывающей теплообмен между стенкой и газом [4].



Рис. 2. Сеточная модель. Общий вид с присоединенной областью



Рис. 3. Сеточная модель. Вид выходного устройства.

#### Моделирование теплообмена Методы расчета лучистого теплообмена в ANSYS CFX

Программа ANSYS CFX реализует известное уравнение переноса излучения в поглощающей и рассеивающей среде, которое может быть записано как (здесь приведено в обозначениях [2]):

$$\frac{dI_{v}(r,e)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv}) \cdot I_{v}(r,s) + K_{av} \cdot I_{b}(v,e) + \frac{K_{sv}}{4 \cdot \pi} \cdot \int_{4\pi} dI_{v}(r,e) \Phi(e \bullet e') d\Omega' + S.$$
(1)

Уравнение переноса (1) может быть решено с помощью различных методов и допущений. В ANSYS CFX реализовано 4 метода: приближение Росселанда, Р1-модель (или метод сферических гармоник в 1 приближении), метод дискретного переноса и метод Монте-Карло.

Наиболее универсальными, и, поэтому затратными являются методы Дискретного переноса и Монте-Карло. Применение метода Росселанда и Р1 ограничено определенными условиями и они здесь рассматриваться не будут [1].

В методе дискретного переноса граничная поверхность интерпретируется как множество излучающих узлов [3], испускающих лучистый поток по определенным направлениям. Эти направления определяются разбиением единичной сферы, в центре которой находится излучающий узел, на равные телесные углы [2]. Разбиение этой единичной области задается пользователем. По умолчанию через поверхность единичной сферы проходит 8 лучей. При осуществлении, так называемой операции трассировки (tracing), вычисляются траектории лучей испущенных и отраженных от поверхностей. Количество лучей и размер файла трассировки жестко взаимосвязаны. и как показывает сравнительное моделирование, разбиение единичной сферы сильно влияет на размер файла трассировки, который может достигать нескольких гигабайт.

На рис. 4. показаны результаты сравнительного моделирования, проведенного для определения оптимальных настроек радиационного решателя и количества телесных углов, на которые разбита единичная сфера. Сравнение расчетов проводилось по параметру радиационной яркости, как наиболее чувствительному, т.к. распределение температуры на стенке слабее зависело от изменения настроек решателя. Следует добавить, что в некоторых расчетах важна не только точная температура поверхности, но и точное значение интенсивности излучения нагретых элементов двигателя.



Рис. 4. Отношение яркости излучения на коке к максимальной яркости излучения в домене: а) 8 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 53; б) 16 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 53; в) 8 лучей, коэффициент огрубления исходной сетки равен 7

Обратимся к сравнению расчетных моделей по количеству лучей (рис. 4 а и б), на которые делится элементарная излучающая сфера. Сравнительный анализ 8 и 16-лучевого разбиения показывает, что разница максимальных и минимальных значений радиационной яркости на стенке не превышает 0,4 и 1,5% соответственно. При трассировке 8-ю лучами присутствует небольшая неравномерность распределения яркости излучения на стенке по отношению к трассировке 16 лучами, которая на рис. 5 практически незаметна. Разница в размере файла трассировки достигла 10 раз при одном и том же коэффициенте огрубления исходной сетки и количестве радиационных элементов.

Как отмечается в [1] на точность расчета радиационного теплообмена значительное влияние оказывает упомянутый коэффициент огрубления исходной гидродинамической сетки. Влияние этого параметра расчета также было изучено отдельно. Однозначно можно констатировать существенную роль коэффициента огрубления исходной сетки при условии ограниченных системных ресурсов. Градиент распределения яркости по поверхности кока более равномерен по отношению к исходному варианту, также как к варианту с удвоенным количеством лучей. Следует отметить, что этот вопрос не освещен в [1] отдельно, однако очевидна существенная роль коэффициента огрубления исходной сетки как на точность моделирования, так и на требования к вычислительным ресурсам.

Другим методом, представляющим потенциальный интерес для проведения расчетов излучения газовой струи и нагретых элементов конструкции, а также их теплового состояния, является метод Монте-Карло. Этот метод имеет большое сходство с методом дискретного переноса [3], по причине аналогичного рассмотрения траектории луча или пучка фотонов в поглощающей и рассеивающей среде. Отличие состоит в вероятностной интерпретации времени «жизни» фотона, распространяющегося в поглощающерассеивающей среде. Фотон, испущенный, например нагретой поверхностью, имеет некоторую энергию или «массу» [1]. Далее он проходит через объем газа, который либо поглощает и рассеивает пучок, либо усиливает за счет собственного излучения. Если энергия фотона или пучка в результате поглощения газом или стенкой, а также рассеяния, становится меньше определенного значения (threshold), фотон «умирает».

Важным параметром при моделировании методом Монте-Карло является количество сохраняемых решателем «историй». «История» - это «рождение» и «смерть» фотона в объеме, ограниченном стенками. На рис. 5 представлены результаты расчета яркости излучения стенки кока при различных значениях сохраняемых «историй». На точность метода Монте-Карло, так же как и на метод дискретного переноса имеет влияние коэффициент огрубления газодинамической сетки.

В общем случае, при учете радиационного теплообмена существенно изменяется температура только открытых элементов конструкции. Пробные расчеты, осуществленные на грубой сетке, показывают различные температуры открытой части кока (рис. 6) и небольшое отличие в распределениях температур у стойки.



Рис. 5. Яркость излучения на коке: а) 50000 историй; б) 500000 историй



Рис. 6. Распределение температур а) конвективный теплообмен; б) радиационный и конвективный теплообмен

После выбора расчетного метода, задается модель спектра излучения. В данном случае использовалась модель суммы серых газов.

Верификация модели суммы серых газов в ANSYS для отношения парциальных давлений окиси углерода (IV) и воды, равному 2, проведено в [1].

Коэффициенты для проведения расчетов теплообмена излучением были взяты из справочника [5]. В настоящее время имеются разработки модели для случая горения углеводородов. Т.к. горение в данном случае не учитывается, используем модель для эквимольной смеси H<sub>2</sub>O и CO<sub>2</sub>, предложенную Хоттелем.

#### Схема эксперимента

При испытаниях термопары располагались таким образом, чтобы дублировать измерения в соответствующих точках. Схема насадка представлена на рис. 7, схема расположения термопар изображена на рис. 8.

Несмотря на то, что термопары были установлены одинаково по отношению к стойкам, разница в показаниях достигала 50-100°.



Рис. 7. Схема сечений внутреннего насадка и схема расположения термопар с учетом периодичности

#### Результаты измерений и расчетов

Результаты расчетов приведены в форме графика, на котором совмещены значения, полученные при расчете чисто конвективного теплообмена [4] и случая сложного теплообмена с учетом излучения.

Расчетные и экспериментальные температуры показаны в отношении к максимальной рабочей температуре материала. Температуры, полученные в результате расчета, изображаются непрерывным графиком в зависимости от относительной длины линии, образованной пересечением секущей плоскости и поверхности насадка (рис. 9).



Рис. 8. Линии пересечения плоскости сечения и поверхности насадка

Сравнение экспериментальных и расчетных данных (рис. 10) показывает значительное различие между показаниями датчиков и вычисленными температурами в соответствующих точках. Также мы наблюдаем отклонение показаний температур в подобных точках в пределах 10%. Одной из возможных причин такого различия может являться метод установки датчиков на поверхности насадка: термопара закрепляется на поверхности с помошью наклалки. слеланной из фольги (рис. 11). Такой метод закрепления требует контроля величины контактного термического сопротивления и рассмотрения влияния теплового потока от обдува холодного воздуха наружного контура со стороны накладки. Далее, выход на максимальный режим, который рассчитывался в данном случае был кратковременен, поэтому в общем случае следует учитывать нестационарные эффекты, что является технически очень сложной задачей.



Рис. 9. График экспериментальных и расчетных температур

Согласно полученным данным, влияние радиационного теплообмена незначительно сказывается на температуре насадка. Разница максимальных температур при учете излучения и при рассмотрении чисто конвективной задачи не превышает 20°. На температурное состояние насадка большое влияние оказывает торможение потока, при этом внутренний насадок закрыт внешним, что не позволяет ему активно излучать в окружающее пространство. В данном случае требуется проведение анализа поведения расчетной модели при изменении степени черноты стенок, а также моделирование насадка второго контура, что является достаточно трудоемкой задачей в силу общей величины сетки.



Рис. 10. Вид на термопару сверху

#### Заключение

Моделирование лучистого теплообмена, в качестве завершающей стадии тепловых расчетов конструктивных элементов, работающих в потоке горячего газа (T >1000 K), или нагретых элементов в окружении холодного поглощающего газа может быть успешно осуществлено в ANSYS CFX универсальными методами дискретного переноса и Монте-Карло. Было показано, что моделирование излучения менее актуально для заторможенных потоков и его учет приводит к незначительному росту температуры, однако, если конструкция беспрепятственно излучает в окружающую среду, такие расчеты необходимо производить после соответствующего гидравлического расчета течения.

#### Перечень ссылок

1. Dannecker D., Noll B., Hase M., Krebs W., Schildmacher K.-U, Koch R., Aigner M., Impact of Radiation on the Wall Heat Load at a Test Bench Gas Turbine Combustion Chamber: Measurements and CFD Simulation, Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007<sup>^</sup> Power for Land, Sea and Air, 2007.

2. Manual CFX5, Solver Modelling – Radiation Modelling.

3. Modest M.F.; Radiative Heat Transfer; Academic Press (Elseiver Science), USA 2003.

4. Щербаков М.А., Марчуков Е.Ю., Сорокин А.А., Численное моделирование отрывных течений и теплообмена в выходном устройстве авиационного двигателя. Материалы VIII Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях (NPNJ<sup>2</sup>010), Алушта -М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010. – 624 с.

5. Блох А.Г., Теплообмен излучением: Справочник\ А.Г. Блох и др. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

6. Блох А.Г., Теплообмен в топках паровых котлов\ А.Г. Блох и др. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1984. – 240 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### I.E. Evdokimov, A.A. Sorokin

#### HEAT GAS RADIATIVE HEAT TRANSFER MODELLING IN ANSYS CFX

Стаття присвячена порівняльному аналізу моделей переносу випромінювання, реалізованих в ANSYS CFX 11.0, підбору оптимальних параметрів скінченно-елементної радіаційної моделі і пошуку моделі, яка якнайкраще описує процес складного теплообміну із урахуванням випромінювання, на прикладі розрахунку теплового стану соплового насадку. Виконується порівняння розрахункових даних із наявними результатами випробувань газогенератора турбореактивного двигуна и вимірів температури у відповідних точках.

Стаття може бути корисна широкому кругу спеціалістів у галузі теплообміну, проектування котлів і газогенераторів.

#### Випромінювання, променистий теплообмін, складний теплообмін, модель суми сірих газів

In the article carried out comparative analysis of models radiative heat transfer realized in the ANSYS CFX 11.0 and searching for optimal parameters finite element radiative model for best radiation modeling by using heat load calculation of the conical nozzle. There is validation of the finite element model by turbojet gas generator combustion tests and temperature measurements. The article is useful for many engineers specialized in heat transfer, combustion, combustion chamber's and boiler's design.

Radiative heat transfer, heat transfer, weight sum of gray gases

УДК 622.691

#### Жаріков В.М.

Український науково-дослідний інститут природних газів (УкрНДгаз)

### СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Проведено огляд та аналіз відомих на даний час методів оптимізації режимів роботи компресорних цехів і станцій із різноманітними схемами включення газоперекачувальних агрегатів. Виявлено загальні недоліки та сформульовано напрямки досліджень з розробки нових та удосконалення існуючих методів оптимізації режимів роботи газотурбінних газоперекачувальних агрегатів.

Компресорний цех, компресорна станція, газоперекачувальний агрегат, газотурбінна установка, відцентровий нагнітач, зведені характеристики, оптимізація режимів, розподіл навантаження між агрегатами

#### Вступ

У поточний час в загальному обсязі виробництва первинних енергоресурсів природний газ складає більше 50% і вважається основним енергетичним ресурсом України. Підвищення ринкової ціни природного газу обумовлює необхідність докорінного удосконалення виробництва, транспортування і споживання природного газу. Системи трубопровідного транспорту газу є досить великими споживачами газу за рахунок власних потреб, технологічних і випадкових витрат.

Газотранспортна система (ГТС) України є другою в Європі та однією з найбільших у світі, її загальна протяжність складає 37,6 тис. км. Вона налічує у своєму складі 81 компресорну станцію (КС) з 765 газоперекачувальними агрегатами (ГПА) загальною потужністю 5,6 млн. кВт. Газотурбінні ГПА налічують 455 одиниць, а це понад 82% від загального парку ГПА на компресорних станціях України [1].

Досвід експлуатації компресорних станцій показує, що витрати газу на власні потреби на компресорних станціях газотранспортної системи України за різними оцінками становлять до 3% від обсягу прокачаного газу. У зв'язку з тим, що сьогодні особлива увага приділяється ресурсозберігаючим технологіям на об'єктах газової промисловості, важливим питанням є дослідження оптимізації режимів роботи газотурбінних газоперекачувальних агрегатів (ГГПА), що дозволить зменшити витрати газу на власні потреби і підвищити енергоефективність компресорних станцій. Зменшення цих витрат є важливим напрямом енергозбереження та має суттєвий економічний ефект. При цьому врахування фактичного технічного стану кожного окремого газоперекачувального агрегату є необхідною умовою оптимізації режиму роботи компресорної станції.

1. Схеми сполучення газоперекачувальних агрегатів

Зазвичай на КС використовують одноступеневі з повнонапірними компресорами і двохступеневі з неповнонапірними компресорами схеми компримування газу. На дожимних компресорних станціях (ДКС) можливі схеми з трьохступеневим стисненням.

За типами обв'язки КС розрізняють три схеми включення агрегатів [2]:

 паралельна, в якій компримування газу здійснюється в один ступінь;

 паралельно-послідовна, в якій паралельні групи агрегатів здійснюють багатоступеневе компримування;

 колекторна, в якій одна група паралельно працюючих агрегатів нагнітає газ у вхідний колектор другої групи.

Особливістю колекторної обв'язки є використання трьох колекторів. Перший колектор всмоктувальний, для групи компресорів першого ступеню, другий колектор — проміжний, який є нагнітальним для першої групи і одночасно всмоктувальним для другої групи, третій колектор — нагнітальний, для групи компресорів останнього ступеню. При цьому компримований газ може охолоджуватися між ступенями стиснення у апаратах повітряного охолодження (АПО) газу.

За оцінками фахівців, за рахунок вибору оптимальних режимів роботи обладнання з урахуванням його технічного стану можна в нормальних умовах роботи зменшити споживання паливного газу майже на 5%. Отже, задача вибору оптимального режиму роботи агрегатів компресорного цеху (КЦ) є надзвичайно актуальною. Це підтверджується публікаціями багатьох фахівців з різних країн, що займаються вирішенням цього питання.

© Жаріков В.М., 2010

Аналіз останніх досліджень і публікацій, присвячених методам оптимізації роботи КЦ, свідчить про різноманітність підходів до розв'язання цієї задачі.

#### 2. Методи оптимізації розподіл навантаження між агрегатами

У роботі [3] задача оптимізації розглядається для лінійних компресорних станцій магістральних газопроводів з паралельно працюючим агрегатами. Вказується на важливість зв'язку задачі оптимізації з діагностуванням режимів роботи ГПА. Проведений аналіз впливу умов роботи паралельно працюючих ГПА на точність визначення параметрів нагнітача за його характеристиками. Встановлено, що в цехах з паралельною схемою роботи ГПА може спостерігатися неконтрольованій зсув параметрів роботи агрегатів, при цьому зниження політропного к.к.д. нагнітачів може досягати 10%.

Показано, що неузгодження характеристик нагнітача зумовлено відміною к.к.д газотурбінної установки (ГТУ), тому для регулювання параметрів роботи ГПА потрібний постійний контроль енергетичного к.к.д ГТУ всіх працюючих агрегатів. Для цього автор пропонує уніфіковану методику визначення к.к.д. ГТУ, що не використовує паспортних характеристик ГТУ, на основі вимірів параметрів робочого тіла за силовою турбіною. Але недоліком цієї методики є те, що вона не може бути застосована для оперативного контролю енергетичної ефективності ГТУ, тому що для цього необхідна установка стаціонарних засобів контролю вмісту кисню у вихлопних газах, а це досить великі фінансові затрати.

Для оптимізації компресорних цехів побудована залежність питомої витрати паливного газу від ступеня підвищення тиску на КС. Залежність побудована на основі статистичних досліджень з використанням алгоритму самоорганізації. Висновком є те, що оптимальні параметри роботи КЦ відповідають номінальним режимам експлуатації обладнання. Однак, цей результат отриманий без урахування фактичного поточного стану обладнання. Не розглянуті питання оптимізації режимів при багатоступеневій схемі компримування.

У роботі [4] задача оптимізації режиму роботи цеху розглядається як задача перерозподілу навантажень між агрегатами з метою мінімізації сумарної споживаної потужності на перекачування газу при виконанні планового завдання з перекачування газу на цех. Індивідуальні характеристики та обмеження на параметри роботи ГТУ в моделі не враховуються.

У роботі [5] розглянуто задачу оптимізації роботи системи транспорту газу за мінімумом

енерговитрат, до складу якої входять як електроприводні, так і газотурбінні КС. Модель системи транспорту газу представлена гідравлічною моделлю течії газу в трубопроводі (рівняннями стаціонарної неізотермічної течії газу) та моделлю компресорної станції (зведеними характеристиками відцентрових нагнітачів газу, апроксимованими сплайном п'ятого порядку). Технологічні та режимні обмеження задаються для максимального вихілного тиску та температури КС, зведеної продуктивності та максимальної потужності нагнітачів, об'єму поставок газу. Індивідуальні характеристики та обмеження на параметри роботи ГТУ в моделі не враховуються. Апроксимовані характеристики без проведення ідентифікації не відповідають фактичному технічному стану нагнітачів. Задача розглядається тільки для паралельної схеми включення ГПА.

У роботі [6] розглядається задача вибору оптимального режиму роботи компресорного цеху. Задача вирішується перерозподілом потоків газу через ГПА за умови, що ефективний сумарний к.к.д. групи паралельно включених агрегатів має максимально можливе значення. Визначення оптимальних режимів ГПА проводиться чисельним методом. Для цього використовуються зведені характеристики нагнітача у вигляді поліномів другого і третього ступенів.

Технологічні обмеження задаються мінімальними та максимальними значеннями сумарної продуктивності ГПА, ступеня стиснення нагнітача. З боку ГТУ враховуються обмеження максимальної температури за турбіною низького тиску. Технічний стан ГПА визначається за результатами діагностування та зняття напірно-витратних характеристик для нагнітача та витратно-потужностних характеристик для ГТУ. Авторами зазначається, що з огляду на те, що зміна характеристик ГПА відбувається досить повільно, тому повторна ідентифікація характеристик може проводитися з інтервалами в кілька місяців. Методика використовується для паралельної схеми включення ГПА. Можливість застосування наведеної методики для інших схем включення не розглядається.

У роботі [7] задача оптимізації режиму роботи компресорного цеху розглядається як задача перерозподілу потоків газу між агрегатами компресорного цеху з метою мінімізації витрат паливного газу, який споживається агрегатами з газотурбінним приводом. При цьому забезпечуються умови виконання планового завдання на перекачування певної кількості газу при заданих тисках на вході та виході компресорного цеху та заданій вхідній температурі. При вирішенні задачі оптимізації використовуються фактичні характеристики ВЦН, що одержані шляхом проведення ідентифікації фактичного стану. Недоліком методу є те, що обмеження задаються тільки на параметри нагнітача та не задаються на параметри ГТУ. Також не аналізується можливість застосування методики для колекторної схеми включення агрегатів.

У роботі [8] розглянуто задачу оптимального керування роботою багатоцехових КС з різними типами приводів ГПА (газотурбінні установки і електроприводи) для забезпечення економії енергоресурсів (паливного газу та електроенергії). які витрачаються на компримування природного газу. Для вирішення цієї задачі автором розроблений метод, який складається з двох етапів на першому з них визначається кількість працюючих агрегатів (структурна оптимізація), а на другому – режим роботи агрегату (частота обертання ротора нагнітача) з урахуванням обмежень на технологічні параметри (параметрична оптимізація). Оптимальний розподіл потоків газу між групами паралельно працюючих агрегатів (цехів) здійснюється виходячи із мінімальних витрат на компримування природного газу і обмежень на технологічні параметри. які витікають із режиму роботи багатоцехової КС. Основою алгоритмів розрахунку техніко - економічних показників роботи ГПА є апроксимаційні залежності зведених характеристик ГПА, що отримані на основі нейромережевого підходу. Ідентифікація моделей ГПА проводилася на базі даних, отриманих в процесі їх експлуатації. Недоліком методу є те, що модель ГПА базується тільки на характеристиках нагнітача і не враховує технічний стан приводу. Також, оскільки на КС немає індивідуальних вимірів компримованого та паливного газу, то при створенні математичних моделей нагнітачів робилося припущення, що статичні характеристики однотипних нагнітачів є ідентичні, тобто для групи нагнітачів визначалися усереднені значення як вхідних так і вихідних величин. Задача розглядаються тільки для паралельної схеми включення ГПА.

У роботі [9] розроблено метод розподілу навантаження між паралельно працюючими ГПА компресорного цеху, в якому застосована модель ідентифікації припустимих меж роботи устаткування, що у режимі реального часу враховує поточні параметри приводу і нагнітача ГПА та взаємний вплив нагнітачів, включених у єдиний гідравлічний режим цеху. На основі моделі розраховується поле припустимих рішень розподілу навантаження, у якому допускається перебування рішення з використанням множини технологічно можливих стратегій керування КЦ.

Автором пропонується математична модель енергетичної взаємодії привод — навантаження ГПА, що сама налаштовується і працює в режимі реального часу, в якій враховувався енергетичний баланс у турбіні, а розрахунок енергій спирається на вимірювані і розраховані в системі автоматичного керування (САК) параметри. Алгоритм оптимізації застосовує методи нелінійного програмування при пошуку оптимальних рішень для рішення задачі розподілу навантаження між ГПА компресорного цеху з використанням моделі енергетичного балансу та контролю допустимих меж різності навантаження ППА

Параметри нагнітача розраховуються згідно методики розрахунку нагнітача, що прийнята у ТОВ "Мострансгаз" [10].

Для розрахунку моделі енергетичного балансу ГПА автор використовує метод автоматичного розрахунку нелінійних залежностей статичних режимів обертів ТВТ, температури за ТНТ, тиску на виході нагнітача, витрати нагнітача та сумарної енергії механічних втрат в ТНТ та нагнітачі від зміни обертів ТНТ. Аналогічно по експлуатаційним даним розраховуються залежності газодинамічних параметрів ТВТ від зміни обертів ТНТ. Пропоновані залежності дозволяють забезпечувати відповідність моделі ГПА його фактичному стану в кожен момент часу, на відміну від методів, що потребують відновлення зведених робочих характеристик.

Автором в достатній мірі не розкрите питання, яким чином враховується забезпечення відповідності моделі реальному технічному стану ГПА при зміні зовнішніх атмосферних умов.

Застосування методу для паралельно-послідовного та колекторного включення агрегатів автором не аналізується.

У роботі [11] вирішується задача оптимізації оперативного керування роботою компресорної станції з газотурбінними ГПА, що працюють паралельно. При завданому плановому об'ємі газу, шо потрібно перекачати, визначається, які агрегати та на яких режимах повинні працювати за умови мінімізації сумарної споживаної потужності. Авторами робиться припущення, що витрата паливного газу лінійно залежить від потужності нагнітачів і тому вирішення цієї задачі дозволить мінімізувати також і витрату паливного газу ГТУ. Не зрозуміло, яким чином автори отримують фактичні характеристики ГПА, що використовують у своїй моделі в якості табличних значень. В пропонованій оптимізаційній моделі компресорної станції обмеження задаються тільки для планової продуктивності КС, можливої кількості агрегатів та індивідуальної продуктивності ГПА і ніяк не враховуються обмеження на параметри ГТУ. Задача розглядається тільки для паралельної схеми включення ГПА.

У роботі [12] розроблено метод оптимізації режиму роботи КС з газотурбінними приводами. Автором запропоновано вирішення задачі оптимізації шляхом вибору таких параметрів режиму
роботи агрегатів, що забезпечують оптимальний ступінь стиснення для КС. Оптимальний режим роботи станції розглянутий за умови однакового завантаження агрегатів на різних ступенях підвищення тиску. При цьому автором не враховуються технологічні обмеження на роботу обладнання.

У роботі [13] розроблено метод пошуку оптимальних режимів магістральних газопроводів (МГ) та їх систем при нестаціонарній течії за критерієм мінімальних витрат на транспортування газу при виконанні умов технологічності. Технологічність досягається виконанням обмежень, зумовлених специфікою основного обладнання (трубопроводів та ГПА) та додаткових умов. Метод розглядався стосовно КС з ГПА з газотурбінним приводом. Для опису роботи ГПА у методі використані альбомні зведені характеристики нагнітача. Реальні характеристики ГПА були отримані шляхом розрахунку адаптаційних коефіцієнтів для компресорних цехів газотранспортної системи. які є показниками технічного стану силового облалнання. В якості формального критерію була прийнята робота, що використовується для стискання газу за певний період часу, або відповідні вартісні витрати. Дана методика враховує загальноцеховий технічний стан ГПА, не розглядаються питання оптимізації режимів ГПА в межах цеху.

У роботі [14] розглянуто підходи до оптимізації енергозатрат на компресорних стаціях МГ з огляду оптимізації управління геоекологічними ризиками в зонах дії цих КС. Задачею оптимізації є формування оптимального керування режимами всіх КС з метою сумарної мінімізації енергозатрат на перекачування газу як газотурбінними так і електроприводними установками. В якості характеристик ГПА використовуються апроксимовані характеристики нагнітачів. Для газопроводу будується адитивна функція цілі. Граничними умовами є тиск і витрата газу на вході та тиск газу на виході газопроводу. Завдання зводиться до пошуку такого розподілу тисків на вході кожної КС, який забезпечує сумарне мінімальне споживання енергії на перекачування газу. Автором не розглядаються питання оптимізації режимів ГПА в межах цеху, не враховуються індивідуальні технологічні обмеження на роботу обладнання.

У роботі [15] розроблено систему формування оптимальних режимів роботи КС. Модель технологічної схеми КС включає характеристики двигунів та нагнітачів, залежність між завантаженням нагнітача і частотою обертання силової турбіни (СТ), тобто залежність зміни номінальної продуктивності при зміні частоти обертів СТ для різних значень частоти обертання ротора газогенератора, враховує гідродинамічні характеристики технологічного обладнання та стан запірної арматури. Оптимальним режимом роботи КС вважається режим, що при завданому обсягу газу та фіксованих граничних умовах (тиску на вході/виході, температури на вході та газової сталої) та завданих технологічних обмеженнях, забезпечує мінімум енергетичних витрат по КС.

У роботі [16] розроблено метод оперативного планування режимів роботи автоматизованої газотранспортної системи в умовах невизначеності газоспоживання. В рамках цього методу розглянуті питання оптимізації режимів роботи газоперекачувальних агрегатів, компресорного цеху і багатониткових лінійних ділянок магістрального газопроводу. Модель КЦ розроблена для N паралельно включених повнонапірних ГПА, яка також враховує зміну напору і тиску газу на допоміжному обладнанні та трубопровідній обв'язці цеху. Розроблено методику побудови області гарантовано допустимих режимів роботи ГПА з урахуванням апріорної невизначеності параметрів потоків на вході та виході нагнітача. В якості критерію ефективності режиму роботи КС обрано сумарну витрату паливного газу у грошовому еквіваленті. В рамках проведених досліджень автором робиться висновок, що для КЦ, які містять однотипні ГПА, що мають розбіжності енергетичних характеристик не більше ніж 10%, достатньо використати рівномірне розподілення навантаження між ГПА замість оптимального вирішення задачі розподілення навантаження.

У роботі [17] розроблено комплекс алгоритмічного забезпечення оптимального завантаження ГПА для реалізації оптимальної роботи КЦ. В якості критерію оптимізації використовується мінімум енергетичних витрат, тобто мінімум витрат паливного газу. Модель компримування враховує паралельну та послідовно-паралельну схеми включення нагнітачів.

Вирішення завдання оптимізації завантаження ГПА КЦ описується у вигляді послідовності операцій керування, математичних дій, логічних та технологічних умов. Рішення за мінімумом витрат паливного газу агрегатами КЦ отримується в результаті екстремального вибору з варіантів послідовного перебору для завданого режиму компримування, що реалізовані на ЕОМ. Розрахунок режиму компримування за варіантами реалізацій виконується послідовно для кожного працюючого ГПА з перевірками на індивідуальні обмеження за наявною потужністю ГТУ, максимальною та мінімальною об'ємною витратою та частотою обертання ротора нагнітача.

Авторами підкреслюється важливість врахування при вирішенні задачі оптимізації фактичного технічного стану ГТУ та відцентрового нагнітача. Для цього використовуються відповідні методи визначення фактичного технічного стану обладнання в умовах експлуатації.

У роботах [18, 19] авторами пропонується концепція технічної реалізації логістичної інформаційної системи (ЛІС) в умовах газотранспортного підприємства. Для цього пропонується використання математичного методу визначення екстремуму функції для вирішення логістичних завдань газових компаній. На основі запропонованого методу обробки інформації створена Система Екстремально Економного Регулювання (SEER&C). Використовуючи математичні залежності, система перерозподіляє навантаження між з'єднаними як послідовно, так і паралельно об-'єктами регулювання (ділянками газопроводів, КС, КЦ, ГПА, АВО газу та іншими елементами системами газопостачання), з метою зменшення сумарних витрат на транспортування.

Особливістю методу пошуку екстремуму є перетворення сукупності параметрів, що збираються з кожного об'єкта регулювання, в один узагальнюючий параметр. Фізичним сенсом узагальнюючого параметру є об'єднання характеристик усього обладнання, що міститься в об'єкті регулювання, в одну характеристику. Кожна точка цієї характеристики відповідає мінімальним витратам в існуючих умовах експлуатації об'єкта. При розрахунку узагальнюючого параметру враховуються зміни ситуації на об'єкті регулювання: знос обладнання, кліматичні параметри тощо.

Недоліком методу є те, що розрахунок оптимальних режимів здійснюється тільки за параметрами лінійної частини та компресорів і не враховує індивідуальні характеристики та обмеження роботи приводів.

У роботах [20, 21] наводяться результати досліджень фірми Compressor Control Corporation в галузі створення систем керування та регулювання ГПА КЦ. Автори дають опис структури систем автоматичного керування та алгоритмів, що реалізовані в цих системах. Зокрема розглядаються підходи до забезпечення розподілу навантаження між паралельно працюючими ГПА компресорного цеху при оптимальній економічності процесу компримування газу. Система керування та регулювання має рівень КЦ (САР КЦ) та рівень ГПА (САК і Р) до якого входить модуль протипомпажного регулювання. Модуль розподілу навантаження є невід'ємною частиною САР КЦ

На рівні КЦ забезпечується стабілізація на завданому рівні одного з основних технологічних параметрів згідно з завданням диспетчерської служби: ступеня стиснення, тиску на виході або вході КЦ, витрати КЦ одночасно з розподілом цехового навантаження між ГПА в завданому співвідношенні з урахуванням індивідуальних характеристик ГПА. Для цього здійснюється керівна дія на завдання САК і Р кожного ГПА по частоті обертання нагнітачів.

САК і Р ГПА забезпечує: підтримку обертів нагнітача згідно з завданням оператора, регулювання положення елементів змінної геометрії (у разі їх наявності), протипомпажне регулювання та захист нагнітачів, адаптацію параметрів системи в залежності від діючих зовнішніх збурень, протипомпажне регулювання та захист повітряного компресора, регулювання подачі палива в малоемісійні камери згоряння, граничне регулювання (обмеження) температури продуктів згоряння, частот обертання валів, що не регулюються, тиску повітря за компресором, швидкості зміни потужності, тисків газу на вході та виході нагнітача.

В якості критерію розподілу навантаження використовується критерій віддаленості від лінії помпажу або критерій еквівалентної потужності, що затрачується на привод нагнітача.

Однак не зрозуміло, яким чином враховуються індивідуальні фактичні характеристики ГПА, як робиться їх повторна ідентифікація і з якою періодичністю. Відсутня можливість розподілу навантаження за критерієм мінімуму енергоспоживання та можливість розрахунку прогнозних режимів роботи компресорного цеху.

#### Висновки

Отже, як показав проведений огляд літератури, питанню оптимального керування технологічним процесом перекачування газу в поточний час приділяється дуже велика увага, що свідчить про актуальність і важливість цієї проблеми. Особливо питання оптимізації стосуються режимів роботи основного обладнання на компресорних станціях, оскільки саме вони є енергоактивними ланками на газопроводі.

Аналіз методів оптимізації розподілу навантаження між ГПА компресорного цеху дозволяє визначити загальні недоліки методів:

 методи розроблялись переважно для оптимізації ГПА, що працюють за паралельною схемою в один ступінь стиснення або за паралельно-послідовною схемою без міжступеневого охолодження;

 методи розраховані на застосування в умовах лінійних компресорних станцій і не враховують особливостей технологічного режиму ДКС;

 – більшість методів не враховує енергетичної взаємодії привод – навантаження ГПА;

 на рівні КС розрахунок режиму здійснюється здебільш за параметрами лінійної частини та нагнітачів, без урахування в повному обсязі параметрів приводу;

 не завжди враховується поточній технічний стан обладнання;

– не формалізовані умови, за яких необхідно

проведення обов'язкової повторної ідентифікації моделей обладнання;

- в багатьох випадках не враховуються індивідуальні технологічні обмеження параметрів роботи ГТУ, що використовує САК при регулюванні режимів роботи ГПА в умовах експлуатації;

 при виборі схеми та кількості працюючих агрегатів не враховуються терміни вичерпання їх ресурсу;

- методи використовують різні критерії оптимальності (ступінь стиснення в нагнітачі, еквівалентна потужність ГПА, віддаленість від лінії помпажу нагнітача, тиск на виході станції, тощо), хоча у більшості випадків пріоритетним було б використання вартісного критерію оптимальності, а саме витрати паливного газу або електроенергії, з урахуванням інших критеріїв;

Тому логічним продовженням подальшого напрямку досліджень з розробки нових та удосконалення існуючих методів оптимізації режимів газотурбінних ГПА компресорного цеху є саме врахування цих недоліків.

#### Перелік посилань

1. Патон Б. Концепція (проект) державної науково-технічної програми «створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» [Текст] / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісн. НАН України. - 2008. - № 4. - С. 3-9.

2. Ставровский Е.Р. Методы расчета надежности магистральных газопроводов [Текст] / Е.Р. Ставровский, М.Г. Сухарев, А.М. Карасевич.— Новосибирск: Наука, 1982. - 125 с.

3. Юкин Г.А. Диагностирование, оперативный контроль и оптимизация режимов работы ГПА: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук : спец. 25.00.19 / Г.А. Юкин. — Уфа, 2003. — 23 с.

4. Прищепо О.О. Удосконалення режимів роботи ГПА на основі їх фактичних характеристик: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.14.06 / О.О. Прищепо. — Х., 2001. — 18 с.

5. Лесковец В.В. Планирование режимов работы региональной газотранспортной системы с учетом оптимизации по минимуму энергопотребления [Текст] / В.В. Лесковец, В.Л. Ганжа, М.А. Брич // Тепломассообмен - ММФ - 2000. -Тепломассообмен в энергетических устройствах. - Минск, 2000. - Т. 10. - С. 260-265.

6. Беккер М.В. Визначення оптимального режиму роботи компресорного цеху при паралельному включенні ГПА [Текст] / М.В. Беккер, В.В. Гулічев, В.І. Мелешко, А.О. Стрілець, Д.В. Артеменко // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 2. – С. 45-48. 7. Лещенко І.Ч. Оптимізація режимів роботи компресорних цехів як засіб підвищення енергетичної ефективності магістрального транспортування газу [Текст] / І.Ч. Лещенко // Проблеми загальної енергетики. – 2007. – №15. – С. 82-88.

8. Ковалів Є.О. Оптимальне керування роботою багатоцехових компресорних станцій з різними типами приводів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.07 / €.О. Ковалів. — Івано-Франківськ, 2005. — 20 с.

9. Слободчиков К.Ю. Методи та моделі розподілу навантаження між газоперекачувальними агрегатами компресорного цеху [Електронний ресурс] / К.Ю. Слободчиков // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2008. – №2. – Режим доступу: www.URL: <u>http://www.nbuv.gov.ua/</u> portal/natural/Nvif/ 2008\_2/08skyakc.pdf

10. Слободчиков К.Ю. Решение оптимизационной задачи в системе управления режимом компрессорного цеха газоперекачивающих агрегатов [Электронный ресурс] — Режим доступа: www.URL:http://model.exponenta.ru/slob\_02.html — 16.01.2005

11. Прилуцкий М.Х. Оптимизационные задачи оперативного управления работой компрессорной станцией [Электронный ресурс] / М.Х. Прилуцкий, И.Р. Бухвалова, Л.Г. Афраймович, Н.В. Старостин, А.В. Филимонов // Электронный журнал «Исследовано в России», 2008. – Режим доступа: www. URL: <u>http://</u> <u>zhurnal.ape.relarn.ru/articles/2008/032.pdf</u>-26.03.2008 г.

12. Сулейманов А.М. Энергосбережение в технологических процессах трубопроводного транспорта газа: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук : спец. 25.00.19 / А.М. Сулейманов. — Уфа. 2005. — 22 с.

13. Сухарев М.Г. Эффективные алгоритмы поиска оптимальных режимов магистральных газопроводов и их систем [Электронный ресурс] / М.Г. Сухарев, Р.В. Самойлов // Материалы 1-й Международной научно-технической конференции DISCOM 2002. – Режим доступа: www. URL: <a href="http://discom2002.gubkin.ru/zip/22\_Suharev.zip">http://discom2002.gubkin.ru/zip/22\_Suharev.zip</a> 24.11.2002г.

14. Самсонов Р.О. Управление геоэкологическими рисками: оптимизация работы КС на магистральных газопроводах [Электронный ресурс] / Р.О. Самсонов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело», 2007. – Режим доступа: www. URL: <u>http://www.ogbus.ru/authors/SamsonovRO/</u> <u>SamsonovRO\_2.pdf</u> - 13.03.2007 г.

15. Притула М.Г. Моделирование и оптимизация режимов работы компрессорных станций. Разработка, внедрение и эксплуатация [Электронный ресурс] / М.Г. Сухарев, Р.В. Самойлов / / Материалы 1-й Международной научно-технической конференции DISCOM 2002. – Режим доступа: www. URL: <u>http://discom2002.gubkin.ru/</u> zip/ 22\_Suharev.zip\_ - 24.11.2002 г.

16. Тевяшева О.А. Оперативне планування режимів роботи автоматизованої газотранспортної системи в умовах невизначеності газоспоживання: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.07 / О.А. Тевяшева. – Х., 2004. – 20 с.

17. Вертепов А.Г. Алгоритмическое обеспечение оптимальной загрузки ГПА [Текст] / А.Г. Вертепов, С.П. Зарицкий, И.Ч. Лещенко, И.К. Линецкий // Газовая промышленность. -2009. - №4. - С. 57-60.

18. Матвеев В.В. Реализация логистических принципов управления газовой компанией в Системе Экстремально Экономного Регулирования и Управления крупномасштабными сетями газопроводов (SEER&C). [Электронный ресурс] / В.В. Матвеев // Материалы 1-й Международной научнотехнической конференции DISCOM 2002. — Режим доступа: www. URL: <u>http://discom2002.gubkin.nu/</u> <u>zip/13\_Matv.zip</u> - 24.11.2002 г. 19. Воробьев А.В. Программное обеспечение Системы Экстремально Экономного Регулирования и Управления крупномасштабными сетями газопроводов (SEER&C) [Электронный ресурс] / А.В. Воробьев // Материалы 1-й Международной научно-технической конференции DISCOM 2002. – Режим доступа: www. URL: <u>http:// /discom2002.gubkin.ru/zip/\_37\_Vorobiev.zip\_</u> 24.11.2002 г.

20. Будзуляк Б.В. Системы автоматического управления и регулирования фирмы Compressor Controls Corporation [Текст] / Б.В. Будзуляк, А.М. Бойко, А.З. Шайхутдинов, А.Д. Продовиков, Н. Старосельский, Л. Щаранский, Л. Минц, А. Рубинович // Газовая промышленность. - 2002. - №3. - С. 31-35.

21. Рубинович А. О распределении нагрузки между параллельно работающими ГПА компрессорного цеха магистрального газопровода [Текст] / А.Рубинович, В Свечинский // Газотурбинные технологии. - 2008. - №4. - С. 22-26.

Надійшла до редакції 14.07.2010 р.

### V.N. Zharikov

# CURRENT STATE A QUESTION TO OPTIMIZATION OF MODES OF GAS-TURBINE GASCOMPRESSOR UNITS

Проведен обзор и анализ известных в настоящее время методов оптимизации режимов работы компрессорных цехов и станций с разнообразными схемами включения газоперекачивающих агрегатов. Выявлены общие недостатки и сформулированы направления исследований по разработке новых и усовершенствования существующих методов оптимизации режимов работы газотурбинных газоперекачивающих агрегатов.

Компрессорный цех, компрессорная станция, газоперекачивающий агрегат, газотурбинная установка, центробежный нагнетатель, приведенные характеристики, оптимизация режимов, распределение нагрузки между агрегатами

A review and analysis of the currently known methods of optimization modes of compressor stations and plants with a variety of schemes connections gas pumping units. Found general weaknesses and formulate directions of research to develop new and improve existing methods for optimization of modes of gas-turbine gas pumping units.

Compressor plant, compressor station, gas compressor unit, gas turbine unit, centrifugal supercharger, adapted the characteristics, optimization of modes, load sharing between units

УДК 629.735.33.027

#### Л.В. Капитанова, А.Н. Науменко

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ"

# ФОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАМЕР С УЧЕТОМ ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДИФИКАЦИЙ САМОЛЕТА

Предложена математическая модель и методика формирования рациональных параметров дополнительных энергетических камер (ДЭК), размещаемых в основных и передних стойках шасси самолетов в целях улучшения их взлетно-посадочных характеристик. Основные параметры дополнительных энергетических камер, такие, как ход поршня и коэффициент демпфирования выбирались по критерию минимума перемещения центра масс самолета при его приземлении на ВПП. Показано положительное влияние рациональных параметров ДЭК на дистанции пробега и прерванного взлета базового варианта самолета и его модификаций.

Модификация самолета, взлетно-посадочные характеристики, этап приземления, длина пробега

#### Введение

Модификация самолетов — это одно из основных направлений развития авиационной техники современного авиастроения. При этом рассматривается широкий диапазон значений летно-технических характеристик, а, следовательно, и параметров проектируемого самолета модификации.

Одним из проблемных вопросов, возникающих при разработке модификаций, является обеспечение их взлетно-посадочных характеристик (ВПХ) на уровне базового самолета [1]. Проблема заключается в том, что в процессе развития жизненного цикла самолета как типа, взлетнопосадочные массы его модификаций возрастают, как правило, примерно на 20 процентов, что, естественно, ведет к ухудшению их ВПХ.

Радикальным средством решения такой проблемы является увеличение площади крыла или мощности силовой установки конкретной модификации, что сопряжено с увеличенными затратами по массе, трудоемкости в изготовлении и в процессе эксплуатации [2].

В последнее время появился ряд исследований [3, 4], показывающих, что подобных затрат можно избежать, если в амортизационных системах шасси модификаций использовать принципиально новые конструктивы – дополнительные энергетические камеры (ДЭК), увеличивающие момент самолета на кабрирование при его взлете и гасящие часть энергии на пробеге при посадке и, способствующих тем самым улучшению его взлетно-посадочных характеристик [5].

#### Постановка задачи исследования

В данной работе рассматривается методика выбора основных параметров ДЭК, способных обеспечить длину пробега модификации самолета с увеличенной массой на уровне его базового варианта.

Основными параметрами ДЭК, с точки зрения их функционирования в амортизационных системах шасси самолета, являются: величина хода поршня S<sub>p</sub> и коэффициент демпфирования при перетекании жидкости из ДЭК в полость основного амортизатора K<sub>д</sub> (рис. 1).

Предыдущие исследования показали, что эти параметры ДЭК взаимозависимы с одним из конструктивных параметров амортизатора —  $f_{ox}$ , т.е. площадью проходного сечения перетекания жидкости в основном амортизаторе на его обратном ходе [6 — 8].

С учетом такой оценки основных параметров нового конструктива (ДЭК) задача исследований может быть записана в следующем виде.

$$\left(\mathbf{S}_{\mathbf{P}},\mathbf{K}_{\mathbf{\pi}},\mathbf{f}_{\mathbf{ox}}\right) = \mathbf{F}\left(\mathbf{m}_{\mathbf{o}}^{\mathbf{M}}\mathbf{L}_{\mathbf{np}},\mathbf{t}_{\mathbf{np}}\right),\tag{1}$$

где  $L_{np}$  и  $t_{np}$  – длина и время пробега самолета при его посадке,

m<sup>м</sup><sub>0</sub> – масса модификации.

Поскольку  $L_{np}$  и  $t_{np}$  базового варианта уже известны, то задача сводится к определению  $S_P$  и  $K_{д}$  при заданных параметрах посадочных характеристиках  $L_{np}$ ,  $t_{np}$  и увеличенной массе его модификации  $m_{0}^{M}$ .

© Л.В. Капитанова, А.Н. Науменко, 2010



Рис. 1. Схема сил в стойке шасси, содержащей дополнительную энергетическую камеру (ДЭК): 1 – камера слива; 2 – клапан отключения газовой камеры; 3 – газовая камера амортизатора; 4, 8, 9 – блок управления ДЭК; 5 – пневматические опоры; 6, 7 – камеры торможения в амортизаторе на прямом и обратном ходах; 10 – плавающий поршень ДЭК

#### Решение поставленной задачи

Решение задачи путем оптимизации целевой функции (1) в данном случае не представляется возможным, поскольку параметры  $S_P$  и  $K_{d}$  должны одновременно удовлетворять не только посадочным, но и взлетным условиям.

Поэтому в данной постановке предлагается метод последовательных приближений по выбо-

ру  $S_P$  и  $K_{\pi}$  с учетом характера переходных процессов перемещения центра масс самолета при его непосредственном приземлении и в процессе последующего пробега (рис. 2). Самолет на участках пробега представим в виде жесткого твердого тела, опирающегося на амортизационные системы колесных опор: основные (о) и передние (п) (рис. 2).

На основные и передние стойки шасси действуют силы вертикальные  $P_{\Pi}$  и  $P_{0}$  и горизонтальные  $\mu P_{\Pi}$  и  $\mu P_{0}$ . Основные и передние стойки имеют индивидуальные амортизационные системы, состоящие из амортизаторов с нелинейными и демпфирующими характеристиками Q(t) и пневматиков колес в виде нелинейной упругой пружины, контактирующей с ВПП [9].



Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на самолет в момент приземления [6]

Кроме того, на планер самолета действуют такие усилия: Y – подъемная сила крыла; X – сила лобового сопротивления самолета;  $M_{aэp}$  – аэродинамический момент крыла;  $Y_{r.o.}$  – подъемная сила горизонтального оперения;  $P_{дB}$  – тяга двигателей;  $m_0^{M}g$  – гравитационная сила.

На переходные процессы, возникающие во время приземления и пробега, естественно, оказывают влияние как параметры базовой амортизационной системы, т.е. пневматиков колес и основных амортизаторов, так и параметры ДЭК – S<sub>P</sub> и K<sub>д</sub> (рис. 3).



Рис. 3. Влияние основных параметров ДЭК  $S_P$  и  $K_{a}$  на перемещение центра масс самолета при  $\overline{\beta} = 0.05$  и

$$V_V = 3,05 \text{ M/c:} --- K_{\pi} = 300; --- K_{\pi} = 10000; --- K_{\pi} = 5400; ---- K_{\pi} = 100000 \text{ kg·c/m}$$

При такой расчетной схеме в работе 5] показано, что движение самолета в посадочной конфигурации описывается выражениями

$$\frac{C_{\rm V}qS_{\rm \kappa p}}{(1-\overline{\beta})g}\frac{d^2x}{dt^2} = X - P_{\rm AB}\cos\theta + \mu P_{\Pi} + 2\mu P_{\rm o}; \quad (2)$$

$$\frac{C_{y}qS_{\kappa p}}{(1-\overline{\beta})g}\frac{d^{2}y}{dt^{2}} = C_{y}qS_{\kappa p}\left(1-\frac{1}{1-\overline{\beta}}\right) - P_{AB}\sin\theta + P_{\Pi} + 2P_{o}; \qquad (3)$$

$$P_{\Pi} [a \cos \theta + (H_{\Pi} - S_{\Pi}) \sin \theta] - -\mu P_{\Pi} [-a \sin \theta + (H_{\Pi} - S_{\Pi}) \cos \theta] - -2P_{o} [\ell \cos \theta - (H_{o} - S_{o}) \sin \theta] - -2\mu P_{o} [\ell \sin \theta + (H_{o} - S_{o}) \cos \theta] - -M_{app} \pm M_{B} = J_{Z} \frac{d^{2} \theta}{dt^{2}} + B \frac{d\theta}{dt},$$
(4)

где  $\overline{\beta}$  —соотношение подъемной силы гравитации в момент приземления,

- 43 -

$$Y = m_0^M q \left( 1 - \overline{\beta} \right) \tag{5}$$

S<sub>кр</sub> – площадь крыла;

С<sub>у</sub> — коэффициент подъемной силы в момент приземления;

q – скоростной напор;

ү – подъемная сила крыла самолета;

В – коэффициент, определяемый посадочной конфигурацией.

При анализе переходных процессов во время приземления самолета с помощью выражений (2)-(5) следует учитывать последовательность вза-имодействий опор шасси со взлетно-посадочной полосой (ВПП). Согласно данным работы [3], величина полного усилия в опоре (Q(t)) может быть представлена в виде таких последовательностей:

$$Q(t) = \begin{cases} Q_{B} + (Q_{\Gamma} + Q_{Tp}) siqn\dot{y}, \\ \pi p \mu \ siqn\dot{y} = 1; \ S_{pK} = 0; \\ (Q_{\Gamma}^{a} + Q_{Tp}^{a}) siqn\dot{y}, \\ \pi p \mu \ siqn\dot{y} = 0; \ S_{pK} \le 0; \\ (Q_{\Gamma}^{a} + Q_{Tp}^{a}) siqn\dot{y}, \\ \pi p \mu \ siqn\dot{y} = -1; \ 0 \le S_{pK} \le S_{p}; \\ Q_{B} + (Q_{\Gamma} + Q_{Tp}) siqn\dot{y}, \\ \pi p \mu \ siqn\dot{y} = -1; \ S_{pK} = S_{p}, \end{cases}$$
(6)

где siqný = 0 — признак обратного хода амортизационной системы;

S<sub>рк</sub> – ход поршня ДЭК;

 $Q_{r}^{a}$  — сила гидравлического сопротивления в амортизационной стойке с учетом работы ДЭК;

*ṡ* − скорость точек над амортизатором;

 $Q^{a}_{Tp}, Q^{a}_{\Gamma}$  — силы трения и сжатия газа с учетом работы ДЭК.

В выражение (4) входят также величины моментов  $M_{a3p}$ ,  $M_{дB}$  и  $J_z$ , которые можно в первом приближении брать, как у базового варианта самолета.

При решении системы уравнений (2)–(6) методом последовательных приближений полагаем, что  $V_y = \text{const}$ ,  $\overline{\beta} = \text{const}$  и  $f_{ox} = \text{const}$ , а величины  $S_p$  и  $K_{\alpha}$  параметрически изменяются. Анализ показывает, что для современных самолетов грузовой категории изменение вышеназванных параметров колеблется в следующих пределах:  $S_p \approx 0.03...0,065 \text{ м}$ , а  $K_{\alpha} \approx 300...100000 \text{ кг·с/м}$  [4].

Продемонстрируем применимость предложенной модели (2)–(6) к выбору параметров ДЭК регионального пассажирского самолета, масса базового варианта которого составляет 21 т, а у модификаций она возрастет до 23–24 т. При этом удельная нагрузка на крыло вместо 340 кг/м<sup>2</sup> составит около 450 кг/м<sup>2</sup>.

Если полученные значения Q(t) (см. выр. (6)) учесть при оценке перемещения центр масс самолета в его продольном движении при пробеге (2)–(5), то получим характеристики переходного процесса с оценкой влияния на них параметров дополнительных энергетических камер (см. рис. 3).

Из анализа приведенных перемещений центра масс видно, что в первом приближении следует принять значения  $S_P = 0,045 \text{ м}$  и  $K_{\pi} = 100000 \text{ kr}\cdot\text{c/m}$ , поскольку при таких параметрах ДЭК обеспечивается минимальная величина перемещения центра масс самолета в первом посадочном ударе о ВПП с  $V_V = 3,05 \text{ м/c}$ .

Если аналогичным образом при уже полученных значениях  $S_p$  и  $K_d$  поварьировать величину площади проходного сечения амортизатора на обратном ходе, то по критерию минимума перемещения центра масс получим, что значение  $f_{ox}$ следует принять равным 26 мм<sup>2</sup>.

Этап второго приближения выбора параметров ДЭК следует начать с уточнения величины коэффициента демпфирования К<sub>л</sub>, т.е. при выбранных на первом этапе  $S_P = 0,45$  м и  $f_{ox} = 26$  мм<sup>2</sup> варьируем величиной К<sub>д</sub> в таких пределах:  $K_{\pi} = 25000...35000 \text{ кг·с/м}$ . Анализ переходных процессов показывает, что наименьшее перемещение центра масс в условиях фиксированных значений S<sub>P</sub> и f<sub>ox</sub> происходит при значении  $K_{\rm g} = 30000 \, {\rm kr} \cdot {\rm c/m}$ . Это значение и надо принять при выборе рационального значения fox при значениях S<sub>P</sub> и K<sub>д</sub> второго приближения. Исследования по перемещению ц.м. самолета при изменении f<sub>ox</sub> показали, что минимальное изменение в перемещении ц.м. самолета происходит при  $f_{ox} = 22 \text{ мм}^2$ .

При этом значении  $f_{ox}$  для завершения этапа второго приближения выбора параметров ДЭК основной опоры шасси самолета регионального самолета с  $m_0 = 21$ т следует уточнить лишь величину  $K_{d}$ . Анализ перемещения ц.м. самолета показывает, что при значениях  $S_P = 0.45$  мм,  $f_{ox} = 22 \text{ мм}^2$  и  $K_{d} = 27000 \text{ кг} \cdot \text{с/m}$  после первого удара основными колесами самолета о ВПП происходит его безотрывное движение, поскольку при таких параметрах нет отрицательных перемещений центра масс.

Таким образом, путем последовательных приближений по критерию безотрывности движения ц.м. самолета с момента касания колесами ВПП с помощью предложенной матмодели (2)— (6) осуществляем выбор рациональных параметров дополнительной энергетической камеры. Они соответственно составляют: S<sub>P</sub> = 0,045 м, K<sub>д</sub> = 27000 кг·с/м и f<sub>ox</sub> = 22 м<sup>2</sup>.

Аналогичным образом по критерию минимальной величины перемещения в точке навески (рис. 4) передней опоры шасси базового варианта амортизации самолета определены рациональные значения хода поршня и величины коэффициента демпфирования ДЭК, которые оказались следующими  $S_{pn} = 0.45$  м и  $K_{дn} = 17000$  кг·с/м.



Рис. 4. Перемещения узла навески передней опоры шасси у базового самолета: — без ДЭК, — при наличии ДЭК;  $V_{\rm V} = 3,05$  м/с;  $\beta = 0,05$ 

С учетом таких параметров S<sub>P</sub> и K<sub>д</sub> на основе модели (2)–(5) получены переходные процессы по перемещениям и усилиям в передней стойки шасси модификации самолета ( m<sub>0</sub><sup>M</sup> = 24 т) (рис .5).



Рис. 5. Изменение перемещений и усилий в передней опоре шасси самолета в процессе первого удара о ВПП: — перемещение узла навески; — ход штока амортизатора; — усилия в узле навески; — обжатие пневматика

Полученные значения основных параметров ДЭК позволяют количественно оценить их влияние на длину  $L_{np}$  и время пробега  $t_{np}$  при посадке как для базового самолета с посадочной массой в 21 т, так и для его модификации с  $m_o^{M} = 24$  т.

На рис.6, а показана паспортная посадочная дистанция базового варианта этого самолета. Из представленных данных следует, что

$$L_{\Pi p}^{\delta} = L_{HT,\Pi}^{\delta} + L_{T\Pi}^{\delta} = 167 + 422 + 589 \text{ M},$$
$$t_{\Pi p}^{\delta} = t_{HT,\Pi}^{\delta} + t_{\Pi I}^{\delta} = 3 + 16 = 19 \text{ c},$$

где индексы **нт.п** и **тп** обозначают соответственно нетормозной и тормозной пути.

Для модификации этого самолета, имеющего взлетную массу 24 т по методике, предложенной ЦАГИ [7], посчитаны эти же участки пробега (при неизменной площади крыла). Результаты расчетов показаны на рис. 6, б.

В этом случае

$$L_{\Pi p}^{M} = L_{\Pi T,\Pi}^{M} + L_{\Pi \Pi}^{M} = 223 + 470 = 693 \text{ M};$$

$$t_{\pi p}^{\scriptscriptstyle b} = t_{{}_{HT,\Pi}}^{\scriptscriptstyle M} + t_{\pi \pi}^{\scriptscriptstyle M} = 4 + 18 = 22 \text{ c.}$$

Как видим, длина пробега у модифицированного самолета увеличилась на 104 м, а время пробега — на 3 с.

Использование ДЭК в амортизационных системах этого самолета позволяет компенсировать такое увеличение прежде всего путем сокращения пребывания самолета в нетормозном пробеге.

Как отмечалось, применение ДЭК с рациональными значениями  $S_P$ ,  $K_{d}$  и  $f_{ox}$  обеспечивает безотрывное движение самолета по ВПП с самого первого момента касания колесами посадочной полосы, что и позволяет в этот момент использовать тормоза колес, т.е. сократить нетормозной пробег.

Анализ показывает, что выход винтов на нормированный реверс тяги [2] не превышает 1,5–2 с. Поэтому участки нетормозного пути у модифицированного самолета (рис. 4, в) сокращаются как минимум на 2 с.

Таким образом, пробег модифицированного самолета с наличием в амортизационной системе шасси ДЭК будет таким (см.рис. 6, в)

$$\begin{split} L_{\Pi p}^{M \pi} &= L_{HT,\Pi}^{M \pi} + L_{T\Pi}^{M \pi} = 111 + 446 = 557 \text{ M} \\ t_{\Pi p}^{M \pi} &= t_{HT,\Pi}^{M \pi} + t_{T\Pi}^{M \pi} = 2 + 17 = 19 \text{ c.} \end{split}$$



Рис. 6. Дистанции пробега при посадке самолета: а – базовый вариант самолета (  $m_0^6 = 21 ext{ t}$ ) со штатной амортизационной системой шасси; б – модифицированный самолет (  $m_0^M = 24 ext{ t}$ ) со штатной амортизационной системой шасси; в – модифицированный самолет (  $m_0^M = 24 ext{ t}$ ) с амортизационной системой шасси, содержащей ДЭК

С учетом данных рис. 6 и табл. 1, приведены посадочные характеристики базового варианта самолета и его модификаций с массой  $m_0^M = 24$  т.

#### Таблица 1

Посадочные характеристики базового варианта регионального самолета и его модификаций

Параметры						
Макси-	Площадь	Нагрузка на	Модифи-	Посадочные		Возможные
мальная	крыла,	крыло	кации	характеристики		аэродромы
масса	<b>S</b> , м <sup>2</sup>	р <sub>о</sub> , кг/м <sup>2</sup>	шасси	L <sub>np</sub>	L <sub>прерв</sub>	базирования
т, т				F		
			Без ДЭК	584	1470	III кл
21,0	55,6	376	Наличие	484	1120	IV кл
			ДЭК			
			Без ДЭК	693	2000	II кл
24,0	55,6	432	Наличие	557	1440	III кл
			ДЭК			

Как следует из полученных значений длин пробега  $L_{np}$  и величины дистанции прерванного взлета  $L_{npepb}$ , использование дополнительных энергетических камер в амортизационных

стойках этого самолета позволяет существенно повлиять на основные посадочные параметры и с успехом решить изначальную задачу обеспечения ВПХ модификаций с увеличенной на 3 т массой на уровне аналогичных параметров у базового варианта этого самолета.

#### Выводы

В работе представлены математическая модель и методика ее реализации по выбору основных параметров дополнительных энергетических камер (ДЭК), таких, как ход поршня  $S_P$  и коэффициент демпфирования  $K_{Д}$ , обеспечивающих безотрывное движение самолета с момента первого его касания ВПП.

Реализация предложенной модели осуществлена на примере регионального самолета с m<sub>o</sub>=21т и его возможных модификаций с увеличенной взлетной массой.

При этом учтено следующее:

– взлетная масса базового самолета возрастет с 21 до 24 т, а удельная нагрузка на крыло увеличивается с 376 до 432 кгс/м<sup>2</sup>;

— с учетом таких изменений ( $m_0$  и  $p_0$ ) потребная длина взлетно-посадочной полосы модифицированного самолета с  $m_0 = 24$  т и

 $p_o = 432 \, \text{кг/м}^2$  увеличится на 500-600 м.

Показано, что использование ДЭК в амортизационных системах шасси модификации с

 $m_0^{\scriptscriptstyle M}=24$ т позволит сохранить ее ВПХ на уровне

базового варианта (m<sub>o</sub> = 21 т) и, таким образом, обеспечить базирование модификаций самолета Ан-140 на аэродромах третьего класса;

— существенно улучшить взлетно-посадочные характеристики базового варианта самолета Ан-140 ( $m_0 = 21 \text{ T}$ ), т.е. снизить потребную величину ВПП этого самолета до 1150 м тем самым обеспечить его возможную эксплуатацию с аэродромов четвертого класса.

#### Перечень ссылок

1. Шейнин В.М. Роль модификаций в развитии авиационной техники / В.М. Шейнин, В.М. Макаров. – М.: Наука, 1983. – 226 с.

2. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями: учеб. пособие. / П.В.Балуев, С.А.Бычков, А.Г.Гребеников и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им.Н.Е.Жуковского "ХАИ", 2003. –Ч. 1. – 454 с.

3. Волох И.Н. К вопросу о применении шасси с управляемой амортизацией / И.Н. Волох // Проектирование самолетных конструкций. – Х.: 1986. – С. 15 – 27.

4. Трофимов В.А. Моделирование процесса возникновения и развития тангажных колебаний при посадках самолетов / В.А. Трофимов, Н.Г. Толмачев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им.Н.Е.Жуковского "ХАИ" Х.: НАКУ "ХАИ". – 2000. – Вып. 5. – С. 130 – 135.

5.Капитанова Л.В. Основные условия сохранения базовых взлетно-посадочных характеристик при разработке модификаций самолетов / Л.В. Капитанова. // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им.Н.Е.Жуковского "ХАИ". – Х. : НАКУ "ХАИ", 2007. – Вып. 4/51. – С.18 – 25.

6.Капитанова Л.В. Использование энергии пневматиков шасси для сокращения разбега самолета при взлете / Л.В. Капитанова // Вісті академії інженерних наук України. Спец. випуск "Машинобудування та прогресивні технології". Наук.техн. та громад. часопис Президії АІН України. Нац. техн. ун-т України "КПІ́". – К. : НТУУ "КПІ́", 2009. – №1(38). – С. 169 – 174.

7. Дмитриев В.М. Работа амортизационной стойки шасси при вынужденных колебаниях самолета / В.М. Дмитриев, В.М. Дмитриева // Авиационная промышленность. — 1982. — № 3. — С. 1 — 8.

8. Капитанова Л.В. Исследование возможности использования дополнительных энергетических камер в качестве гасителей энергии при создании самолетных модификаций / Л.В. Капитанова // Авиационно-космичесая техника и технология: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – Х.: НАКУ "ХАИ". – 2000. – Вып. 8 (44). – С. 60 – 65.

9. Авиационные правила. Ч. 25. Нормы летной годности самолетов транспортной категории. – М.: МАК, 1994. – 322 с.

Поступила в редакцию 12.05.2010 г.

### L.V. Kapitanova, A.N. Naumenko

## ADDITIONAL POWER CHAMBERS PARAMETERS FORMATION IN VIEW OF TAKEOFF AND LANDING CHARACTERISTICS OF AIRPLANE MODIFICATIONS

Запропоновано математичну модель і методику формування раціональних параметрів додаткових енергетичних камер (ДЕК), розташовуваних в основних і передніх стояках шасі літаків з метою поліпшення їхніх злітно-посадних характеристик. Основні параметри ДЕК, такі, як хід поршня й коефіцієнт демпфування вибиралися за критерієм мінімуму переміщення центра мас літака підчас його приземлення на ЗПП. Показано позитивний вплив раціональних параметрів ДЭК на дистанції пробігу й перерваного зльоту базового варіанта літака та його модифікацій.

# Модифікація літака, злітно-посадні характеристики, етап приземлення, довжина пробігу

The mathematical model and rational parameters formation technique of the additional power chambers (APC) placed in main and forward airplane undercarriage bays with the purpose of improvement of their takeoff and landing characteristics is offered. APC basic parameters such as piston stroke and damping factor are selected by a criterion of minimum airplane center—of—gravity movement when landing on runway. Positive influence of APC rational parameters to lending run and interrupted take-off distances of base airplane version and its modifications is shown.

Airplane modification, takeoff and landing characteristics, landing stage, landing run

УДК 629.7.054

### В.Н. Мельник, В.В. Карачун

Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев, Украина

# ГИРОСКОПИЧЕСКИЕ ЭФЕКТЫ В ОБОЛОЧЕЧНЫХ ФРАГМЕНТАХ

Оболочечные фрагменты в виде классического кругового цилиндра в акустической среде находятся в упруго-напряженном состоянии вследствие дифракционных эффектов. Наличие в оболочке носителя кинетического момента приводит к появлению Ейлеровых сил инерции существенно влияющих на динамику конструкции и требующих, таким образом, учета этих изменений. В работе раскрывается природа этих явлений и описывается механизм упругого взаимодействия акустического излучения высокой интенсивности с цилиндром, представленным механической системой с распределенными параметрами. Показана степень влияния координатных функций поверхности для жестких условий эксплуатационного функционирования, когда механические системы переходят в разряд импедансных. Обращено внимание на влияние маневрирования летательного аппарата для решения поставленных задач.

Гироскопический эффект, координатные функции, ускорение Кориолиса, оболочка

#### Введение

Постановка проблемы и ее связь с научнотехническими задачами. В режиме эксплуатационного использования летательных аппаратов, в первую очередь, перемещающихся в плотной акустической среде, возникает целый ряд особенностей состояния механических систем, подверженных совместному влиянию проникающего акустического излучения высокой интенсивности и кинематического возмущения со стороны фюзеляжа. Последнее особенно существенно для высокоманевренных аппаратов.

Проникающее акустическое излучение высокой интенсивности наблюдается при старте ЛА с поверхности носителя, из шахт, с установок мобильного базирования. Реверберационные эффекты наблюдаются также в достаточно полном объеме в режиме старта самолетов ТПА (тактической палубной авиации) и СБА (стратегической бомбардировочной авиации).

Ограничиваясь изучением только упругого взаимодействия оболочечных фрагментов с проникающим акустическим излучением, можно утверждать, что в условиях маневрирования оболочка подвергается дополнительно воздействию сил инерции Кориолиса. Если она содержит при этом носитель кинетического момента, моменты сил инерции вызовут прецессию оболочки со всеми вытекающими последствиями. В том числе резонансного типа. Речь идет об опасности проявления волнового совпадения.

Таким образом, раскрытие природы этого явления представляет не только самостоятельный интерес, но является актуальной научнотехнической задачей, неизменно интересной в приложениях.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Изучение свойств оболочечных конструкций имеет достаточно длительную историю [1, 2]. В гидроакустике этим вопросам уделялось, например, внимание в монографии [3]. В авиационном приборостроении — в монографиях [4, 5] и др.

Вместе с тем, в этих и других работах не раскрыт механизм и не описана природа одновременного воздействия на оболочечные конструкции с носителями кинетического момента двух факторов — качки фюзеляжа и проникающего акустического излучения. В то же время, построенные по этому принципу расчетные модели более полно отвечают реалиям натурных условий.

Постановка задачи данного исследования. Расчетная модель предусматривает упруго-податливую поверхность круговой цилиндрической оболочки, находящейся под действием звуковой волны на качающемся основании. Для конкретности предполагается выполнение ЛА циркуляции.

Строится векторная модель явления, позволяющая раскрыть аналитическую сторону возмущенного движения цилиндра.

Полученные результаты могут быть использованы для многих функциональных элементов силовых устройств, комплектующих, пилотажно-навигационного оборудования и т.п.

#### Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Расчетную модель явления будем строить с позиций представления цилиндра как системы с распределенными параметрами. Акустическое из-

<sup>©</sup> В.Н. Мельник, В.В. Карачун, 2010

лучение приведет к упругим перемещениям поверхности оболочки в трех направлениях — вдоль ее протяженности, вдоль параллели и в радиальном направлении (в плоскости шпангоута). В условиях подвижного основания, например, при выполнении летательным аппаратом циркуляции с угловой скоростью (), поверхность поплавка будет испытывать действие Эйлеровых сил инерции (сил инерции Кориолиса), которые будут созлавать возмушающие моменты, созлающие упруго напряженное состояние поверхности (рис. 1, рис. 2).

Проанализируем природу явления и опишем аналитически механизм этого воздействия.

Выделим в плоскости среднего шпангоута два элементарных объема dz dødW массы dm (рис. 1). Под действием прошедшей акустической волны р, поверхность приобретет перемещения со скоростями  $\dot{U}_z$ ,  $\dot{U}_{o}$ ,  $\dot{W}$  вдоль соответствующих на-

правлений. В условиях маневрирования ЛА, например, циркуляции с угловой скоростью ω<sub>0</sub>,

будут возникать ускорения Кориолиса  $\vec{W}_c$ , обусловленные наличием всех трех составляющих относительного движения:



Рис.1. Дифракция звуковой волны на поплавковом подвесе гироскопа

- в направлении протяженности (рис. 2, a)

$$\vec{W}_{c1} = 2\vec{\omega} \times \vec{\dot{U}}_z$$

- в направлении параллели (рис. 2, б)

$$\vec{W}_{c2} = 2\vec{\omega} \times \vec{\dot{U}}_{\omega}$$
;

- в плоскости шпангоута (рис. 2, в)

$$\vec{W}_{c3} = 2\vec{\omega} \times \vec{\dot{W}}$$



Рис. 2. Упругие перемещения поверхности в среднем шпангоуте:

а) U<sub>Z</sub> — вдоль протяженности;

б) U<sub>φ</sub> – вдоль параллели;
в) W – в плоскости шпангоута

Соответственно, будут возникать силы инерции Кориолиса –

$$\begin{split} & d\vec{F}_{u}^{c}\left(U_{z}\right) = -dm\vec{W}_{c1} ; \\ & d\vec{F}_{u}^{c}\left(U_{\phi}\right) = -dm\vec{W}_{c2} ; \end{split}$$

 $d\vec{F}_{u}^{c}(W) = -dm\vec{W}_{c3}$ 

и моменты сил инерции Кориолиса -

$$dM_{u}^{c}(U_{z}) = 2R \sin \phi W_{c1} dm;$$
  
$$dM_{u}^{c}(U_{\phi}) = 2RW_{c2} dm;$$

 $dM_{\mu}^{c}(W) = 2RW_{c3}dm$ .

Принимая во внимание, что h << R, т.е. что толщина оболочки намного меньше ее радиуса, после интегрирования по всей поверхности получаем полные значения моментов сил инерции Кориолиса. Здесь через *м* обозначена масса подвижной части.

Таким образом, имеем:

$$M_{u}^{c}(U_{z}) = \int_{0}^{2\pi} \int_{M} 2R \sin \varphi W_{c_{1}} dm d\varphi =$$

$$= \int_{0}^{2\pi} \frac{2W_{c_{1}} \sin \varphi d\varphi}{R} \int_{M} R^{2} dm = \frac{1}{R} 4I\omega_{0} \dot{U}_{z} \sin\left(\vec{\omega}_{0}, \vec{U}_{z}\right) \times$$

$$\times \int_{0}^{2\pi} \sin \varphi d\varphi = \frac{1}{R} 4I\omega_{0} \dot{U}_{z} \int_{0}^{2\pi} \sin \varphi d\varphi =$$

$$=\frac{41\omega_0}{R}\dot{U}_z\left(-\cos\varphi\right)_0^{2\pi}=\frac{81\omega_0}{R}\dot{U}_z;\qquad(1)$$

$$M_{u}^{c}(U_{\phi}) = \int_{M} 2RW_{c}dm = \frac{2W_{c}}{R} \int_{M} R^{2}dm =$$

$$=\frac{1}{R}\cdot 4\mathrm{I}\omega\,\dot{\mathrm{U}}_{\varphi}\sin\left(\vec{\omega},\dot{\vec{\mathrm{U}}}_{\varphi}\right)=\frac{1}{R}\cdot 4\mathrm{I}\omega\,\dot{\mathrm{U}}_{\varphi}\sin\varphi;\quad(2)$$

$$M_{u}^{c}(W) = \int_{M} 2RW_{c}dm = \frac{1}{R} \cdot 2W_{c} \int_{M} R^{2}dm =$$

$$= \frac{1}{R} \cdot 4I\omega W \sin\left(\vec{\omega}, \vec{W}\right) = \frac{1}{R} 4I\omega \dot{W} \cos \varphi, \qquad (3)$$

где *I* — момент инерции подвижной части подвеса относительно выходной оси.

Чтобы яснее представить механизм возникновения дополнительных погрешностей поплавкового гироскопа, спроектируем возмущающие моменты сил инерции Кориолиса на направление вектора входной величины  $\vec{\omega}$  и на вектор

кинетического момента Й (рис. 3).



Рис. 3. Возмущающие моменты сил инерции Кориолиса

Перемещения поверхности поплавка вдоль его протяженности  $U_z(t)$ . Полное значение момента  $M_u^c(U_z)$  определяется выражением:

$$M_{u}^{c}\left(U_{z}\right) = \frac{1}{R} \cdot 2I\omega \dot{U}_{z}(t).$$

Как следует из рис. 3a, вектор момента  $M_u^c(U_z)$  направлен вдоль оси оболочки, за рисунок, и будет порождать дополнительную погрешность измерений вследствие дифракционных явлений в акустических полях. Обозначим этот момент через  $M^a$ , т.е.

$$M^{a}(t) = \frac{1}{R} \cdot 2I\omega \dot{U}_{z}(t).$$
(4)

Он будет содержать акустическое давление P<sub>0</sub> и даст возможность оценить степень влияния проникающего излучения.

Перемещения поверхности поплавка вдоль параллели  $U_{\phi}(t)$ . Представим вектор момента  $M_{u}^{c}(U_{\phi})$  в виде двух составляющих -  $M_{1}$  и  $M_{2}$ .

Проекции вектора момента  $\bar{M}_{u}^{c}(U_{\phi})$  сил инерции Кориолиса определяются соотношениями (рис. 3 *б*):

$$M_{1}(t) = \frac{1}{R} \cdot 4I\omega \dot{U}_{\varphi}(t) \sin \varphi \cos \varphi = M_{\varphi} \sin 2\varphi ;$$
  
$$M_{2}(t) = \frac{1}{R} \cdot 4I\omega \dot{U}_{\varphi}(t) \sin \varphi \sin \varphi = 2M_{\varphi} \sin^{2} \varphi ,$$
<sup>(5)</sup>

которые после интегрирования преобразуются к виду:

$$\begin{split} \mathbf{M}_{1}\left(t\right) &= \mathbf{M}_{\phi}\left(t\right); \\ \mathbf{M}_{2}\left(t\right) &= \pi \mathbf{M}_{\phi}\left(t\right), \end{split} \tag{6}$$

где  $M_{\phi}(t) = \frac{1}{R} \cdot 2I\omega \dot{U}_{\phi}(t)$ ; *I* — момент инерции

подвеса.

Перемещения в плоскости шпангоута W(t).

Проекции вектора момента  $\vec{M}_{u}^{c}(\vec{W})$  сил инерции Кориолиса на входную ось и на направление вектора  $\vec{H}$  определяется соотношениями (рис. 3 *в*):

$$\begin{split} M_{3}(t) &= \frac{1}{R} \cdot 4 \mathrm{I}\omega \, \dot{W}(t) \cos \phi \cos \phi = 2 M_{W} \cos^{2} \phi ; \\ M_{4}(t) &= \frac{1}{R} \cdot 4 \mathrm{I}\omega \, \dot{W}(t) \cos \phi \sin \phi = M_{W} \sin 2 \phi , \end{split}$$

- 51 -

которые после интегрирования по углу  $\phi$ , принимают следующую форму:

$$M_{3}(t) = \pi M_{W}(t);$$
  

$$M_{4}(t) = M_{W}(t),$$
(8)

где  $M_W(t) = \frac{1}{R} \cdot 2I\omega \dot{W}(t)$ .

Приведенные рассуждения убедительно доказывают, что наиболее опасными являются моменты — помехи  $M_1(t)$  и  $M_3(t)$ , так как вызывают прецессию оси фигуры. В то же время, моменты — помехи  $M_2(t)$  и  $M_4(t)$  не могут быть причиной девиации главной оси.

Таким образом, два возмущающих момента  $\vec{M}_1$  и  $\vec{M}_3$ , направленные в одну сторону, создают возмущающий фактор

$$\vec{\mathrm{M}} = \vec{\mathrm{M}}_1 + \vec{\mathrm{M}}_3 \,,$$

приводящий к повороту подвижной части относительно выходной оси с угловой скоростью

 $\vec{H} \times \vec{\omega}^a - \vec{M}_c + \vec{M}_a$ 

$$\omega^a$$
:

$$\omega^{a}(t) = \frac{M_{\phi}(t) + \pi M_{W}(t)}{H \sin\left(\vec{H}, \vec{\omega}^{a}\right)} =$$

$$= \frac{\frac{1}{R} \cdot 2I\omega \dot{U}_{\phi}(t) + \pi \cdot \frac{1}{R} 2I\omega \dot{W}(t)}{H} =$$

$$= 2I\omega \frac{\dot{U}_{\phi}(t) + \pi \dot{W}(t)}{HR}.$$

Величины 
$$\dot{U}_{\omega}(t)$$
 и  $\dot{W}(t)$  в качестве сомно-

(9)

жителей будут содержать звуковое давление P<sub>0</sub>, а также круговую частоту излучения и формула (9) эти особенности отобразит.

#### Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Приведенные результаты анализа убедительно подтверждают данные стендовых испытаний на промышленных образцах комплектующих.

Очевидно, что проникающие акустическое излучение высокой интенсивности служит весомым источником изменений динамических характеристик изделий. Описание механизма явления очерчивает круг задач борьбы с акустическим воздействием. Прежде всего это разработка методов шумогашения в самом источнике излучения. Во-вторых — на пути его трансляции. Третье — решение задач звукоизоляции на самом объекте.

В том случае, когда геометрические размеры цилиндра значительно превышают длину звуковой волны, в жидкости, разделяющей поплавок и корпус на некоторых поверхностях может наблюдаться явление акустики — концентрации энергии звукового излучения и, естественно, возрастание уровня звукового давления. Объяснение природы этого явления и иллюстративный материал экспериментальной проверки утверждения представлены целым рядом исследований.

Пусть на корпус больших волновых разме-

ров, то есть  $k \alpha \rangle \rangle 1$  (k – волновое число), падает плоская звуковая волна р (рис. 4). Эта волна генерирует в корпусе прибора колебания, которые распространяются по боковой поверхности цилиндра. В общем случае имеет место суперпозиция продольных и изгибных волн.

Остановимся вначале на продольных волнах. Для оболочки больших волновых размеров, а именно это мы и предполагаем, можно считать что отдельно взятый участок ее поверхности ведет себя в акустическом поле как плоская пластина. Скорость распространения продольных волн

с<sub>пр</sub> в оболочке совпадает со скоростью таких же волн в пластине.

Если наблюдается неравенство  $c_{np} \rangle c$ , то бегущая продольная волна будет излучать в поддерживающую жидкость звуковую волну, причем направление ее распространения будет составлять угол  $\alpha$  с касательной к боковой поверхности корпуса. При этом выполняется соотношение.

$$c c_{\pi p}^{-1} = \sin \alpha$$

Вследствие этого, значительная часть энергии акустического излучения сосредоточится вблизи окружности, касательной к лучам, определяющим направление распространения волны. Радиус этой окружности составляет (рис. 4)



Рис. 4. Природа возникновения зон акустик

По этой же причине изгибная волна, генерируемая в корпусе, также приведет к концентрации энергии излучения вблизи окружности, но уже радиуса  $r_1$ :

$$r_1 = R c_{\mu_{3\Gamma_{-}}}^0 c^{-1},$$

где c<sup>0</sup><sub>изг</sub> – скорость изгибных колебаний.

Поверхности, которые служат огибающими семейства лучей, называются каустическими поверхностями, или просто каустиками. Очевидно, что они будут возникать только в случае, когда скорость изгибных волн  $c^0_{изг}$  будет больше скорости звука в жидкости, то есть

$$c^0_{_{M3\Gamma}}$$
 > c

Расположив на этом радиусе элементы, с большим коэффициентом внутреннего поглощения можно существенно снизить опасность влияния этих зон на поплавок гироскопа и, таким образом, на точность показаний.

#### Перечень ссылок

1. Гринченко В.Т. Волновые задачи рассеяния звука на упругих оболочках : монография / В.Т. Гринченко, Н.В. Вовк. —К: Наук. думка. 1986. -238 с.

2. Гузь А.Н. Методы расчета оболочек: монография: в 5т / А.Н. Гузь, В.Д. Кубенко. –К.:Наук. думка. 1982. -400 с.

3. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики: монография / Е.Л. Шендеров. –Л.: Судостроение, 1972. -343 с.

4. Мельник В.М. Шуми і вібрація. Збурюючі чинники та їх характеристики: навч. посібник / В.М. Мельник. В.В. Карачун. –К.: Техніка, 2008. - 352 с.

5. Карачун В.В. Линейно-упругий поплавковый подвес гироскопа: монография / В.В. Карачун, Я.Ф. Каюк, В.Н. Мельник. –К.: «Корнейчук», 2009. -240 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### V.N.Mel'nick, V.V.Karachun

#### THE GYROSCOPIC EFFECTS IN ENVELOPE ELEMENTS

Оболонкові фрагменти у вигляді класичного колового циліндра в акустичному середовищі знаходяться в пружно-напруженому стані внаслідок дифракційних ефектів. Наявність в оболонці носія кінетичного моменту призводить до появи Ейлеревих сил інерції суттєво впливаючих на динаміку конструкції і потребуючих, таким чином, врахування цих змін. В роботі розкривається природа цих явищ здійснюється опис механізму пружної взаємодії акустичного випромінювання високої інтенсивності з циліндром, який уявляється механічною системою з розподіленими параметрами. З'ясовано ступінь впливу координатних функцій поверхні в жорстких умовах експлуатаційного функціонування, коли механічні системи переходять до розряду імпедансних. Звернено увагу на вплив маневрування літального апарату для вирішення поставлених задач.

#### Гіроскопічний ефект, координатні функції, прискорення Коріоліса, оболонка

Shell fragments in a form of classical circular cylinder in acoustic environments appears in the elastic-stressed state due to diffraction effects. Appearance of kinetic momentum carrier in shell leads to Eulerian inertia forces appearance which significantly affect the dynamics of constructions and thus requires taking into account these changes. The nature of these phenomena is shown in this work and it is given the description of the mechanism of elastic interaction of acoustic radiation of high intensity with a cylinder, which is represented as a mechanical system with distributed parameters. It is clarified the influence of coordinate functions of surface in severe conditions of operating functioning when the mechanical system move to the impedance discharge. The attention is drown on the impact of aircraft maneuvering for solving assigned tasks.

Gyroscopic effect, coordinate functions, Coriolis acceleration, shell

УДК 621.438:536.24

## Д.Ф. Симбирский, А.Г. Добровольский

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

# ТЕМПЕРАТУРНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ НА СТЕНКАХ КОНВЕКТИВНО ОХЛАЖДАЕМЫХ ВЫСОКОНАГРЕТЫХ ДЕТАЛЕЙ

Предложен общий подход к определению относительной температурной эффективности теплозащитных покрытий (ТЗП), которые наносятся на стенки высоконагретых, охлаждаемых различными способами деталей. Для конвективной схемы охлаждения плоских стенок с одно- и многослойными ТЗП получены замкнутые решения в критериальной форме для приближенного определения показателей температурной эффективности ТЗП на стенках произвольной формы, а также для выполнения оптимизационных расчетов и выводов при проектировании ТЗП в составе конкретных теплоэнергетических машин и устройств.

#### Конвективное охлаждение, стенка детали, теплозащитное покрытие (ТЗП), температурная эффективность ТЗП

#### Введение

В форсированных по температуре рабочих сред тепловых машинах, в частности, в стационарных газотурбинных установках (ГТУ) и авиационных газотурбинных двигателях (ГТД), в жидкостных ракетных двигателях (ЖРД), в промышленных горелках для сжигания углеводородных топлив и в ряде других применяются системы охлаждения высоконагретых деталей различного типа (конвективные, конвективно-пленочные, с проницаемой стенкой и другие). При этом в ряде случаев на поверхности деталей в области их контакта с агрессивными высокотемпературными рабочими средами, наносятся многофункциональные защитные покрытия, в том числе и термобарьерные или теплозащитные (ТЗП).

#### 1. Постановка задач исследования

1.1 В последнее десятилетие существенное развитие и применение на практике получили ТЗП для рабочих и сопловых лопаток турбин, а также отдельных поверхностей камер сгорания авиационных ГТД и стационарных ГТУ [1-2]. Подобные ТЗП являются многослойными покрытиями, обычно включающими, по крайней мере, два слоя: металлический жаростойкий антикоррозионный подслой, чаще всего на основе многокомпонентных систем NiCrAlY или NiCoCrAlY толщиною 0,06-0,08 мм, и керамический термобарьерный слой на основе окиси циркония ZrO<sub>2</sub> толщиной 0,05-0,25 мм.

Задачами ТЗП являются повышение работоспособности детали путем снижения ее температур, уменьшения темпов ее нагрева-охлаждения на переменных режимах работы, а также повышения сопротивления высокотемпературному окислению как за счет снижения температуры поверхности, так и путем уменьшения доступа к ней кислорода и продуктов сгорания топлив. Кроме того, снижение рабочих температур ответственных деталей предоставляет возможность для повышения температуры рабочего тела на входе в турбину, что может дать ощутимый технико-экономический эффект в виде повышения тяги (мощности) или снижения удельного расхода топлива.

1.2 Разработка подобных ТЗП является сложной научно-технической проблемой, заключающейся в комплексном решении задач технологии нанесения покрытий, а также задач обеспечения прочностной надежности как самих ТЗП, так и защищаемых деталей. При этом первоочередной проблемой является многокритериальное оптимальное (рациональное) проектирование разрабатываемого ТЗП в системе конкретных ГТУ или ГТД, все основные составляющие целевой функции которого зависят от уровня снижения температуры защищаемой поверхности.

В дальнейшем будем в качестве показателя этого уровня использовать величину  $\delta_t$  относительной температурной эффективности ТЗП

$$\delta t = \frac{\Delta t}{T_2 - T_{oxy}},\tag{1}$$

где  $\Delta t$  - разница температур нагреваемой поверхности стенки детали при отсутствии ( $t_c$ ) и наличии ( $t_{C+II}$ ) ТЗП соответственно;

<sup>©</sup> Д.Ф. Симбирский, А.Г. Добровольский, 2010

 $T_{e}$  и  $T_{oxi}$  - температуры нагревающей (газ) и охлаждающей сред соответственно.

Для оценок эффективности охлаждения стенки также принято использовать такие показатели как глубины охлаждения  $\theta_c$  и  $\theta_{C+\Pi}$  соответственно при отсутствии и наличии на стенке ТЗП, которые определяются по следующим формулам:

$$\theta_C = \frac{T_z - t_C}{T_z - T_{oxn}}, \qquad (2)$$

$$\theta_{C+\Pi} = \frac{T_{c} - t_{C+\Pi}}{T_{c} - T_{oxy}} .$$
(3)

В общем случае, для любого типа системы охлаждения и любого произвольного профиля охлаждаемой стенки будем считать справедливым по определению следующее очевидное соотношение:

$$t_{C+II} = t_C - \Delta t. \tag{4}$$

Подставив (4) в (3) с учетом (2), получим следующую универсальную зависимость для определения относительной температурной эффективности ТЗП:

$$\delta t = \frac{\Delta t}{T_c - T_{oxi}} = \theta_{C+II} - \theta_C.$$
(5)

Так как тип системы охлаждения стенки вносит свои существенные отличия в процедуру определения  $\delta t$  по формуле (5), то в дальнейшем остановимся на более детальном рассмотрении наиболее простой конвективной системы охлаждения стенки.

1.3. Имеется несколько путей реализации зависимости (5) для определения, а именно:

1) построение температурных полей охлаждаемых деталей без и с ТЗП, например, с помощью МКЭ и дальнейший прямой расчет в локальных областях охлаждаемой стенки профиля детали по формуле (5);

2) получение приближенных оценок  $\delta t$  путем выделения на произвольной охлаждаемой стенке участков простейших форм, для которых предварительно получены удобные зависимости для  $\delta t$ .

Нами в настоящей работе выбран второй путь, причем в качестве простейших фрагментов, аппроксимирующих реальный профиль стенки, предполагается использовать приведенную на рис. 1. бесконечную плоскую стенку с нанесенными на нее однослойными или многослойными ТЗП, а также без ТЗП. Предполагается, что режим теплопереноса в стенке — установившийся при  $\lambda_i = const$  и что контактные температурные сопротивления между слоями стенки и ТЗП пренебрежимо малы.



Рис. 1. Расчетные схемы теплопереноса в конвективно нагреваемой и охлаждаемой бесконечной плоской стенке. а) – стенка без ТЗП; б) и в) – стенки с одно- и многослойными ТЗП

При этом основное внимание будет уделено варианту плоской стенки с однослойным ТЗП.

Для приведенных на рис. 1. конвективно нагреваемых и охлаждаемых бесконечных плоских стенок и условий установившегося линейного теплопереноса воспользуемся общеизвестным решением задачи [3]. На его основе для однослойного ТЗП можно записать следующие исходные зависимости:

$$t_{c} = T_{z} - \frac{1}{\alpha_{z}} (T_{z} - T_{s}) (\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{z}} + \frac{H}{\lambda_{c}} + \frac{1}{\alpha_{z}}}), \qquad (6)$$

$$t_{C+\Pi} = T_{z} - \frac{1}{\alpha_{z}} (T_{z} - T_{s}) (\frac{\frac{1}{\alpha_{z}} + \frac{h}{\lambda_{\Pi}}}{\frac{1}{\alpha_{z}} + \frac{h}{\lambda_{\Pi}} + \frac{H}{\lambda_{C}} + \frac{1}{\alpha_{s}}}).$$
(7)

где  $\alpha_{e}$  и  $\alpha_{e}$  - коэффициенты конвективной теплоотдачи на нагреваемой и охлаждаемой поверхностях.

Таким образом, с помощью формул (6) и (7) можно получать численные значения показателей (1) и (3) температурной эффективности ТЗП. Однако численный характер решения, в частности, относительно  $\delta t$ , недостаточно пригоден для упомянутых в разделе 1.2. задач оптимального (рационального) проектирования ТЗП в системах конкретных ГТД и ГТУ. В связи с этим нами была поставлена следующая задача исследования: получение зависимостей [2], [3] и [5] в замкнутой критеральной форме, удобной для оптимизационных расчетов и выводов.

#### 2. Температурная эффективность однослойных ТЗП на плоской стенке

2.1. Подставив выражения (6) и (7) в формулы (2) и (3), а полученные из них значения глубин охлаждения  $\theta_C$  и  $\theta_{C+\Pi}$  – в универсальную формулу (5) и проведя соответствующие преобразования, *получим решение задачи* в следующей замкнутой форме в функции критериев

подобия и безразмерного комплекса  $\overline{\alpha} = \frac{\alpha_{e}}{\alpha}$  как

одной из основных характеристик конвективной системы охлаждения стенки:

$$\theta_C = \frac{1}{1 + \overline{\alpha} + Bi_C}; \qquad (8)$$

$$\theta_{C+\Pi} = \frac{1 + Bi_{\Pi}}{(1 + \overline{\alpha}) + Bi_{C} + Bi_{\Pi}}; \qquad (9)$$

$$\delta t = \frac{\Delta t}{T_c - T_e} = \frac{Bi_{\Pi}(\overline{\alpha} + Bi_C)}{(1 + \overline{\alpha} + Bi_C)(1 + \overline{\alpha} + Bi_C + Bi_{\Pi})}, \quad (10)$$

где  $Bi_C = \frac{\alpha_c H}{\lambda_C}$  и  $Bi_{II} = \frac{\alpha_c h}{\lambda_{II}}$  – критерии Био для

стенки и для слоя ТЗП соответственно.

2.2. Проведем анализ полученного решения (10), вначале в асимптотической (предельной) форме.

2.2.1. При  $Bi_{II} \rightarrow \infty$  (максимальные значения

 $\alpha_{z}$  и h, минимальное —  $\lambda_{II}$ ) раскрываем неопределенность типа 0 на 0 в формуле (10) и получим

$$\lim_{Bi_m \to \infty} \delta t = 1 - \frac{1}{1 + \overline{\alpha} + Bi_c}.$$
 (11)

Из (11) следует, что при  $Bi_{\pi} \rightarrow \infty$  предельные значения  $\delta t$  зависят от величин  $Bi_{c}$  и  $\overline{\alpha}$ , как это показано на рисунке 2.



Рис. 2. Значения  $\delta t$  при  $Bi_{\pi} \rightarrow \infty$  и различных  $Bi_{C}$  и  $\overline{\alpha}$ 

2.2.2. При  $Bi_{C} \rightarrow \infty$  (максимальные значения

 $\alpha$  и H, минимальное —  $\lambda_c$ ) аналогичным образом получим

$$\lim_{Bi_C \to \infty} \delta t = \frac{Bi_{\Pi}}{2Bi_C + 2(1 + \overline{\alpha}) + Bi_{\Pi}} = 0.$$
(12)

Из (12) следует, что при ТЗП становится температурно-неэффективным.

2.2.3. Было проведено исследование наличия экстремального значения  $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{\kappa p}$ , максимальное значение  $\delta t$ . Была найдена следующая зависимость  $\bar{\alpha}_{\kappa p}$  от  $Bi_C$  и  $Bi_{II}$ :

$$\overline{\alpha}_{_{\kappa p}} = \sqrt{Bi_{\Pi} + 1} - Bi_{C}, \qquad (13)$$

2.2.4. Также был проведен анализ влияния  $Bi_c$ и безразмерного комплекса  $\bar{\alpha}$  на глубину исходного (без ТЗП) охлаждения  $\theta_c$  стенки (рис. 3)



Рис. 3. Зависимость глубины исходного (без ТЗП) охлаждения  $\theta_c$  от  $Bi_c$  и  $\overline{\alpha}$ 

При анализе данных рис. 3. необходимо учитывать, что входящее в критерий  $Bi_c$  отношение  $\frac{H}{\lambda_c}$  при практической реализации изменяется незначительно ( $H = 0, 5 \div 3 \text{ }_{MM}$ ;  $\lambda_c = 10 \div 20 \frac{Bm}{M \cdot cp}$ ). В то же время  $\alpha_c$  для охлаждаемых деталей различных

тепловых машин, например, стенок сопел ЖРД, лопаток турбин ГТУ или ГТД и промышленных горелок может изменяться на 5 – 10 порядков.

Иными словами, величина  $\alpha_c$  во многом определяет принадлежность охлаждаемой стенки к тому или иному устройству. Поэтому для последующей иллюстрации конкретных случаев применения ТЗП нами выбраны следующие значения  $Bi_c$ :  $Bi_c = 1$  (охлаждаемые лопатки турбин ГТД или ГТУ) и  $Bi_c = 1 \cdot 10^{-2}$  (охлаждаемые промышленные горелки).

2.3. Результаты расчетов величины  $\delta_t$  по формуле (12) приведены на рис. 4 и 5 для случаев  $\alpha_e = 1 \cdot 10^4$  и  $\alpha_e = 1 \cdot 10^2$  соответственно. Для оценки абсолютного значения  $\Delta_t$  снижаемой ТЗП температуры стенки можно положить, что разница  $T_e - T_e$  может достигать величин до 1000 °С.



Рис. 4. Зависимость  $\delta T$  от  $\overline{\alpha}$  и толщины ТЗП h для

случая 
$$\alpha_{z} = 1 \cdot 10^{4} \frac{Bm}{M^{2} \cdot K}$$
 (ГТД или ГТУ),  $Bi_{C} = 1$ ,  
 $\lambda_{II} = 1 \frac{Bm}{M \cdot K}$ 



Рис. 5. Зависимость  $\delta T$  от  $\overline{\alpha}$  и толщины ТЗП h для

случая  $\alpha_{\varepsilon} = 1 \cdot 10^2 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}$  (промышленная горелка),

$$Bi_C = 1 \cdot 10^2$$
,  $\lambda_{II} = 1 \frac{Bm}{M \cdot K}$ 

Анализ данных рис. 4 (случай ГТУ и ГТД) показывает, что величина  $\Delta t$  снижаемой ТЗП температуры стенки при значениях его толщины h в пределах до 0,2 – 0,3 мм может достигать 150 – 300 °С. В этом случае основная проблема заключается в повышении интенсивности теплообмена охлаждаемого воздуха на внутренней поверхностью стенки, выражаемой величиною  $\alpha_e$  с целью достижения параметра  $\overline{\alpha}$  системы охлаждения значений порядка 3-4.

#### 3. Температурная эффективность многослойного ТЗП на конвективно охлаждаемой бесконечной плоской стенке

Рассмотрим случай, когда нанесение на плоскую стенку ТЗП состоит из (n-1) многофункциональных слоев, отличающихся своими толщинами  $h_i$ , коэффициентами теплопроводности  $\lambda_i$  и температурами нагреваемых поверхностей слоев  $t_i$ , где i = 1, 2, 3, n-1 (рис. 1в). Для этого случая путем внесения соответствующих изменений в известное решение (7) для температуры  $\bar{t}_{C+\Pi}$  поверхности стенки можно получить для показателей температурной эффективности следующие аналоги формул (9) и (10):

$$\overline{\theta}_{C+\Pi} = \frac{1 + Bi_{\Pi}}{(1 + \overline{\alpha}) + Bi_{C} + \overline{Bi}_{\Pi}}; \qquad (14)$$

$$\overline{\delta t} = \frac{\overline{Bi}_{\Pi}(\overline{\alpha} + Bi_C)}{(1 + \overline{\alpha} + Bi_C)(1 + \overline{\alpha} + Bi_C + \overline{Bi_{\Pi}})}, \quad (15)$$

где 
$$\overline{Bi}_{II} = \alpha_{e} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{h_{i}}{\lambda_{II}}$$
 — критерий подобия Био

для (n-1) -слойного ТЗП.

#### Заключение

В настоящей работе для оценки температурной эффективности ТЗП, нанесенных на стенки охлаждаемых деталей, помимо использования общепринятого понятия глубины охлаждения  $\theta_{C+\Pi}$  стенки с ТЗП, введено понятие относительной  $\delta t$  температурной эффективности ТЗП. Показано, что в общем случае для любого типа системы охлаждения и стенки произвольного профиля значение  $\delta t$  определяется величиной

разности глубин охлаждения  $\theta_{{}^{C+\Pi}}$  и  $\theta_{{}^{C}}$  .

В качестве приближенного метода получения оценок показателей температурной эффективности ТЗП конвективно охлаждаемой стенки произвольного профиля предложена ее кусочная аппроксимация конвективно охлаждаемыми бесконечными стенками простейшей формы, в частности, плоской с одно- и многослойными ТЗП.

Для указанных стенок получены замкнутые решения в критериях подобия, удобные для выполнения оптимизационных расчетов и выводов при проектировании ТЗП в составе конкретных теплоэнергетических машин и устройств.

#### Перечень ссылок

1. Clark D.R. Enhanced Zirconium Thermal Barrier Coating Systems / D.R Clark, C.G. Levi, A.G. Evans // Journal of Power and Energy, Proc. I. MechE. -2006.  $- N \otimes 220$ . - P. 85-92.

2. Ануров Ю.М. Работоспособность теплозащитных покрытий рабочих лопаток ГТД: учебное пособие / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. -Самара: СГАУ, 1996. – 53 с.

3. Авдуевский В.С. Основы теплопередачи в авиацонной и ракетой технике / Авдуевский В.С., Данилов Ю.И.: под ред. В.К. Кошкина, В.С. Авдуевского. - М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.

Поступила в редакцию 01.07.2010 г.

### D.F. Simbirsky, A.G. Dobrovolsky

## THERMAL EFFICIENCY OF THERMAL BARRIER COATINGS SPREAD ON THE HIGH-TEMPERATURE AND CONVECTION COOLING COMPONENTS

Запропоновано загальний підхід для визначення температурної ефективності теплозахисних покриттів (ТЗП), нанесених на стінки високо нагрітих деталей, що охолоджуються різними способами. Для конвективної схеми охолодження плоских стінок з одно- або багатошаровими ТЗП отримані замкнуті рішення у критеріальній формі для наближеного визначення показників температурної ефективності ТЗП на стінках довільної форми, а також для виконання оптимізаційних розрахунків та висновків при проектуванні ТЗП у складі конкретних теплоенергетичних машин та пристроїв.

#### Конвективне охолодження, стінка деталі, теплозахисне покриття (ТЗП), температурна ефективність ТЗП

This paper offers the common approach for the definition of the thermal efficiency of thermal barrier coatings (TBC) spread on the high-temperature and cooling in different ways components' plates. Closed solutions for the convective cooling systems for case of plane plate with one- or multilayer TBC were obtained in the criterion form for the approximate definition of the TBC thermal efficiency's rates on the plates of different forms, and also for the execution of optimizing calculations and resumes during the TBC designing composed of concrete thermal engines and devices.

# Convective cooling, component plate, thermal barrier coating, thermal efficiency of barrier coating.

УДК 621.43.056

Т.В. Степанова, Д.В. Козел ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

# РАЗРАБОТКА МЕТОДИЧЕСКИХ ПРИЕМОВ ПО УЛУЧШЕНИЮ ТОЧНОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ АЭРОДИНАМИКИ В РАМКАХ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МЕТОДАМИ СFD АНАЛИЗА.

# I. ИССЛЕДОВАНИЕ СЕТОЧНОГО АСПЕКТА НА ТЕСТОВОЙ ЗАДАЧЕ

Исследовано влияние локального разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы камер сгорания газотурбинных двигателей на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха проходящего потока через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду. Для численного моделирования трехмерного турбулентного течения использованы осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье—Стокса несжимаемой жидкости, замыкаемые моделью турбулентности Ши. Предложен экономичный метод увеличения точности численных оценок указанного параметра, позволяющий обеспечить сеточное разрешение областей с максимальной кривизной линий тока в районе кромок отверстия.

Камера сгорания, жаровая труба, смесительные отверстия, коэффициент расхода, численное моделирование, расчетные сетки, топология, измельчение, анализ точности

#### Введение

Одним из условий, необходимых для обеспечения конкурентоспособности отечественных ГТД, является повышение ресурса основных узлов. Для удовлетворения требованиям ресурса камеры сгорания (КС) и турбины необходимо проведение полного комплекса расчетно-экспериментальных работ, включающих в себя оптимизацию распределения воздуха по сечению КС, проектирование системы охлаждения стенок жаровых труб (ЖТ), доводочные работы для обеспечения заданного уровня радиальной и окружной неравномерности поля температур газа на выходе из КС при условии обеспечения других характеристик, таких как полнота сгорания, потери полного давления, запасы по бедному и богатому срыву пламени, характеристики запуска. Степень совершенства температурного поля на выходе из КС является критерием обеспечения ресурса турбины и двигателя в целом. Кроме того, снижение окружной неравномерности позволяет увеличить значение среднемассовой температуры газа перед турбиной и тем самым повысить мощность и КПД газотурбинной установки. Профиль температур должен быть согласован с уровнем напряжения в лопатках турбины, чтобы обеспечить требуемый ресурс работы лопаток. Установлено, что повышение температуры газа в некотором локальном радиальном сечении лопаток турбины всего на 28 °С может уменьшить рабочий ресурс лопаток на 50% или потребовать повышения на 0,5% расхода воздуха для охлаждения турбины, чтобы ресурс остался неизменным. Вместе с тем, увеличение на 1% расхода воздуха на охлаждение турбины снижает взлетную тягу ГТД на 2,25% [1]. Поэтому исследование особенностей и разработка математических моделей формирования полей температуры газа на выходе из существующих КС ГТД представляет значительный научный и практический интерес.

Неравномерность поля температур на выходе из КС определяется большим количеством факторов — неравномерностью полей скоростей воздуха в диффузоре и кольцевых каналах (КК) КС, количеством воздуха, подаваемого в зоны смешения и разбавления, геометрией КС, характеристиками распыла топлива, рабочим режимом и пр. Данные факторы являются взаимовлияющими, что затрудняет оценку вклада каждого из них. Поэтому для решения задачи уменьшения неравномерности поля температур на выходе из КС требуется инструмент, предоставля-

<sup>©</sup> Т.В. Степанова, Д.В. Козел, 2010

ющий возможность оценить влияние каждого из конструктивных и режимных параметров, а также их возможных сочетаний.

В работе [2] была разработана полуэмпирическая модель формирования поля температур газа на выходе из кольцевых камер сгорания. Построенные авторами эмпирические зависимости дают возможность проводить анализ изменения поля температур в зависимости от распределения смесительного и охлажлающего возлуха, формы зоны разбавления и режима работы КС, что позволяет определить конструктивный облик КС на этапе эскизного проектирования. Дальнейшее повышение точности прогнозирования характеристик КС требует учета характеристик системы топливоподачи - секторной неравномерности, мелкости распыла капель, процессов испарения и выгорания и т.д. В работе [3] показано, что повышение надежности прогнозирования характеристик КС требует перехода к моделированию ее рабочего процесса на микроуровне методами вычислительной аэрогидродинамики. Отметим. что лля успешного применения метолов вычислительной аэрогидродинамики необходимо выработать методические подходы к построению расчетной сетки, позволяющие обеспечить сеточную независимость получаемого решения, а также сформировать математическую модель, обеспечивающую заданный уровень точности прогнозирования целевых параметров.

Бадерников и Пиралишвили указывают, что особенности конструкций форсуночно-горелочных устройств и охлаждаемых стенок ЖТ современных ГТД таковы, что для их полного моделирования средствами вычислительной газодинамики требуются чрезвычайно большие ресурсы. Согласно оценке авторов [4], для моделирования элементов конструкции КС требуется в «полной» модели приблизительно 100 млн. ячеек на КС, а в предложенной «редуцированной» модели ~ 13 млн. Применение сеток такого размера накладывает серьезные ограничения на внедрение CFD моделирования в процесс проектирования, обусловленные как требованиями к вычислительным ресурсам, так и временными затратами на проведение расчетных работ по оптимизации характеристик КС.

Поэтому актуальной задачей является решение вопроса о необходимом разрешении расчетной сетки, обеспечивающей требуемый уровень точности моделирования гидравлических характеристик КС для прогнозирования неравномерности поля температур на выходе из КС.

В работах [5, 6] было выполнено исследование влияния топологии и разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы камер сгорания газотурбинных двигателей на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой, а также задачи об истечении воздуха проходящего потока через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду. При этом было выполнено исследование влияния количества измельчаемых слоев ячеек, примыкающих к цилиндрической поверхности отверстия, слоев ячеек в области над и под отверстием на точность численных оценок расходного коэффициента отверстия.

Опыт предприятия в проведении расчетноэкспериментальных работ по КС различных типов ГТД указывает на то, что каждая из них обладает отличительными конструктивными особенностями, которые определяют гидравлические характеристики, а также в рамках КС одного типа имеет место индивидуальный локальный характер течения потока в районе каждого ряда отверстий. Поэтому можно предположить, что вышеуказанные особенности требуют более детального размельчения в локальной области больших градиентов параметров потока, определяющих истечение через отверстие, для минимизации сеточных ресурсов и обеспечения потребной точности численных оценок коэффициента расхода. Следовательно, представляется целесообразным развитие и возможное уточнение метода увеличения точности численного расчета указанного параметра, приведенного в [5, 6], путем применения гексаэдральных сеток с иерархическими структурами, при сохранении требований к вычислительным затратам.

Цель настоящей работы состоит в развитии методических приемов построения расчетных сеток в районе смесительных и основных отверстий ЖТ на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха проходящего потока через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду, предложенных в работе [6].

Предмет исследования — зависимость точности численных оценок коэффициента расхода отверстия в тонкой стенке канала при наличии проходящего потока от разрешения и топологии сетки.

#### 1. Методика исследования

В качестве объекта исследования был выбран размер отверстия в стенке жаровой трубы, характерный для основных и смесительных отверстий КС АИ-222-25 диаметром D = 9 мм в стенке толщиной  $\ell = 1$  мм.

Исследование проводилось в трехмерной постановке для несжимаемого стационарного течения, моделировавшегося осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье — Стокса, замыкаемыми моделью турбулентности k —  $\varepsilon$  Ши и др. [8] со стандартными функциями стенки.

Как и в работе [6], расчетная схема представляла собой плоскую щель, в которую параллельно ее стенкам вставлена плоская пластина толщиной ℓ, перфорированная одним рядом отверстий диаметром D с относительным шагом z/D = 5,56. Канал над пластиной относительной высотой h<sub>кк</sub>/D = 1,78 имитировал КК. Канал под пластиной относительной высотой  $h_{\rm WT}/D = 6,05$  имитировал WT. В силу поступательной периодичности течения в направлении оси z и равенства нулю компоненты скорости Vz в плоскостях периодичности численное решение задачи отыскивалось в области пространства, ограниченной параллелепипедом, грани которого образованы стенками щели, двумя плоскостями уОх, проходящими посередине между отверстиями, и двумя плоскостями zOy, соответствующими входу и выходу из щели.

В качестве граничных условий на входе в КК задавалась скорость с равномерным профилем, температура потока, интенсивность турбулентности 10 % и значение отношения турбулентной вязкости к динамической вязкости равное 10, на выходе из КК ставилось условие постоянства статического давления в поперечном сечении, избыточного над давлением в ЖТ. На выходе из ЖТ задавалось нулевое избыточное статическое давление, на входе в ЖТ задавалось граничное условие стенки. Численное интегрирование дифференциальных уравнений в частных производных осуществлялось итерационно методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов QUICK. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью процедуры коррекции давления SIMPLE.

На первом этапе исследования расчетная область была покрыта гибридными конформными сетками (рис.1): равномерными гексаэдральными в отверстии и прилегающих объемах КК и ЖТ, тетраэдральными в областях, моделирующих КК и ЖТ. Сетки №1-5 различались разрешением в районе отверстия (табл. 1), при сохранении размеров и локализации измельченной области.

На втором этапе исследования были выполнены расчеты на сетках с иерархическими структурами в районе отверстия (рис.2), полученных из сеток №1-3 путем их последовательного локального измельчения в районе с максимальной кривизной линий тока в окрестности отверстия.



Рис. 1. Равномерные гексаэдральные расчетные сетки: а - сетка № 2; б - сетка № 3

Рис. 2. Расчетные сетки с иерархическими структурами: а — сетка № 13; б — сетка № 15

Численные оценки коэффициента расхода отверстия определялись по формуле

$$\mu_{\rm H} = G \cdot F_{\rm O}^{-1} \cdot (2 \cdot \rho \cdot \Delta P)^{-0.5} , \qquad (1)$$

где G – массовый расход воздуха через от-

верстие;  $F_0$  – площадь поперечного сечения отверстия;  $\rho$  – плотность;  $\Delta p$  – статическое давление в KK, избыточное над статическим давлением в ЖТ.

Точность численных расчетов оценивалась путем сравнения их результатов с экспериментальными данными, аппроксимированными формулой [7]

$$\mu = 0.6 \cdot \left[ 1 - (1 + m)^{-(2 \cdot \bar{f}^2 + 2.34 \cdot \bar{f} + 2.22)} \right], \qquad (2)$$

где  $m = \sqrt{\Delta P/q}$ ;  $q = \rho \cdot V_{\kappa\kappa}^2/2$ ;  $\bar{f}$  — отношение площади поперечного сечения отверстия к площади поперечного сечения KK, приходящейся

на одно отверстие; V<sub>кк</sub> – скорость в КК.

Относительная погрешность численного расчета определялась по формуле

$$\delta_{\mu} = (\mu_{\rm q} - \mu) / \mu \cdot 100\%$$
, (3)

где  $\mu_{\rm q}$  и  $\mu$  – значения коэффициента расхода, вычисленные по формулам (1) и (2) соответственно.

#### 2. Результаты исследования

Численные оценки коэффициента расхода отверстия и их погрешности, полученные на сетках приведены в табл. 1, 2.

Из табл. 1 видно, что в размельчение равномерных гексаэдральных сеток, обеспечивающее увеличение количества ячеек в отверстии и прилегающих объемах ЖТ и КК, устойчиво снижает погрешность численного расчета коэффициента

расхода  $\delta_{\mu}$  — переход от сетки, содержащей 276 ячеек, к сетке с  $4 \cdot 10^6$  ячеек снижает погрешность моделирования коэффициента расхода с 12,91% до 4,01%. Для дальнейшего повышения точности численных оценок коэффициента расхода одиночного отверстия требуются чрезвычайно большие вычислительные ресурсы, поэтому данный подход неприменим для моделирования гидравлических характеристик полноразмерной КС.

Из табл. 2 видно, что использование гексаэдральных сеток с иерархическими структурами, построенными путем размельчения в районе с максимальной кривизной линий тока, устойчиво снижает погрешность численного расчета коэффициента расхода— переход от сетки №1, содержащей 276 ячеек, к сетке №9 с  $1,4\cdot10^5$  ячеек снижает погрешность моделирования коэффициента расхода с 12,91% до 0,74%.

Таблица 1

Численные оценки коэффициентов расхода, полученные на различных равномерных сетках, гексаэдральных в районе отверстия

№ сетки	n	$n_\ell$	n <sub>D</sub>	$\mu_{\rm q}$	$\delta_{\mu}$ , %
1	276	1	3	0,700	12,91
2	4476	1	8	0,656	10,65
3	62216	2	18	0,652	9,92
4	506688	4	36	0,647	9,02
5	1474560	6	52	0,628	5,97
6	4098816	8	76	0,617	4,01

Обозначения: п	– общее	количество	ячеек	ł
Обозначения: п	– общее	количество	ячеек	

районе отверстия;  $n_{\ell}$  — количество ячеек, уложенных вдоль толщины стенки

Таблица 2

Численные оценки коэффициентов расхода, полученные на различных сетках с иерархическими структурами в районе отверстия

№ сетки	№ исходной сетки	n	$\mu_{q}$	δ <sub>μ</sub> , %
7	1	26984	0,642	8,22
8	1	191129	0,615	3,66
9	1	1418291	0,598	0,74
10	2	19405	0,637	7,30
11	2	72311	0,623	5,04
12	2	73925	0,627	3,28
13	2	133259	0,609	2,74
14	3	74039	0,635	7,04
15	3	111762	0,624	5,24

Сопоставление результатов расчетов с данными исследования [6] показывает, что применение гексаэдральных сеток с иерархическими структурами, размельченными в районе больших градиентов направления линий тока, позволяет обеспечить большую точность моделирования коэффициента расхода отверстия в тонкой стенке по сравнению с подходом размельчения слоев расчетной сетки в районе отверстия. Так, авторами [6] была достигнута наименьшая погрешность расчета  $\delta_{\mu} = 3,7\%$  путем трехкратного измельчения сетки в двух слоях ячеек в области над отверстием и двух слоях ячеек в области под отверстием, при этом прирост количества ячеек в результате измельчения сетки в окрестности одного отверстия составляет 177226, а общее число ячеек в расчетном домене составляет 455240. Расчет на сетке № 12 дает относительную погрешность  $\delta_{\mu} = 3,28$  %, при этом потребный прирост количества ячеек в результате измельчения сетки в окрестности одного отверстия составляет 73925.

Т.о. можно сделать вывод, что построенные иерархические структуры, обеспечившие детальное размельчение в локальной области больших градиентов направлений линий тока, дают возможность минимизации сеточных ресурсов при обеспечении высокой точности численных оценок коэффициента расхода.

#### Заключение

Выполненное исслелование влияния топологии и разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода смесительных отверстий ЖТ на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха проходящего потока через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду позволило уточнить методические приемы построения расчетных сеток, разработанные в работах [5, 6], и предложить метод увеличения точности численного расчета указанного параметра путем применения гексаэдральных сеток с иерархическими структурами, обеспечивающих детальное размельчение в локальной области больших градиентов направления линий тока. Применение данного подхода позволит обеспечить разумное распределение и использование вычислительных ресурсов для достижения заданной точности моделирования гидравлических характеристик минимальными вычислительными затратами или, что равнозначно, повышение точности расчетов на заданных вычислительных ресурсах.

Направление дальнейших исследований авторы видят в установлении количественных связей между точностью численных оценок гидравлических параметров и точностью численных оценок неравномерности поля температур на выходе из КС.

#### Перечень ссылок

1. Абрашкин В.Ю. Формирование полей температуры газа на выходе из камер сгорания малоразмерных ГТД : дис. канд. техн. наук : 05.07.05 Самара, 2006. 152 с.

2. G. B. Cox, Jr., An Analytical Model for Predicting Exit Temperature Profile from Gas Turbine Engine Annular Combustors, AIAA Paper 75-1307, 1975.

3. Костюк В.Е., Кравченко И.Ф. Анализ современных подходов к прогнозированию пусковых и срывных характеристик камер сгорания ГТД. II. Моделирование на микроуровне // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7. – С. 59-68.

4. Бадерников А.В., Пиралишвили Ш.А. Разработка редуцированной трехмерной модели камеры сгоарния // Авиакосмическое приборостроение. – 2009. № 11. – С. 47-54

5. Костюк В.Е. Оптимальное размельчение сетки для численного расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, В.Н. Гусев // Авиационнокосмическая техника и технология. – 2010. – №1. – С. 65-73.

6. Костюк В.Е. Экономичный метод повышения точности численного расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы / Костюк В.Е., Кирилаш Е.И., Козел Д.В., Степанова Т.В. // Вестник двигателестроения. — 2010. – № 1. – С. 53-59.

7. Безменов В.Я. Методика гидравлического расчета камер сгорания ГТД на ЭВМ / Безменов В.Я., Бородина А.П., Валеев Р.С. Техн. отчет ЦИАМ № 6759, 1971.

8. Shih T.-H. A New – Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation / T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. –  $N_{2}$  24(3). – P. 227-238.

Поступила в редакцию 01.07.2010 г.

### T.V. Stepanova, D.V. Kozel

# DEVELOPMENT OF METHODOLOGICAL APPROACH TO IMPROVE AERODYNAMIC ACCURACY IN UMERICAL COMPUTATION TEMPERATURE PATTERN AT COMBUSTOR'S OUTLET

Досліджено вплив локального розділення розрахункових сіток на точність чисельних оцінок коефіціснтів витрати змішувальних отворів жарової труби камер згоряння газотурбінних двигунів на основі рішення тестової задачі про витікання повітря прохідного потоку крізь ряд отворів в тонкій стінці каналу у нерухоме середовище. Для числового моделювання тривимірної турбулентної течії застосовувалися осереднені за Рейнольдсом стаціонарні рівняння Нав'є— Стокса нестисливої рідини, які замикалися моделлю турбулентності Ши. Запропоновано економічний метод підвищення точності чисельних оцінок зазначеного параметра, що дозволяє забезпечити сіткове розділення зон з максимальною кривиною напрямку ліній току в районі крайок отвору.

#### Камера згоряння, жарова труба, змішувальні отвори, коефіцієнт витрати, числове моделювання, розрахункові сітки, топологія, подрібнення, аналіз точності

The influence of the local resolution of computational grids on the discharge coefficients numerical evaluations accuracy of the gas turbine combustor flame tube mixing orifices is investigated. It is based on the test problem solution of the passing stream's air outflow through an orifice row in the channel thin wall into the stationary environment. Steady Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations, closed by Shih turbulence model, are used for numerical simulation of three-dimensional turbulent flow. Accuracy enhancement economical method of specified parameter numerical evaluations is suggested. This makes it possible to provide grid resolution of region with maximum gradients of streamlines directions near the edge of the hole.

Combustor, flame tube, mixing orifices, discharge coefficient, numerical simulation, computational grids, topology, refinement, accuracy analysis

УДК 621.438:

## А.И. Тарасенко

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

# РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОГРАНИЧЕНИЙ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ГТД СО СВОБОДНОЙ СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ

Рассматривается газотурбинный двигатель (ГГД) со свободной силовой турбиной, работающей на генератор в условиях электростанции. Регулирование газотурбинного двигателя осуществляет регулятор на основе управляющей ЭВМ. Предложена математическая модель газотурбинного двигателя, позволяющая разработать алгоритм регулирования и смоделировать переходные процессы в газотурбинном двигателе. Моделирование переходных процессов позволяет обосновать с помощью расчетов допустимую подачу топлива в зависимости от режима работы ГТД. В предложенной математической модели состояние двигателя определено теми же параметрами, что и в реальной работе. Именно это позволяет определить ограничения подачи топлива.

Газотурбинный двигатель, регулятор, управляющая ЭВМ, топливоподача, дифференциальные уравнения, ограничения

#### Введение

Рассматривается газотурбинный двигатель (ГТД) содержащий свободную силовую турбину и газогенератор (одно или двухкаскадный турбо-компрессор).

Система регулирования ГТД имеет датчики, позволяющие однозначно определить состояние ГТД.

Отладить алгоритм работы регулятора можно на упрощенной математической модели двигателя. Определить предельно допускаемые подачи топлива можно только путем тщательных и полных расчетов. Никто не возьмет на себя ответственность за увеличение подачи топлива, исходя из эмпирического опыта. Если бы все было бы так просто, не делали бы хитроумных защит по предельной температуре, помпажу и разносу двигателя.

Известно требование к алгоритму регулирования для случая достижения предельно допустимой температуры — перейти на алгоритм поддержания именно этой предельной температуры. При этом о заранее рассчитанных ограничениях топливоподачи не упоминают.

#### 1. Формулирование проблемы

Требуется получить систему дифференциальных уравнений, описывающих движение и состояние газотурбинного двигателя.

Решая и анализируя полученную систему уравнений, необходимо сформировать допустимую подачу топлива, исходя из следующих критериев:

- отсутствие помпажа;
- отсутствие превышения температуры;
- отсутствие погасания.

Предполагается, что быстродействующая управляющая ЭВМ, на основе которой выполнен регулятор, поддерживает заданную скорость вращения силовой турбины, и допускаемая топливоподача ничего общего с явлением разноса не имеет.

Разнос (аварийное превышение скорости вращения силовой турбины) возникает в двигателях со свободной силовой турбиной при резком сбросе нагрузки на генератор. Правильно спроектированный регулятор успеет сбросить топливоподачу, но, во первых возможно погасание, а вовторых энергии, накопленной в двигателе, достаточно для разноса.

Следует отметить, что защиты по разносу, как правило, срабатывают на скорости вращения силовой турбины 3300 об/мин. При сбросе нагрузки с режима 0,5 до нуля регулятор турбину не удержит и защита сработает. Весь парадокс этого явления в том, что после срабатывания защиты превышение скорости будет больше по сравнению со случаем, когда зашита отключена. Интересно посмотреть на того, кто рискнет отключить, однако задержку срабатывания защиты в зависимости от превышения оборотов «подпольно» установить можно. Дело в том, что на работающем двигателе защиту на разнос проверяют, изменяя скорость турбины очень медленно, и увидеть «подпольно» установленную задержку непросто.

#### 1.1 Общие соображения

По аналогии с [5] двигатель рассматривается как совокупность «аккумуляторов» энергии. Под

© А.И. Тарасенко, 2010

«аккумуляторами» понимаются переходники между компрессорами и турбинами, а также вращающиеся ротора.

Для получения системы дифференциальных уравнений рассмотрим фрагмент двигателя рис.1.



Рис.1. Фрагмент схемы двигателя

На рис.1 рассмотрен фрагмент двигателя, содержащий камеру сгорания, которая рассматривается как переходник.

При анализе рассматриваемого фрагмента используем относительный параметр расхода [4]

$$\overline{g} = \frac{g}{g_{H}} = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{P} \cdot \frac{P_{H}}{G_{H} \cdot \sqrt{T_{H}}}$$

где  $\overline{g}$  — отношение параметра расхода к этому же параметру на номинальном режиме.

Автор статьи [2,3] любезно предоставил следующие процедуры, позволяющие определить параметры элементов ГТД:

 – для устройств типа «гидравлическое сопротивление»

$$\mathbf{v} = \mathbf{v} \left( \overline{\mathbf{g}}_{\text{in}}, \mathbf{v}_{\text{H}}, \mathbf{v}_{\text{KP}}, \mathbf{k} \right), \tag{1}$$

$$v = v \left(\overline{g}_{0u}, v_{H}, v_{KD}, k\right); \qquad (2)$$

- для устройства типа компрессор

$$\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa} \left( \overline{n}_{\Pi p}, \overline{g}_{ou}, \eta_{H}, \eta_{ou H}, \eta_{in H}, \pi_{\kappa H} \right); \quad (3)$$

— для устройства типа турбина

$$\pi_{\mathrm{T}} = \pi_{\mathrm{T}} \left( \overline{g}_{\mathrm{in}}, \pi_{\mathrm{TH}}, \pi_{\mathrm{TKD}}, \eta \right). \tag{4}$$

Применим зависимости (1)—(4) к ГТД, фрагмент схемы которого представлен на рис.1.

Систему дифференциальных уравнений планируется решить численным методом. В качестве численного метода можно использовать метод Хемминга или Рунге—Кутта [6]. Во всех этих методах задача пользователя — по известным значениям параметров найти первые производные этих параметров. Иными словами — числовые значения неизвестных переменных выдает численный метод, а задача программиста, получив эти числовые значения, вычислить первые производные. Таким образом, для фрагмента рис.1 считаются известными следующие параметры  $\overline{P}_1$ ;  $\overline{T}_1$ ;  $\overline{P}_{in}$ ;  $\overline{T}_{ou}$ ;  $\overline{P}_4$ ;  $\overline{n}_{\kappa}$ ;  $\overline{n}_{\tau}$ . На основании этих параметров необходимо вычислить остальные.

Рассмотрим камеру сгорания. Зададимся параметром расхода на выходе из компрессора  $\overline{g}_{k \text{ ou}}$ . Используя методы (1)–(3), подберем  $\overline{g}_{k \text{ ou}}$  так, чтобы  $\overline{P}_{in}/\overline{P}_{l} = \overline{\pi}_{k} \cdot \overline{v}_{ou} \cdot \overline{v}_{kc \text{ in}}$  и вычислим  $\overline{g}_{in}$ .

Задаемся параметром расхода на входе в турбину  $\overline{g}_{T \text{ in}}$ . Используя методы (1), (2) и (4), подберем  $\overline{g}_{T \text{ in}}$  так, чтобы  $\overline{v}_{\text{in}} \cdot \overline{v}_{\text{кс ou}} \cdot \overline{P}_{\text{in}} / \overline{P}_4 = \overline{\pi}_{T}$  и вычислим  $\overline{g}_{\text{ou}}$ .

Для массы газа в камере сгорания из условий сплошности запишем

$$\dot{\overline{m}}_{\kappa c} \tau_{\kappa c} = \overline{g}_{in} \frac{\overline{P}_{in}}{\sqrt{\overline{T}_{in}}} - \overline{g}_{ou} \frac{\overline{P}_{in}}{\sqrt{\overline{T}_{ou}}} \frac{G_{ou H}}{G_{in H}} + \overline{g}_{T} \frac{G_{T H}}{G_{in H}} (5)$$

где  $\tau_{\kappa c} = \frac{m_{\rm H}}{G_{\rm in \, H}}$  – постоянная времени камеры

сгорания;

$$m_{\rm H} = \frac{P_{\rm in \, H} \, V}{R \, T_{\rm ou \, H}} -$$
масса газа в камере сгорания

на номинальном режиме;

G<sub>тн</sub> – расход топлива на номинальном режиме;

<u></u> $\overline{g}_{T}$  – относительный расход топлива.

Уравнение сохранения энергии для камеры сгорания имеет вид

$$\frac{d(\overline{m} \overline{T}_{ou})}{dt} m_{H} T_{ou H} C_{ou} = G_{in} T_{in} C_{in} - G_{ou} T_{ou} C_{ou} + \overline{g}_{T} G_{T} Q_{H}$$

Если учесть, что

$$\overline{T}_{ou} = \frac{P_{in}}{\overline{m}}, \qquad (6)$$

то

$$\dot{P}_{ou} \tau_{\kappa c} = \overline{g}_{in} \overline{P}_{in} \sqrt{\overline{T}_{in}} \frac{C_{in}}{C_{ou}} \frac{T_{in H}}{T_{ou H}} - \overline{g}_{ou} \overline{P}_{ou} \sqrt{\overline{T}_{ou}} \frac{G_{ou H}}{G_{in H}} + \overline{g}_{T} \frac{G_{TH} Q_{H}}{G_{in H} C_{ou} T_{ou H}},$$
(7)

- 66 -

где С<sub>in</sub> – теплоемкость газа на входе;

С<sub>ои</sub> – теплоемкость газа на выходе;

Q<sub>н</sub> – теплотворная способность топлива.

Если обозначить 
$$k_G = \frac{G_{ou H}}{G_{in H}}$$
 и

 $k_Q = \frac{C_{in}}{C_{ou}} \frac{T_{in H}}{T_{ou H}}$ , то выражение (7) запишем в

виде

$$\dot{P}_{ou} \tau_{\kappa c} = k_Q \cdot \overline{g}_{in} \overline{P}_{in} \sqrt{\overline{T}_{in}} - k_G \cdot \overline{g}_{ou} \overline{P}_{ou} \sqrt{\overline{T}_{ou}} + \overline{g}_T \cdot (k_G - k_Q) , \qquad (8)$$

а выражение (5)

$$\dot{\overline{m}}_{\kappa c} \tau_{\kappa c} = \overline{g}_{in} \frac{\overline{P}_{in}}{\sqrt{\overline{T}_{in}}} - k_G \cdot \overline{g}_{ou} \frac{\overline{P}_{in}}{\sqrt{\overline{T}_{ou}}} + \overline{g}_T (k_G - 1).(9)$$

Для ротора турбокомпрессора

$$\dot{\overline{n}} \tau_{\mathrm{TK}} = \frac{1}{\overline{n}} \left( \overline{\mathrm{N}}_{\mathrm{T}} - \overline{\mathrm{N}}_{\mathrm{K}} \right), \qquad (10)$$

где  $\tau_{\rm TK} = \frac{J \omega_{\rm H}^2}{N_{\rm TH}}$  – постоянная времени ротора тур-

бокомпрессора.

Уравнения (8) и (9) могут быть записаны для любого переходника. Уравнение (10) для любого ротора.

Таким образом, можно получить систему дифференциальных уравнений для двигателя любой степени сложности.

Решение системы уравнений начинают с номинального режима. На этом режиме все относительные параметры равны единице и начальные условия определены. Через некоторое время после начала работы программы рассчитываемые параметры ГТД стабилизируются и можно переходить к формированию ограничений.

#### 2. Формирование ограничений

Осуществляем переход на интересующий нас режим, задавшись соответствующим значением. Дождавшись перехода двигателя на заданный режим, приступаем к формированию ограничений, задаваясь отклонениями от заданного значения.

Отклонения есть смысл задавать скачкообразно так как резкое изменение топливоподачи — самый тяжелый режим работы. Осуществив скачкообразное изменение подачи топлива, наблюдаем за переходным процессом и анализируем его. Если переходный процесс удовлетворительный, то величину «скачка» топливоподачи увеличиваем.

Качество переходного процесса анализируется из условий достаточного запаса устойчивости, допустимого уровня температуры газов и отсутствия погасания. Вопрос погасания решается ограничением минимально допустимой температуры газа. Например, можно ориентироваться на температуру газов холостого хода двигателя или холостого хода генератора.

Традиционно [1] ограничения топливоподачи формируются в зависимости от скорости вращения компрессора высокого давления. Условно газогенератор считается однокаскадным. При изменении температуры наружного воздуха скорость вращения надлежит брать приведенную. Это обстоятельство делает замер температуры наружного воздуха важным. Задаваясь рядом значений скорости вращения турбокомпрессора можно получить зависимость максимально допустимой и минимально допустимой топливоподачи от скорости вращения турбокомпрессора. Применение ограничений показано на рис. 2.



n<sub>2</sub> – скорость вращения КВД, тыс.об/мин;

n<sub>3</sub>-скорость вращения силовой турбины, тыс.об/мин;

h – положение дозатора, % t <sub>04</sub> – температура в 100 °С

На рис. 2 показан переходный процесс в ГТД при выходе его на НАР (начало автоматического регулирования  $n_3$ ). Этот режим сохранился при использовании гидравлических регуляторов. В этих регуляторах при скорости  $n_3 = 2800$  об/мин происходит переход на поддержание  $n_3 = 3000$  об/мин. Иными словами при  $n_3 = 2800$  об/мин гидравлический регулятор вступает в работу. При использовании регулятора на основе управляющей ЭВМ переход с регулирования скорости можно осуществить безударно, что заказчик и потребовал.

- 67 -

Эксперимент интересен тем, что при переходе с  $n_3 = 2800$  об/мин на  $n_3 = 3000$  об/мин вступает в работу ограничение топливоподачи по условиям устойчивой работы. На графике виден резкий скачок положения дозатора и дальнейшее плавное изменение положения в сторону увеличения в месте с увеличением скорости вращения КВД. Следует отметить, вибрацию при увеличении ограничений.

#### Заключение

Предложен алгоритм формирования ограничений топливоподачи для ГТД со свободной силовой турбиной, работающего в условиях электростанции.

Предложена математическая модель ГТД, позволяющая исследовать путем компьютерного моделирования переходные процессы, алгоритмы регулирования и управления двигателей сложных схем.

Защита двигателя по температуре может быть существенно упрощена.

#### Перечень ссылок

1. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. — Л.: Судостроение, 1982. — 112 с. 2. Тарасенко А.А. Частичные режимы устройств типа газодинамическое сопротивление в судовых ГТД // Авиационнокосмическая техника и технология, – 2008. – № 8 (55) – С. 56–58.

3. Тарасенко А.А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик компрессоров с помощью ЭВМ // Авиационнокосмическая техника и технология, — 2009. — №7 (64) — С. 74–77.

4. Теория и расчет турбокомпрессоров: Учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов и др.; Под общ. ред. К.П. Селезнева. – 2е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отдние, 1986. – 392 с.

5. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическея модель судового газотурбинного двигателя // Авиационная техника и технология. −2006. –№7 (33). – С. 172–176.

6. Мак Кракен Д., Дорн У. Численные методы и программирование на Фортране. – М.: Мир, 1977.

Поступила в редакцию 30.06.2010 г.

#### A.I. Tarasenko

# TRANSITIONAL PROCESS IN THE GTE WITH FREE POWER TURBINE BY DOUBLEPULSE REGULATION

Розглядається газотурбінний двигун (ГТД) з вільною силовою турбіною, яка працює на генератор в умовах електростанції. Регулювання газотурбінного двигуна здійснюється за допомогою регулятора на базі керуючої ЕОМ. Запропоновано математичну модель газотурбінного двигуна, яка дозволяє розробити алгоритм регулювання та змоделювати перехідні процеси газотурбінного двигуна. Моделювання перехідних процесів дозволяє об'рунтувати за допомогою розрахунків допустиму подачу пального в залежності від режиму роботи ГТД. В запропонованій математичній моделі стан двигуна визначено тими ж параметрами, що і в реальній роботі. Саме це дозволяє обчислити допустиму подачу пального.

#### Газотурбінний двигун, регулятор, керуюча ЕОМ, подача пального, диференційне рівняння, обмеження

Gas-turbine engine (GTE) with free power turbine, working on generator in the condition of electric power station is viewed. Regulation of gas-turbine engine realized by double-pulse regulator based on computer. That regulator is measuring speeds of rotation of contours of gasturbine engine and make measuring of active power that generator produce. We offer a reductive mathematical model of gas-turbine engine, that allow to create an algorithm of regulation and simulate transition process in gas-turbine engine.

Gas-turbine engine (GTE), regulator proportional-integral, proportional algorithm, computer, double-pulse regulator

# УДК 621.515

#### А.И. Тарасов, В.А. Щипаков

ОАО «НПО «Сатурн» НТЦ им. А.Люльки г. Москва, Россия; Московский Авиационный Институт г. Москва, Россия

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПУЛЬСИРУЮЩИХ ДЕТОНАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

На сегодняшний день практически исчерпаны возможности дальнейшего улучшения характеристик авиационных газотурбинных двигателей, что объясняется ограничением по существующим материалам, использующимся при производстве ГТД и многими другими причинами. Поэтому, перспективы использования детонационного сгорания топлива, открывшиеся в последние годы, существенно повысили интерес к двигателям периодического сгорания. В статье приводится описание перспективной схемы пульсирующего детонационного двигателя с двухстадийным сгоранием топлива. Рассмотрены преимущества и недостатки различных схем двигателей, аналогичные модели, проблемы проектирования.

# Перспективный двигатель, детонационное горение, резонатор, высокочастотные пульсации, конструктивная схема

Одной из главных задач, стоящих при проектировании авиационных двигателей, является повышение тяговой и топливной эффективности самолетов.

Воздушно — реактивные двигатели работающие по циклу р = const отличаются, той особенностью, что они имеют сравнительно узкий диапазон применения по режимам полета, в пределах которых обеспечивается приемлемая тягово экономическая эффективность каждого из них. Поэтому для обеспечения двигателями всего самолетного парка требуется иметь большое многообразие двигателей, отличающихся друг от друга не только размерностью, но также схемами и расчетными параметрами рабочего процесса.

Основной особенностью развития авиационных газотурбинных двигателей является то, что повышение значений температуры газов перед турбиной  $Tr^*$  и суммарной степени сжатия  $\pi \kappa^*$  возможно либо при увеличении числа ступеней турбомашин, либо при увеличении окружной скорости в компрессорных и турбинных ступенях. Также увеличение значения  $\pi \kappa^*$  возможно при повышении напорности ступеней компрессора.

На сегодняшний день практически исчерпаны возможности дальнейшего повышения  $\pi k^*$  и Tr<sup>\*</sup>, что объясняется ограничением по существующим материалам, использующимся при производстве авиационных газотурбинных двигателей и многими другими причинами.

Одним из возможных путей повышения экономичности авиационных двигателей является переход от цикла с подводом тепла при посто-

янном давлении, к циклу с подводом тепла при постоянном объеме. Обосновано теоретически, что такой переход позволяет повысить термический КПД в 1,3 - 1,5 раза. К двигателям с подводом тепла при постоянном объеме относятся пульсирующие двигатели. Но попытки практической реализации пульсирующих двигателей, работающих по циклу V = const, предпринимались неоднократно на протяжении ряда десятилетий, неизменно заканчивались неудачами. Это объясняется сложностью устройства, инерционностью, низкой пропускной способностью и надежностью работы клапанных механизмов таких двигателей, а также относительно малыми скоростями горения топлива при традиционных дозвуковых скоростях его сгорания. Это все приводит в свою очередь к высоким тепловым и вибрационным нагрузкам, значительному уровню шума, низкой надежности таких двигателей.

В последние годы в связи с открывшимися возможностями использования управляемого детонационного сгорания топлива, существенно повысили интерес к пульсирующим детонационным двигателям. Об этом свидетельствуют появившиеся в печати многочисленные публикации, патенты и проекты пульсирующих детонационных двигателей различных схем. Это объясняется тем, что в детонационных волнах процесс сгорания топливовоздушной смеси осуществляется практически мгновенно, чем обеспечивается возможность значительного повышения давления в камерах сгорания, имеющих форму полузамкнутого объема, и отпадает необходимость в выпускных клапанах.

<sup>©</sup> А.И. Тарасов, В.А. Щипаков, 2010

Несмотря на многообразие предлагаемых схем пульсирующих двигателей, всем им свойственно использование классических детонационных труб значительной длины и механических клапанов, обеспечивающих периодическую подачу рабочего тела [1]. Этим, в конечном итоге, объясняется относительно низкая частота пульсаций, что приводит к снижению среднеинтегральных тяговых характеристик двигателя в целом и всем вышеуказанным недостаткам классических ПуВРД.

В основе расчетных исследований детонационного сгорания лежит разработанная ранее методика [2] расчета работы и термического КПД двигателей, использующих цикл с детонационным сгоранием топлива. Цикл детонационного сгорания топлива с предварительным повышением давления рабочего тела перед подачей его тяговые модули представлен на рис. 1 в T – S координатах (сплошные линии). Он состоит из четырех процессов: процесса 1-2 - предварительного адиабатического повышения давления топливо — воздушной смеси перед подачей ее в тяговые модули; процесса 2-3 - подвода теплоты q1 в детонационной волне сгорания; 3-4 - адиабатического расширения продуктов сгорания до атмосферного давления и процесса 4-1 отвода теплоты q2 в окружающую атмосферу.

На рис.1 для сравнения изображены в T – S координатах также циклы Брайтона (p = const) и Гемфри (V = const) при равенстве подводимой теплоты q1 и одинаковые значения параметра  $\pi = p2/p1$ , характеризующего степень предварительного повышения давления воздуха перед его подачей в тяговые модули.



Рис. 1. Термодинамический цикл ДСТ и его сравнение с циклами Брайтона и Гемфри

Для расчета цикла детонационного сгорания топлива нужно знать параметры и условия подвода теплоты в процессе 2-3.

В данной статье рассматривается оригинальная схема пульсирующего детонационного двигателя (ПуДД) с высокочастотным резонатором, отличающаяся отсутствием каких-либо механических клапанов и прерывистых запальных устройств [3,4].

Пульсирующий процесс осуществляется за счет возбуждения резонансных высокочастотных автоколебаний в газодинамическом резонаторе, периодически заполняемый специально подготовленной экзотермически активной топливовоздушной смесью, а выделение тепла, увеличивающее амплитуду этих колебаний, происходит в пересжатых детонационных волнах, формируемых в резонаторе. Сочетание высокой частоты пульсаций и малых размеров является основным отличием и достоинством пульсирующего детонационного двигателя предлагаемой схемы.

Схемно-конструктивная проработка различных вариантов силовых установок с ПуДД заключается в расчетах тяговых характеристик, газодинамических и геометрических параметров основных элементов, их эскизном проектировании и весовой оценке и, в конечном счете, в формировании конструктивного облика с учетом установки ПуДД на рассматриваемом ЛА. Такая двигательная установка может включать в себя, например, ПуДД выполненный в виде блока отдельных тяговых модулей (TM) [5].

Главными элементами рассматриваемого двигателя являются его тяговые модули (рис. 2). В TM, схема которых показана в [6], подается сжатый воздух, отбираемый из-за компрессора (или подогретый газ, если тяговые модули устанавливаются на выходе из турбины). Каждый TM состоит из реактора и резонатора. В ряде случаев тяговые модули могут быть снабжаются эжекторными усилителями тяги (ЭУТ).

Нами рассматриваются тяговые модули особой схемы, в которых возбуждение детонационного горения топлива осуществляется в газодинамическом резонаторе. В реакторе, в который попадает практически все топливо GT и только часть воздуха GB1, осуществляется первая стадия процесса горения: частичное сжигание топлива, необходимое для его конверсии — разложение на химически активные составляющие. Этот процесс осуществляется за счет экзотермических реакций, происходящих в переобогащенной топливовоздушной смеси (TBC).

Затем эта ТВС перемешивается с воздухом Gв2, подаваемым в обход реактора и обедняется для осуществления второй (основной) стадии процесса горения - детонационного сгорания топлива.

Окончательно подготовленная ТВС поступает в резонатор через специальное кольцевое сопло.



Рис. 2. Высокочастотный пульсирующий тяговый модуль ПуДД

В резонаторе, например, имеющем полусферическую форму (рис.3), осуществляется ударно – волновое инициирование детонационного горения. В нем возникают высокочастотные пульсации давления и температуры. При этом происходит значительное локальное повышение давления и температуры в газодинамическом "фокусе" резонатора, которое оказывается достаточным для самовоспламенения и детонационного сгорания подготовленной ТВС.

В каждом одиночном цикле после опустошения полости резонатора в ней возникает волна разряжения, способствующая заполнению резонатора новым зарядом ТВС. Опытно установлено, что волна разряжения способствует подсосу воздуха в резонатор из окружающей атмосферы, что вызывает некоторое повышение тяги за счет присоединения к реактивной струе дополнительной массы воздуха.

Влияние условий полета на устойчивость и стабильность рабочего процесса ПуДД еще в пол-

ной мере не исследовано. Однако во время испытаний в барокамере было установлено, что при условии постоянства давления на входе в тяговые модули, снижение давления Рн в барокамере (имитация условий полета) не вызвало заметного изменения параметров и характеристик тяговых модулей. В то время как при изменении постоянства давления на входе в тяговые модули устойчивость нарушалась. Следовательно, рассматриваемые тяговые модули при условии постоянства давления на входе в них могут сохранять свою работоспособность в различных условиях полета.

Разработка детонационного двигателя является новым направлением в развитии авиадвигателестроения, заслуживающим особого внимания.

Результаты проведенных расчетно - теоретических исследований и стендовых модельных испытаний [7,8] дают основание рассчитывать на существенное улучшение тягово-экономических



Рис. 3. Физическая модель рабочего процесса в резонаторе

и массогабаритных показателей, упрощение конструкции, снижение стоимости таких двигателей в сравнении с существующими ГТД.

#### Перечень ссылок

1. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / Под общей редакцией д.т.н. В.А. Скибина, к.т.н. В.И. Солонина. – Москва.: ЦИАМ, 2004. – 424 с.

2. Нечаев Ю. Н. Расчет термодинамического цикла и удельных параметров пульсирующих детонационных двигателей // Общероссийский научно – технический журнал "Полет". 2006. №11.

3. Пушкин Р. М., Тарасов А. И. Способ получения тяги и устройство для получения тяги. Патент СССР № 1672933 от 22.04.91г., с приоритетом от 30.11.89г.

4. Антоненко В. Ф., Пушкин Р.М., Тарасов А.И. и др. Способ получения тяги и устройство для его осуществления. Патент РФ №2034996 от 10.05.95г., с приоритетом от 11.10.93г.

5. Анакин А. Т., Близнюк В. И., Тарасов А. И. и др. Летательный аппарат с комбинированной двигательной установкой. Патент РФ №2130407 от 20.05.99г., приоритет от 14.04.98г.

6. Нечаев Ю. Н. Параметрические исследования характеристик тяговых модулей пульсирующих детонационных двигателей // Общероссийский научно — технический журнал "Полет". 2008. №12.

7. Левин В. А., Нечаев Ю. Н., Тарасов А. И. Новый подход к организации рабочего процесса пульсирующих детонационных двигателей // "Химическая физика", т.20, 2001. №6

8. Нечаев Ю. Н., Полев А. С., Тарасов А. И. Результаты экспериментальных исследований керосиновоздушных пульсирующих детонационных двигателей и вопросы их практического применения // "Химическая физика", т.22, 2003. №8.

Поступила в редакцию 28.05.2010 г.

### A.I. Tarasov, V.A.Shchipakov

# USING PULSE DETONATION TECHNOLOGY TO INCREASE TRACTION THE EFFICACY ENGINES

Сьогодні практично вичерпано можливості подальшого покращення характеристик авіаційних газотурбінних двигунів, що зумовлено обмеженнями існуючих матеріалів, які використовуються при виробництві ГТД та багатьма іншими причинами. Тому перспективи використання детонаційного згоряння палива, які відкрилися в останні роки, суттєво підняли інтерес до двигунів періодичного згоряння. В статті приводиться опис перспективної схеми пульсуючого детонаційного двигуна із двохстадійним згорянням палива. Розглянуто переваги і недоліки різних схем двигунів, аналогічні моделі, проблеми проектування.

Перспективний двигун, детонаційне згоряння, резонатор, високочастотні пульсації, конструктивна схема

The description happens to in article to perspective model of the engine with two-stage combustion fuel. The Considered advantage and defect of the different schemes of the engines, similar models, problems of the designing.

For present day practically exhausted possibility of the further improvement of the features aircraft gas-turbine engines that is explained by restriction on existing materials, using at production GTE and many other reasons. Opened at the last years perspective of the using two-stage combustion fuel have greatly raised the interest to engines of periodic combustion fuel.

Perspective engine, pulse engine, detonating combustion, resonator
УДК 621.455.32

### М.Ю. Титов, А.В. Лоян, В.А. Подгорный, В.А. Федотенко

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

# ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ ХОЛЛОВСКОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ ДО 100 ВТ

В работе представлена разработанная численная модель магнитной системы Холловского двигателя мощностью до 100 Вт. Моделирование магнитной системы выполнялось в расчетном пакете ANSYS. Приведены результаты исследования влияния геометрии элементов магнитной системы на распределение параметров магнитного поля в ускорительном канале двигателя и за его срезом. Рассмотрен способ управления профилем магнитного поля за счет изменения взаимного расположения полюсных наконечников. Достоверность полученных численных результатов подтверждается экспериментальными исследованиями.

Численное моделирование, двигатель, магнитное поле, ускорительный канал, градиент, срединная линия

#### Введение

В настоящее время для решения задач активной коррекции и поддержания орбит космических летательных аппаратов успешно применяются электрореактивные двигатели (ЭРД). В связи с расширением круга задач решаемых при помощи микроспутников актуальным является разработка ЭРД малой мощности. Двигательные установки с потребляемой мощностью 50...200 Вт существуют, но только как научно-исследовательские, поскольку при уменьшении потребляемой мощности двигателя до 100 Вт наблюдается резкое снижение его эффективности [1].

Существуют проекты маломощных стационарных плазменных двигателей (СПД), показывающих хорошие результаты [2]. Второй же тип Холловских двигателей (ХД) — двигатель с анодным слоем (ДАС), работающий на мощностях до 100 Вт, является мало изученным. Если же сравнивать характеристики обоих типов двигателей, то ДАС по ряду параметров может быть лучше СПД [3] — это и обуславливает повышенный интерес к маломощным ДАС.

Магнитная система (MC), которая должна формировать оптимальное магнитное поле (МП) является критическим аспектом при создании ХД. Наглядным примером значимости MC на интегральные характеристики маломощных ХД является пример создания MIT 50W [3], к.п.д. которого не превысил 6,3%. Как утверждают сами авторы, причиной столь низкой эффективности являются ошибки в проектировании магнитной системы. Поэтому решение задач направленных на формирование оптимального магнитного поля является актуальным и важным этапом. Проблемы, возникающие при разработке МС хорошо известны, к ним относятся следующие [4, 5]:

a) насыщение магнитопровода при уменьшении сечения магнитопровода;

б) асимметричность, расфокусировка и неоднородность МП в канале двигателя;

в) размагничивание (температура магнитопровода приближается к точке Кюри).

Решение вышеперечисленных проблем особенно усложняется при разработке маломощных (50...100 Вт) двигателей ввиду их малых геометрических размеров.

Существенно упрощает процесс разработки МС двигателя моделирование методом конечных элементов. Численный расчет позволяет найти решения, которые невозможно получить аналитически. Как правило, это связано со сложной трехмерной геометрией объекта. В данном случае для моделирования МС двигателя использовался программный комплекс конечно-элементного моделирования ANSYS 11.

#### 1. Постановка задачи и цели

Целью исследований являлся расчет распределения локальных характеристик МП в ускорительном канале и в зоне за срезом канала, а также определение влияния геометрических параметров элементов конструкции на распределение МП.

При расчетах все усилия были направлены на получение наибольшего градиента изменения Br, что особенно характерно для ДАС [6], и на обеспечения наименьших энергетических затрат на создание МП.

© М.Ю. Титов, А.В. Лоян, В.А. Подгорный, В.А. Федотенко, 2010

#### 2. Численная модель

В качестве отправной точки для выбора основных параметров МС двигателя (габаритные размеры, диаметр сердечника, расположение катушки, число витков катушки, материалы и т. д.) послужила информация о параметрах лабораторной модели СПД-20 "ХАИ" (потребляемая мощность 50...100 Вт) [7], на основании которой и была создана экспериментальная модель маломощного ДАС (рис. 1).



Рис. 1. Модель маломощного ДАС

Задача исследования МП двигателя решалась в двухмерном виде. Данное упрощение обуславливается аксиальной симметричностью конструкции и позволяет значительно экономить использование машинных ресурсов.

Расчетная модель состоит из упрощенной конструкции двигателя и пространства, в котором он находится (рис. 2).



Рис. 2. Область моделирования: 1 — катушка; 2 — магнитопровод; 3 — магнитопроводящая часть анода (МПА); 4— полюсные наконечники (наружный и внутренний); 5 — вакуум

Нет необходимости учитывать в расчете керамические и металлические немагнитопроводящие детали, поскольку никакой существенной роли в создании МП они не играют. Область окружающего пространства (вакуум) необходима для ограничения расчета индукции и напряженности МП. Ее размер определяется полями рассеивания.

Для описания магнитных свойств катушки и вакуума была задана магнитная проницаемость  $\mu = 1$ , а поведение магнитопроводящих материалов — кривой намагничивания (рис. 3).

Модель была разбита плоскими осесимметричными восьмиузловыми четырехугольными конечными элементами. Степень разбиения модели была определена несколькими пробными численными экспериментами. С одной стороны была обеспечена необходимая точность вычисления, с другой — снижено машинное время на расчет. В наиболее значимых областях вводились дополнительные расчетные области.



Рис. 3. Кривая намагничивания для материала 27КХ: *В* – магнитная индукция; *Н* – напряженность магнитного поля

Нагрузка осуществлялась путем задания через область катушки плотности тока  $J_S$ , рассиитанной по формуле:

$$Js = \frac{n \cdot i}{S} , \qquad (1)$$

где *n* — число витков, *i* — ток, *S* —площадь поперечного сечения катушки.

#### 3. Результаты численного моделирования

В качестве критериев оптимизации MC двигателя были приняты следующие:

- 1. количественные
- градиент изменения Br dBr/dx;

— максимальное значение радиальной составляющей индукции МП — *Br<sub>max</sub>*;

- расположение  $Br_{max}$  в канале;
- 2. качественные

форма силовых магнитных линий.

На рис. 4 представлена область исследования и показаны геометрические параметры двигателя, влияние которых изучалось.





#### Исходные данные

– параметры катушки: i = 5 A, n = 154, S = 300 мм<sup>2</sup>;

— параметры МПА:  $b_a = 3$  мм, e = 1 мм, c = 4 мм;

– другие параметры:  $D_{cp} = 23$  мм,  $b_{\kappa} = 3$  мм,  $b_{nH} = 2$  мм, a = 0.5 мм.

### Влияние параметра "с"

Диапазон изменения параметра: *c* = 2...6 мм. Изменение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала показано на рис. 5.



Рис. 5. Зависимость *Br* от длины магнитопроводящей части анода

Результаты расчета на рис. 5 показывают, что увеличение c оказывает влияние только на протяженность области с *Br*» 0 Тл внутри МПА.

#### Влияние параметра "е"

Диапазон изменения параметра: *e* = 0,5...3 мм. Изменение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала показано на рис. 6.

Можно сделать вывод, что изменение e не оказывает существенного влияния на МП в ускорительном канале.



Рис. 6. Зависимость *Br* от толщины задней стенки магнитопроводящей части анода

#### Влияние параметра "а"

Диапазон изменения параметра: *a* = 0,25...3 мм. Изменение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала показано на рис. 7.



Рис. 7. Зависимость Br от расстояния между МПА и ПН

Анализ результатов расчета (рис. 7) показывает, что увеличение расстояния между МПА и ПН приводит к увеличению  $Br_{max}$  в кольцевом канале, однако приводит к уменьшению градиента ее изменения.

### Влияние параметра "b<sub>пн</sub>"

Диапазон изменения параметра: *b<sub>nн</sub>*=1,5...4 мм. Изменение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала показано на рис. 8.

Расчет показывает, что при увеличении  $b_{nh}$ : — сначала наблюдается рост  $Br_{max}$ , а затем

его снижение; — проявляется область с протяженной *Br<sub>max</sub>*.



Рис. 8. Зависимость Br от толщины ПН

#### Влияние параметра "b<sub>a</sub>"

Диапазон изменения параметра:  $b_a = 2,4,3,4$  мм. Было рассмотрено три предельных случая (рис. 9), когда ширина МПА  $b_a$  меньше, равна и больше ширины ускорительного канала  $b_{\kappa}$ .

Изменение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала для трех случаев показано на рис. 10.



Рис. 9. Три возможных варианта соотношения  $b_a$  и  $b_{\kappa}$ 



Рис. 10. Зависимость *Br* от ширины магнитопроводящей части анода

Из графика (рис. 10) следует, что вариант *а* является более предпочтительным и позволяет получить более высокие значения Br. Градиент изменения Br в кольцевом зазоре MC, для всех случаев, примерно одинаков.

#### Влияние зазора в магнитопроводящей части анода

Рассмотрено использование составной магнитопроводящей части анода (рис. 11) с целью упрощения изготовления двигателя.



Рис. 11. Составная магнитопроводящая часть анода

Диапазон изменения параметра: z = 0...0, 1 мм (при a = 1 мм,  $b_{n\mu} = 1, 5$  мм).

Рис. 12 показывает, что наличие зазора приводит к увеличению *Br* только внутри магнитопроводящей части анода и незначительно влияет на *Br* в основной области ускорительного канала.



#### Симметричность магнитных силовых линий

При проведении численных экспериментов заметного влияния геометрии элементов MC на профиль силовых магнитных линий обнаружено не было. Во всех случаях было замечено нарушение симметричности относительно срединной линии.

Попыткой восстановить симметричность являются ситуации, когда один из полюсных наконечников смещен относительно другого по оси x (рис. 13 – 15).

На рисунках 13 — 15 четко прослеживается, что изменением взаимного расположения ПН возможно управлять профилем магнитных силовых линий.



Рис. 13. Профиль силовых магнитных линий без смещения ПН



Рис. 14. Профиль силовых магнитных линий при смещении внутренний ПН относительно наружного ПН



Рис. 15. Профиль силовых магнитных линий при смещении наружного ПН относительно внутреннего ПН

#### 4. Верификация полученных данных

Говорить о высокой точности вычислений позволяет лишь сравнение модели с ее реальным объектом.

Проверка адекватности модели осуществлялась на экспериментальной установке (рис. 16).

На рис. 17 представлены численные результаты расчета и экспериментально полученные данные.

Сравнительный анализ показывает, что расчетная величи—на индуктивности МП в канале двигателя не отличается от реально измеренной более чем на 5%.



Рис. 16. Установка для измерения МП двигателя



Рис. 17. Распределение *Br* вдоль срединной линии ускорительного канала (при I = 2 A, n = 192,  $b_a = b_{\kappa} = 3$  мм,  $b_{n\mu} = 1,5$  мм, a = 1 мм)

#### Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Приведенные в работе данные показывают необходимость и важность изучения влияния размеров и формы элементов МС двигателя на параметры МП, поскольку рациональный выбор геометрии позволяют не только повысить эффективность двигателя, но и снизить его массу и энергопотребление.

Использование разработанной численной модели позволяет проектировать МС двигателя, руководствуясь качественными и количественными показателями ( $Br_{max}$ , профиль МП). Об адекватности модели свидетельствует незначительное отклонение расчетных и экспериментальных даннных (менее 5%).

Поскольку расчеты проведены для MC в предпусковом режиме, то в дальнейшем предполагается исследовать влияние теплового состояния магнитопровода двигателя на распределение МП в канале двигателя.

Особый интерес представляет изучение влияния геометрии MC на параметры плазмы и фокусировку ионного пучка.

#### Перечень ссылок

1. An empirical performance prediction model for Hall Thrusters / L. Biagioni, M. Saverdi // Journal of Technical Physics. – 2008. – Vol. XLIX, № 3–4. P. 187–200.

2. Максименко Т. А. Холловский двигатель малой мощности для систем коррекции орбиты малых мини и микроспутников / Т. А. Максименко, А. В. Лоян, Н. Н. Кошелев // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2005. – Вып. 4. – С. 404–408.

3. Khayras V. Prelimi-nary Experimental Evaluation of a Miniaturized Hall Thruster / V. Khayras, M. Martinez-Sanchez // 25th Int. Electric Propulsion Conference, Cleveland, Ohio, USA, 24–28 Aug. 1997. – IEPC 97–077.

4. Ahedo E. Scaling down Hall Thrustes / E. Ahedo, J. M. Gallardo // 28th Int. Electric Propulsion Conference, Toulouse, France, 17–21 March 2003. – IEPC 2003–104.

5. Кулагин С. Н. Влияние геометрических факторов на процессы ионизации в Холловском двигателе / / С. Н. Кулагин // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н. Е. Жуковского «ХАИ». – Х., 2005. – Вып. 4. – С. 412–415.

6. Стационарные плазменные двигатели / Н.В. Белан, В.П. Ким, А.И. Оранский, В.Б. Тихонов – Х.: ХАИ, 1989. – 315с.

7. Loyan A. V. Performance investigation of SPT-20M Low Power Hall Thruster / A.V. Loyan, T.A. Maksymenko // 30th Int. Electric Propulsion Conference, Florence, Italy, 16–20 Sept. 2007. – IEPC 2007–100.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

# M. Yu. Titov, A. V. Loyan, V. A. Podgorny, V. A. Fedotenko NUMERICAL MODELING OF MAGNETIC SYSTEM FOR HALL THRUSTER WITH POWER UP TO 100 W

У роботі представлена розроблена чисельна модель магнітної системи Холловського двигуна потужністю до 100 Вт. Моделювання магнітної системи виконувалося в розрахунковому пакеті ANSYS. Досліджено впливи геометрії елементів магнітної системі на розподіл параметрів магнітного поля в прискорювальному каналі двигуна та за його зрізом. Розглянуто спосіб управління профілем магнітного поля за рахунок зміни взаємного розташування полюсних наконечників. Достовірність отриманих чисельних результатів підтверджується експериментальними дослідженнями.

#### Чисельне моделювання, двигун, магнітне поле, прискорювальний канал, градієнт, серединна лінія

The paper presents developed numerical model of magnet system for Hall thruster with power up to 100 W. The simulation of the magnetic system was carried out in the software package ANSYS 11. The influence of geometry of magnet system elements on the distribution of parameters of magnetic field in the accelerating channel of the thruster is shown. The way to control the magnetic field profile by changing the relative position of the pole pieces is reviewed. The validity of the numerical results is confirmed by experimental studies.

Numerical modeling, thruster, magnetic field, acceleration channel, gradient, the median line

УДК 629.454.4

### П. Г. Хорольский, С. Г. Бондаренко

Днепропетровский национальный университет им. Олеся Гончара

# ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОГО ВАРИАНТА ПРИМЕНЕНИЯ ГЛУБОКОГО ГИБКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГИ ДЛЯ ВЫВЕДЕНИЯ ПОЛЕЗНОЙ НАГРУЗКИ

Статья посвящена одной из традиционно актуальных проблем ракетостроения выбору маршевой двигательной установки ракеты-носителя для решения ее задач. Рассматривается частная проблема — целесообразность применения глубокого гибкого регулирования тяги для выведения полезной нагрузки на заданную орбиту. Эта проблема решается применительно к задаче прямого выведения и обеспечения встречи полезной нагрузки с орбитальной космической станцией. Для этого варианта применения маршевой двигательной установки проведена оценка эффективности на примере двухступенчатой ракете-носителю воздушного старта для случая оснащения ее вновь разрабатываемым реактивным двигателем на пастообразном топливе. Критерием целесообразности приняты ожидаемые начальные отклонения по дальности и времени старта, влияние которых на конечные значения этих параметров может быть исключено регулированием уровнями тяг ступеней.

Двигатель, регулирование, тяга, ракета-носитель, полезная нагрузка, эффективность, встреча на орбите, ошибки, дальность, время старта

#### Введение

Традиционно актуальной проблемой ракетостроения является выбор маршевой двигательной установки ракеты-носителя (PH) для обеспечения решения определяемых для нее задач.

Анализ публикаций показывает, что последнее время наметился интерес к глубокому гибкому регулированию тяги (ГГРТ) и соотношений компонентов топлива «в широком диапазоне на протяжении всего полета ступени» в целях «оптимизации траектории ракеты-носителя» [1]. Рассмотрение вопроса о баллистической целесообразности такого регулирования тяги маршевых двигателей РН показывает, что область его применения весьма узка и имеет смысл для задач прямого выведения с фиксированным временем полета, таких как встреча с орбитальным объектом [2].

Известно также, что мобильным пусковым установкам, особенно воздушного старта, характерны существенные начальные ошибки по положению и времени пуска ракеты-носителя (PH). А в работе [3] предложена концепция управления траекторией выведения путем выбора величин тяг (в довольно небольших допустимых диапазонах регулирования) двигателей второй ступени и/или космического разгонного блока PH «Полет» для встречи космического аппарата (KA) в конце активного участка с Международной космической станцией. В настоящее время разрабатывается ракетный двигатель на пастообразном топливе (РДПТ), обеспечивающий регулирование уровня тяги практически во всем возможном диапазоне: от 10 до 100% от максимального значения [4].

Отсюда, вопрос о целесообразности ГГРТ трансформируется в вопрос о его эффекте, о предельных возможностях его применения. В плане же решения поставленной общей проблемы это вопрос об области и эффективности применения РДПТ.

#### 1. Формулировка задачи

Решение всех этих двух вопросов, представляющих собой частные проблемы, сводится к проведению оценки эффективности ГГРТ маршевых двигателей РН для решения задачи встречи с неманеврирующим орбитальным объектом при большой неопределенности начальных условий старта. В свою очередь, когда неизвестна допустимая область неопределенности и известны диапазоны изменения некоторых параметров, решение этой задачи возможно путем оценки границ этой области в пределах изменения указанных параметров.

Получение количественных оценок возможно на конкретном примере. В данном случае рассматривается РН [3], запускаемая с самолета-носителя, две последних ступени которой предположительно оснащены упомянутыми РДПТ. В мо-

© П. Г. Хорольский, С. Г. Бондаренко, 2010

мент старта предполагается также существенная неопределенность по положению и времени пуска. В качестве базовых алгоритмов управления тягой предполагаются соответствующие алгоритмы [3].

Задача состоит в определении граничных значений начальных отклонений по дальности  $\Delta L_0$ 

и времени старта  $\Delta t_0$ , влияние которых на соответствующие конечные значения этих параметров движения могут быть полностью компенсированы ГГРТ в диапазоне от 10 до 100% от максимального уровня тяги.

#### 2. Решение проблемы

Для встречи на орбите необходимо, чтобы сумма и длительности реализуемой траектории выведения равнялась номинальной длительности активного участка, а сумма  $\Delta t_0$  и дальности реализуемой траектории выведения равнялась номинальной дальности активного участка. Для решения такой двухпараметрической задачи необходимо иметь два параметра управления. В качестве этих двух параметров управления траекторией активного участка РН используются относительные отклонения величин тяг двигателей первой и второй ступеней:

$$\delta P_1 = \frac{\Delta P_1}{P_{1\text{nom}}}, \quad \delta P_2 = \frac{\Delta P_2}{P_{2\text{nom}}}, \quad (1)$$

где  $\Delta P_1$ ,  $\Delta P_2$  —фиксированные отклонения уровней тяг первой и второй ступени относительно номинальных значений  $P_{1nom}$ ,  $P_{2nom}$  соответственно.

Вариации тяг выбираются так, чтобы компенсировать обе начальные ошибки. Принимаются три алгоритма определения  $\Delta P_1$ ,  $\Delta P_2$ , описанные в [3].

Оценим эффективность такого двигателя в случае его применения как маршевого на первой и второй ступенях РН на основе зависимостей изменения дальности и времени полета РН от величин тяг из [3] в предположении сохранения их вида (линейности) для вариаций достаточно высокого уровня. При этом номинальный уровень тяги соответствует середине диапазона ее регулирования.

Для первого алгоритма из [3] следует, что

$$\delta P_2 = c \delta P_1 + d\Delta t_0, \quad \Delta t_0 = \frac{\delta P_2 - c \delta P_1}{d}.$$
 (2)

В нашем случае  $\delta P_1 = \delta P_2 = 0,45$ , на основа-

нии [1]  $c \approx -0.573$ , d = 0.0207 %/c. Тогда  $\Delta t_0 = [9,3,0;34,2] \cup [-34,2;9,3] = [-34,2;34,2]$ .

Соответственно

$$\Delta L_0 = \frac{\delta P_n - b \delta P_{n-1}}{a} \,. \tag{3}$$

На основании [3] а ≈ -0,1 %/км, b = 0,56 %/с.

Отсюда  $\Delta L_0 = \pm 190$  км.

Оценим потери веса на управление. Так,

$$\operatorname{Am}_{\Pi H}^{(2)} = q\Delta L_0 + w\Delta t_0 . \tag{4}$$

Аналогично a, b, c, d получены q  $\approx -1,2$  кгс/км, w  $\approx 8$  кгс/с.

Оценку потерь веса на создание диапазона регулирования тяги  $\Delta m_{\Pi H}^{(1)}$  оценим на основе пропорций по тем же данным.

Так, получим оценки дополнительных затрат веса на создание диапазона регулирования тяг  $\Delta m_{\Pi H}^{(2)} \approx 500$  кгс,  $\Delta m_{\Pi H}^{(1)} \approx 456$  кгс, т. е. увеличение весов топлива составит почти 7,5 и 9 раз соответственно.

Допустимый промах по дальности увеличивается по сравнению с [3] в 1013 раз, а по времени почти в 7 раз.

Второй алгоритм аналогичен первому алгоритму для случая коррелированных  $\Delta L_0$  и  $\Delta t_0$ . Тогда

$$\Delta t_0 = \mu \Delta L_0, \tag{5}$$

где µ ≅ 0,158 с/км.

Формула (2) переписывается так

$$\Delta L_0 = \frac{\delta P_n}{0.039} \tag{6}$$

и тогда  $\Delta L_0 \cong 1154$  км.

Соответственно получим  $\Delta t_0 \cong 182$  с.

Потери веса составят  $\Delta m_{\Pi H}^{(2)} \approx 13$  кгс,

 $\Delta m_{\Pi H}^{(1)} \approx 8270$  кгс.

Итак, допустимый промах по дальности увеличивается по сравнению с [3] почти в 29 раз, а по времени приблизительно в 36 раз, при этом потери  $\Delta m_{\Pi H}^{(1)}$  возрастают в 123 раза, зато потери  $\Delta m_{\Pi H}^{(2)}$  падают в 4 раза.

Третий алгоритм является развитием второго алгоритма. Это алгоритм коррекции времени запуска РН, т. к. обеспечивает компенсацию  $\Delta L_0$  за счет коррекции времени запуска  $\Delta t_0^*$  при  $\Delta m_{IIH}^{(2)} = 0$ .

В этом случае

$$\Delta t_0^* = \frac{\mu \Delta L_0}{1 - \mu V_{CH}} , \qquad (7)$$

где V<sub>CH</sub> =200 м/с – скорость самолета-носителя. Диапазон фиксированных смещений по време-

ни запуска при оцененном выше  $\Delta L_0 \cong 1154$  км

составит  $\Delta t_0^* = \pm 197$  с. А потери  $\Delta m_{\Pi H}^{(1)}$  составят около 220 кгс.

Следовательно, рост допустимых промаха по дальности и компенсирующего смещения по времени пуска в сравнении с [1] составит 29 и 39 раз

при росте весовых потерь  $\Delta m_{\Pi H}^{(1)}$  до 32 раз.

#### Заключение

Очевидна целесообразность применения ГГРТ и РДПТ для решения задачи встречи КА с орбитальным объектом при прямом выведении на орбиту при значительной неопределенности начальных условий старта. Диапазон регулирования тяги РДПТ, т. е. почти 100%, обеспечивает полную компенсацию практически любой области неопределенности по положению и времени пуска.

В дальнейшем предполагается проведение подобных оценок эффективности ГГРТ для рассматриваемой задачи и применению РДПТ на одной последней ступени РН.

#### Перечень ссылок

 Громыко Б. Перспективная система регулирования жидкостных реактивных двигателей /
 Б. Громыко, А. Кириллов, В. Кириллов и др./ Двигатель. – 2001. - № 5 (17). – С. 28 – 30.

2. Хорольский П. Г. Баллистическая целесообразность глубокого гибкого регулирования маршевых двигателей ракет-носителей // Авиационно-космическая техника и технология. — 2006. — № 10 (36). — С. 11 — 13.

3. Сихарулидзе Ю. Г. Концепция управления ракетой-носителем воздушного старта с компенсацией начальных ошибок по дальности и времени при прямом выведении в точку встречи на орбиту / Ю. Г. Сихарулидзе, А. С. Карпов, Р. К. Иванов/ Космические исследования. – 2005. – № 5. – С. 358 – 377.

4. Пат. 48295 Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/ 32, 9/70, 9/95. Ракетна рушійна установка на пастоподібному паливі / А. М. Іванченко. №99074320. Заявлено 27.07.1999; Опубл. 15.08.2002 / Бюл. № 8.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### P. Horolsky, S. Bondarenko

### ESTIMATION TO EFFICIENCY OF ONE VARIANT OF THE USING THE DEEP FLEXIBLE REGULATION OF THE THRUST FOR LAUNCHING THE PAYLOAD

Статтю присвячено однієї із традиційно актуальних проблем ракетобудування — вибору маршової двигунної установки ракети-носія для вирішення її задач. Розглядається окрема проблема — доцільність застосування глибокого гнучкого регулювання тяги для виведення корисного вантажу на задану орбіту. Ця проблема вирішується відповідно до задачі прямого виведення та забезпечення зустрічі корисного вантажу з орбітальною космічною станцією. Для цього варіанту застосування маршової двигунної установки проведена оцінка ефективності відповідно до двохсхідчастої ракети-носія повітряного старту для випадку оснащення їх реактивним двигуном на пастоподібному паливі, що вперше розроблюється. Критеріем доцільності прийняті очікувані початкові відхилення по дальності та часу старту, вплив яких на кінцеві значення цих параметрів можуть бути нівельований регулюванням рівнем тяги східців.

#### Двигун, регулювання, тяга, ракета-носій, корисний вантаж, ефективність, зустріч на орбіті, помилки, дальність, час старту

The article is devoted to one of traditionally the issue of the day of rocket production – choice of the march rocket engine of launch vehicle for the decision of his tasks. A private problem is expedience of application of the deep flexible adjusting of traction for putting of payload into set orbit is examined. This problem decides as it applies to the task of the direct destroying and providing of meeting of payload with the orbital space station. For this variant of application of the march rocket engine estimation of efficiency as it applies to the two stage launch vehicle of air start for the case of equipment by their again developed ramjet on a pastel-like fuel is conducted. By the criterion of expedience the expected initial declinations on distance and time of start are accepted, influence of which on the eventual values of these parameters can be eliminated by adjusting of level of traction of stages.

Engine, guidance, thrust, launch vehicle, propulsion with paste-like fuel, payload, efficiency, fuel expenseses

# УДК 629.035

### А.С. Шаратов

Керченский государственный морской технологический университет, Украина

# СТРУЙНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ДИНАМИКУ ГРЕБНОГО ВИНТА\*

Описан механизм возникновения движущей силы гребного винта по вихревой теории, проанализированы методы моделирования гребного винта. Произведен анализ вихревых схем расчета, выбрана оптимальная вихревая модель, рассмотрены задачи вихревой модели гребного винт. Предложен способ струйного воздействия на динамику гребного винта, выбран и обоснован единый критерий оценки струйного воздействия. Произведена оценка струйного воздействия на динамику гребного винта при различных значениях критерия струйного воздействия. Приведены результаты экспериментального исследования модели в гидродинамической трубе.

#### Вихрь, винт, динамика, гидродинамическая труба, струя, критерий, модель, эксперимент

#### Введение

Развитие современного судостроения характеризуется достижением больших скоростей судов и подаваемыми к гребными винтами мощностями. При этом предъявляются жесткие требования к экономичности флота (затраты на топливо), уровню шумов и вибрации, создаваемых движителями, и их эксплуатационной надежности.

Экономическая эффективность эксплуатации морских судов напрямую зависит от эффективности работы их энергетических установок. Влияние различных параметров на кпд энергетических установок настолько значимо, что увеличение КПД движителя на 0,5% приводит к значительной экономии средств выделяемых на эксплуатацию судна. Все это в сочетании с реальными условиями работы гребных винтов в неравномерном попутном потоке корпуса обуславливает высокий уровень требований, предъявляемых к конструкции движителей

Возникает необходимость индивидуального расчета движителя для каждого судна в отдельности. Вопросы, связанные с проектированием гребных винтов под конкретное судно, сложности которые возникают при моделировании гребных винтов подробно описаны в трудах Кацмана Ф. М., Кудреватого Г. М., Басина А. М., Миниовича И. Я. и др.

# 1. Моделирование гребного винта по вихревой теории

Гребной винт, элементы которого определены по диаграммам, полученным в результате испытаний в гидродинамических трубах и бассейнах, может обеспечить судну удовлетворительные пропульсивные качества.

\* Работа выполнена под руководством к.т.н. доцента Осовского Д.И. Поэтому после первого этапа расчетов переходят ко второму - производят проектировочный расчет гребного винта по вихревой теории (гидродинамический расчет) с одновременным удовлетворением требований обеспечения прочности и предотвращения режима кавитации.

Лопасть винта рассматривается как крыло, имеющее вполне определенное соотношение размеров — крыло конечного размаха. Подъемная сила на лопасти образуется благодаря циркуляции вокруг нее потока воды — несущего вихря. Этот несущий вихрь возникает вследствие разности давлений на нагнетающей и засасывающей сторонах лопасти. Учитывается и перетекание воды с нагнетающей стороны на засасывающую, которое неизбежно происходит у концов лопастей и у ступицы. Образование вихрей на гребном винте представлено на рис.1

В современном судостроении винты главным образом рассчитывают по диаграммам, которые строятся на основе испытаний моделей винтов.

Существует несколько вихревых схем для расчета гидродинамики гребных винтов в прямом и косом потоке:

вихревая теория несущей линии:

1. Винт НЕЖ с бесконечно большим числом лопастей;

2. Винт НЕЖ с конечным числом лопастей;

3. Винт с переменной вдоль радиуса циркуляцией.

 вихревая модель несущей поверхности (линейная теория, косой подковообразный вихрь);

— вихревая модель (нелинейная теория, вихревой жгут).

В зависимости от принятия того или иного допущения о порядке величин вызванных скоростей гребного винта различают теории:

<sup>©</sup> А.С. Шаратов, 2010

- слабонагруженного гребного винта;
- средненагруженного гребного винта;
- тяжелонагруженного гребного винта.

Для изучения относительно широколопастных судовых гребных винтов необходимо привлечение вихревой модели и теории несущей поверхности. В этой модели каждая лопасть гребного винта заменяется системой присоединенных вихрей, имеющих переменную вдоль радиуса и хорды цилиндрических сечений интенсивность. В каждой точке присоединенных вихрей начинается полубесконечный винтовой свободный вихрь, имеющий интенсивность, равную изменению интенсивности присоединенного вихря.



выливе через сопловой аппарат тонкой струи жидкости, вытекающей с большой скоростью вдоль поверхности лопастей гребного винта. Для определения места установки соплового аппарата рассматривается схема обтекания лопасти гребного винта при различных режимах работы. Выявлено, что наиболее вероятное появление отрыва потока соответствует району носка лопастей гребного винта (засасывающая кромка).

За счет вылива струй жидкости возможно создание дополнительного прироста подъемной силы Суть способа состоит в образовании над поверхностью лопасти слоя частиц жидкости, движущихся вдоль лопасти за счет которой достигается ускорении обтекающей лопасть струи.

Эффективность вдува струй жидкости характеризуется безразмерным коэффициентом импульса выливаемой струи.

$$c_{\mu} = \frac{mV_c}{qS}$$
(1)

где V – скорость струи;

 $m = \frac{G_B}{g}$  — массовый расход жидкости в

системе вылива;

$$q = \frac{\rho_{\infty}V_{\infty}^2}{2}$$
 – скоростной напор невозму-

щенного потока;

S – площадь лопастей гребного винта.

#### 3. Критерий струйного взаимодействия

Приращения коэффициента подъемной силы при выливе струи в основном определяется двумя параметрами - величиной коэффициента импульса и давления выливаемой среды.

Кривые  $\Delta c_y = f(c_{\mu})$  имеют характерный излом, за которым интенсивность приращения  $\Delta c_y$  резко уменьшается.

Точка излома определяет величину коэффициента импульса  $c_{\mu A}$ , при которой обеспечивается безотрывное обтекание профиля. Дальнейшее увеличение  $\Delta c_y = f(c_{\mu})$  происходит за счет изменения циркуляции.

Представляет интерес определение величины коэффициента импульса, соответствующего собственно управлению пограничным слоем. В общем случае зависит не только коэффициента струи, но и от ширины щели, угла атаки а и соотношения скоростей.

Рис. 1. Образование вихрей на гребном винте: 1 – свободные, или концевые, вихри, 2 – несущий вихрь (циркуляция вокруг лопасти)

Основными задачами вихревой теории гребного винта являются:

 определение закона распределения вызванных скоростей по лопасти, соответствующего заданному закону распределения нагрузки;

2) определение сил и моментов, возникающих на гребном винте;

 полное решение вопроса о винте с наименьшими индуктивными потерями;

# 2. Струйное воздействие на динамику гребного винта

В основе управления гидродинамическими характеристиками гребных винтов рассматриваются процессы, протекающие в пограничном слое. Для обеспечения возможности управления гидродинамическими характеристиками гребного винта необходимо обеспечить возможность управления пограничным слоем жидкости вблизи лопасти гребного винта.

Суть управления пограничным слоем заключается в обеспечении безотрывного обтекания лопастей гребного винта за счет увеличения энергии пограничного слоя.

Из различных способов управления пограничным слоем был выбран способ, основанный на



Рис. 2. Результаты струйного воздействия на динамику гребного винта: а - прирост подъемной силы в зависимости от коэффициента вылива струи и давления выливаемой среды; б - прирост КПД гребного винта в зависимости от давления выдуваемой среды (на основе экспериментальных данных)

Для приближенных расчетов можно воспользоваться следующей формулой:

$$c_{\mu A} \approx (1, 5 - 2, 0) \delta_3^2 \cdot 10^{-5}$$
 (2)

При этом более высокие значения с<sub>µA</sub> соответствуют большему значению относительной ширины щели s/b (s - ширина сопла, b - хорда лопастей гребного винта)

$$c_{y} = \frac{G}{Sq}; \ c_{\mu} = \frac{mV_{c}}{qS}$$
(3)

откуда, величина импульса струи -

$$mV_{c} = G \frac{c_{\mu}}{c_{y}}$$
(4)

Связь между величиной импульса и параметрами жидкости, выливаемого через щель, при условии изотропического расширения определяется следующим соотношением:

$$mV_{c} = \frac{2\lambda}{\lambda - 1} RT_{a} \left( 1 - \frac{p_{\infty}}{P_{\pi}} \right)^{\frac{\lambda - 1}{\lambda}} \gamma_{B} S_{III}$$
(5)

где  $\chi = \frac{c_p}{c_v}$  — отношение теплоемкостей (для жид-

кости 1,4);

R - газовая постоянная (29,27 м/К);

T<sub>д</sub> – абсолютная температура жидкости в канале, подводящим воздух к соплу К;  $p_{\infty}$  — давление среды в зоне вылива;  $p_a$  — полное давление жидкости в канале перед соплом;

 $\gamma_{\rm B}$  – удельный вес жидкости (1025 кг/м<sup>3</sup>);  $S_{\rm III} = S \cdot l - площадь щели в м<sup>2</sup>.$ 

#### Выводы

1. Оборудование винта струйной механизацией позволяет повысить КПД движителя на 5– 7%, а при полной механизации можно добиться больших результатов.

2. Доработка винта не требует больших затрат.

3. Практическая реализация струйного воздействия на динамику гребного винта подтверждена патентом на полезную модель № 46740 «Конструкция механизированного гребного винта».

#### Перечень ссылок

1. Кацман Ф.М. Теория судна и движители : учебник / Ф.М. Кацман, Д.В. Дорогостайский — Л.: Судостроение, 1979. — 280 с.

2. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: учебник для вузов: в 2 кн. / Д.В. Штеренлихт. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 351 с.

3. Шостак В.П. Проектирование пропульсивной установки судов с прямой передачей мощности на винт: учебное пособие /В.П. Шостак, В.И. Гершаник, В.П. Кот, М.С. Бондаренко. – Николаев: УГМТУ,2003 – 500 с.

4. Егоров Н.Г. Гидродинамика быстроходных судов / Н.Г. Егоров, В.Т Соколов. – Л.: Судостроение, 1971. – 231 с. 5. Пат. 46740 Украина, В63Н 1/00. Конструкция механизированного гребного винта / Д.И. Осовский, А.С. Шаратов; заявитель и па-

тентообладатель КГМТУ. - № и 2009 03725; за-явл. 16.04.2009;опубл. 11.01.2010, Бюл.№1

Поступила в редакцию 01.06.10 г.

### O. S. Sharatov

### JET INFLUENCE ON DYNAMICS ROWING SCREW

Описан механізм виникнення рушійної сили гребного гвинта по вихровій теорії, проаналізовані методи моделювання гребного гвинта. Зроблений аналіз вихрових схем розрахунку, вибрана оптимальна вихрова модель, розглянуті завдання вихрової моделі гребного гвинт. Запропонований спосіб струминної дії на динаміку гребного гвинта, вибраний і об'рунтований єдиний критерій оцінки струминної дії. Зроблена оцінка струминної дії на динаміку гребного гвинта при різних значеннях критерію струминної дії. Приведені результати експериментального дослідження моделі в гідродинамічній трубі.

#### Вихор, гвинт, динаміка, гідродинамічна труба, струмінь, критерій, модель

The mechanism of occurrence of motive power of the rowing screw under the vortical theory, analyzed the methods of modeling of the rowing screw is described. The analysis of vortical schemes of calculation is made, the vortical model is chosen optimization, and problems of vortical model rowing the screw are considered. The way of jet influence on dynamics of the rowing screw is offered; the uniform criterion of an estimation of jet influence is chosen and proved. The estimation of jet influence on dynamics of the rowing screw is made at various values of criterion of jet influence. Results of an experimental research of model in a hydrodynamic pipe are resulted.

#### Awhirlwind, the screw, dynamics, a hydrodynamic pipe, a stream, criterion, model, experiment

# УДК 621.45: 533.6

# Е.С. Барышева<sup>1</sup>, Л.Г. Бойко<sup>1</sup>, О.Н. Дрынов<sup>2</sup>, В.В. Кубакин<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина <sup>2</sup>ГП " Ивченко-Прогресс", Украина

# ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ СОВРЕМЕННОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлены результаты газодинамического совершенствования высоконапорной центробежной ступени с осерадиальными лопатками рабочих колес. Для этого использован метод поверочного расчета, позволяющий на основании заданных геометрических параметров лопаточных венцов и проточной части определять структуру до- и трансзвукового осесимметричного течения в центробежной ступени на заданном режиме, а также ее суммарные характеристики. Выполнено численное моделирование течения в ступени с двумя вариантами исполнения лопаточного диффузора. Сопоставление полученных характеристик показало, что один из вариантов позволяет снизить потери и повысить эффективность работы ступени, а также сместить ее рабочий диапазон в область больших расходов. Приведенные результаты могут быть использованы в процессе проектирования и доводки высоконапорных центробежных компрессорных ступеней.

Высоконапорная центробежная ступень компрессора, осерадиальные пространственные лопатки, метод расчета осесимметричного до- и трансзвукового течения, суммарные характеристики, структура течения

#### Введение

Высоконапорные центробежные компрессорные ступени, обеспечивающие степень повышения полного давления  $\pi^*_{CT} > 3,0$ , в настоящее время находят все более широкое применение в авиационных газотурбинных двигателях. Такие уровни значений степени повышения давления в ступени при высоких расходах рабочего тела определяют появление высоких до- и сверхзвуковых скоростей в межлопаточных каналах рабочих колес (PK) и лопаточных диффузоров (ЛД), что приводит к усложнению структуры течения и увеличению потерь.

В настоящее время значительную роль в исследовании газодинамических процессов, происходящих в высоконапорных центробежных компрессорных ступенях, играют численные методы, позволяющие на основе математического моделирования течения совершенствовать их параметры. В процессе проектирования, на различных его стадиях, традиционно используются методы различного уровня сложности: от наиболее простых, основанных на одномерных подходах, до методов численного анализа пространственных вязких течений, см., например, [1-4]. Большой объем работ выполняется с использованием методов расчета двумерного течения, которые предназначены для проведения анализа параметров потока и суммарных характеристик в широком диапазоне

© Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко, О.Н. Дрынов, В.В. Кубакин, 2010

режимов работы. Такие методы позволяют оперативно проводить оценку влияния изменения геометрических параметров лопаточных венцов и проточной части ступени, что является актуальной задачей при их проектировании.

В данной статье представлены результаты использования разработанного на кафедре теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета «ХАИ» метода расчета осесимметричного течения в ступени ЦБК [5] для исследования обтекания высоконапорной осерадиальной центробежной ступени компрессора современного авиационного ГТД и ее газодинамического совершенствования.

#### 1. Численное моделирование течения в центробежной компрессорной ступени

В работе [6] представлены результаты численного исследования трансзвукового течения в рабочем колесе центробежной ступени компрессора современного авиационного двигателя. На основании имеющейся математической модели РК проведено моделирование течения в ступени с одним из вариантов лопаточного диффузора, ниже именуемым ЛД1.

На рис.1 представлена суммарная характеристика ступени (сплошная линия) на «расчетной» частоте вращения,  $n_{\Pi D} = 1,0$ . Штриховой линией показана суммарная характеристика рабочего колеса на этом режиме. Здесь и ниже суммарные параметры представлены в виде зависимостей  $\pi^*$ ,  $\eta^*$  от  $\overline{G}_{\text{впр}}$ . Значения параметров отнесены к соответствующим значениям для ступени на «расчетном» режиме:

$$\overline{\mathbf{G}}_{\scriptscriptstyle \mathsf{B}\mathsf{np}} = \frac{\mathbf{G}_{\scriptscriptstyle \mathsf{B}\mathsf{np}}}{\mathbf{G}_{\scriptscriptstyle \mathsf{B}\mathsf{npp}}},$$
$$\overline{\pi}^* = \frac{\pi^*}{\pi^*_{\scriptscriptstyle \mathsf{crp}}},$$
$$\overline{\eta}^* = \frac{\eta^*}{\eta^*_{\scriptscriptstyle \mathsf{crp}}}.$$

На рис. 2 представлены изолинии чисел Маха на «расчетном» режиме при  $n_{np} = 1,0$  и  $G_{Bnp} = 1,0$ 



Рис. 1. Суммарная характеристика центробежной ступени

в проточной части ступени, состоящей из РК, ЛД, поворотного колена и спрямляющего аппарата. Анализ структуры течения в ступени на этом режиме показал, что в лопаточном диффузоре ЛД1 существует значительная сверхзвуковая область, замыкающаяся скачком уплотнения, полностью перегораживающим проточную часть. Наличие такого скачка (число Маха перед скачком  $M_{\nu} \approx 1,26$ ), «запирающего» проточную часть, позволяет объяснить сужение рабочего диапазона ступени, определяемое лопаточным диффузором. Наличие скачка уплотнения является причиной возникновения дополнительных потерь в ЛД ступени и снижения ее КПД. Углы натекания на лопатку диффузора на «расчетном» режиме отрицательны по всей высоте поточной части (см. рис. 3).

«Запирание» данного варианта ЛД центробежной ступени приводит к необходимости его совершенствования с целью снижения потерь и расширения рабочего диапазона.



Рис. 2. Изолинии чисел Маха в проточной части центробежной ступени на «расчетном» режиме



#### 2. Газодинамическое совершенствование центробежной ступени

На рис. 4 представлена решетка диффузора ЛД1 с вписанной окружностью, определяющей минимальное проходное сечение, «горло», межлопаточного канала, расположенное на входе в решетку.

Для расширения рабочего диапазона ступени по расходу в новом варианте диффузора, названном ЛД2, в сравнении с ЛД1 профиль лопатки изменен с целью увеличения геометрических углов входа и выхода и, соответственно, увеличения проходного сечения межлопаточного канала. На рис. 4 приведены в сопоставлении профили лопаток исследуемых диффузоров с указанием «горловины» межлопаточного канала для каждого ЛД.



На рис. 5 приведены суммарные характеристики центробежной ступени с двумя различными лопаточными диффузорами.

Диффузор ЛД2 при том же количестве лопаток и неизменной форме меридионального сечения проточной части позволяет не только сместить рабочий диапазон ступени в область больших расходов, но и повысить эффективность ступени в «расчетной» точке.



Рис. 5. Суммарная характеристика центробежной ступени с различными вариантами лопаточных диффузоров \_\_\_\_\_\_ - ЛД1, \_\_\_\_\_\_ - ЛД2

Следует отметить, что «горло» ЛД2 увеличено и смещено внутрь межлопаточного канала, что позволяет пропустить больший расход рабочего тела и, как следствие, сдвинуть режим работы в сторону больших расходов.

Изолинии чисел Маха в проточной части ступени с диффузором ЛД2 на «расчетном» режиме представлены на рис. 6. Как видно из рисунка, в этом лопаточном диффузоре наблюдается дозвуковое течение на всем протяжении межлопаточного канала, что позволяет снизить потери и повысить КПД ступени в «расчетной» точке. Иллюстрацией этого могут служить представленные на рис. 7 распределения осредненных в окружном направлении чисел Маха в межлопаточном канале диффузора вдоль средней по высоте канала линии тока ( $\bar{h} = 0,5$ ).



Рис. 6. Изолинии чисел Маха в проточной части центробежной ступени с диффузором ЛД2 на «расчетном» режиме

На «расчетном» режиме в диффузоре  $\mathcal{Л}\mathcal{Д}1$  наблюдается резкий скачок уплотнения, «запирающий» межлопаточный канал, значение числа Маха, осредненное в окружном направлении течения, достигает  $M_v \approx 1,26$ . При использовании диффузора  $\mathcal{Л}\mathcal{Д}2$  поток становится полностью дозвуковым.

Углы натекания в этом диффузоре положительны по всей высоте лопатки (см. рис. 3).

#### Заключение

На основании выполненного моделирования трансзвукового течения в центробежной ступени компрессора и анализа геометрических параметров лопаточного диффузора ЛД1 определена причина сужения рабочего диапазона по расходу по сравнению с изолированным рабочим колесом. Показано, что вариант исполнения лопаток диффузора ЛД2 позволяет снизить потери в «расчетной» точке, повысив эффективность ступени, сместить диапазон ее рабочих режимов в область больших расходов.

Представленные в данной работе результаты демонстрируют целесообразность применения разработанного метода [5] для выполнения вариантных расчетов с целью оперативной оценки

Рис. 7. Распределения чисел Маха вдоль средней по высоте канала ЛД линии тока на «расчетном» режиме \_\_\_\_\_ – ЛД1, \_\_\_\_\_ – ЛД2

значений газодинамических параметров и выбора рациональной формы проточной части и профилей лопаток осерадиальных высоконапорных ступеней ЦБК.

#### Перечень ссылок

1. Came P.M. Centrifugal compressor design / P.M. Came, C.J.Robinson // Proc. Instn Mech Engrs, Part C: J. Mechanical Engineering Science. – 1999, Vol. 213 – P. 139-154.

2. Ершов С.В. Численный метод расчета трехмерных вязких течений в осерадиальных турбомашинах/ С.В. Ершов, А.В. Русанов// Пробл. машиностроения. — 1999. — Т.2, №1-2. — С.27-33.

3. Krain H. Review of Centrifugal Compressor's Application and Development //Proceedings of ASME Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea and Air. – (June 16-19, 2003). – Atlanta, Georgia, USA. (GT2003-38971). – 11 p.

4. Милешин В.И. Метод проектирования и доводки осевых и центробежных компрессоров на основе расчета 3D вязкого течения в рамках уравнений Навье-Стокса и решения обратных задач газовой динамики в квазитрехмерной постановке/ Милешин В.И., Орехов И.К., Старцев А.Н./ / Научный вклад ЦИАМ в создание авиационных двигателей. В 2-х кн. Кн.2. — М.: Машиностроение, 2000. — С.144-159.

5. Барышева Е.С. Метод расчета течения в центробежных компрессорах с осерадиальными пространственными лопатками/ Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко // Авиационно-космическая техника и технология: — Науч.-техн. журн. — 2007.-№.1(37) — С.45-51. 6. Барышева Е.С. Исследование структуры течения в центробежной ступени компрессора авиационного двигателя/ Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко, В.С. Борисов, О.Н. Дрынов // Авиационнокосмическая техника и технология: – Науч.-техн. журн. – 2008.- №.3(50) – С.56-62.

Поступила в редакцию 06.07.2010 г.

# E.S. Barysheva, L.G. Boyko, O.N. Drynov, V.V. Kubakin GAS-DYNAMIC IMPROVEMENT OF HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE OF MODERN AIRCRAFT ENGINE

Представлені результати газодинамічного вдосконалення високонапірного відцентрового ступеня з осьорадіальними лопатками робочих коліс. Для цього використано метод перевірочного розрахунку, що дозволяє на підставі заданих геометричних параметрів лопаткових вінців і проточної частини визначати структуру до- і трансзвукової осьосиметричної течії у відцентровому ступені на заданому режимі, а також його сумарні характеристики. Виконано чисельне моделювання течії в ступені з двома варіантами виконання дифузора лопатки. Зіставлення отриманих характеристик показало, що один з варіантів дозволяє знизити втрати та підвищити ефективність роботи ступеня, а також змістити його робочий діапазон в область більших витрат. Приведені результати можуть бути використані в процесі проектування і доведення високонапірних відцентрових компресорних ступенів.

#### Високонапірний відцентровий ступінь компресора, осьорадіальні просторові лопатки, метод розрахунку осьосиметричної до- і трансзвукової течії, сумарні характеристики, структура течії

Gas-dynamic improvement results of high-pressure centrifugal stage with the axial-radial impeller vanes are presented. For this purpose the prediction calculation method, allowing on the basis given blade rows and setting geometrical parameters to determine centrifugal stage saband transonic axisymmetric flow structure on the set regime and also its summary performances is used. The stage with two variants of vaned diffuser flow computational modeling is executed. The comparison of the got performances showed that one of variants allowed to lower the losses and rise stage operating efficiency, and also displace its operating range in the region of large charges. The reduce results in the design process and development of high-pressure centrifugal compressor stages can be used.

High-pressure compressor centrifugal stage, axial-radial spatial impeller vanes, sab- and transonic axisymmetric flow calculation method, summary performances, flow structure

# УДК 625.165

К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, Г.В. Мясникова, А.В. Наумов, И.В. Резниченко

Филиал ОАО «Силовые машины» «ЛМЗ» в Санкт-Петербурге, Россия

# ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ОБЛОПАЧЕННЫХ ДИСКОВ С ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ ЦИКЛИЧЕСКОЙ СИММЕТРИИ

Рассмотрены особенности колебаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, соединенных замкнутыми на круг связями, вызванные неизбежными на практике отклонениями облопаченных дисков от идеальных циклически-симметричных систем. Экспериментальные данные получены как на стенде при испытанных натурных вращающихся облопаченных дисков, так и в эксплуатационных условиях. Исследования в эксплуатационных условиях выполнены с помощью модернизированного варианта дискретно-фазового метода (ДФМ). Показано, как полученные данные использовать для уточненного определения собственных частот и форм колебаний. Сформулированы рекомендации по выбору оптимального числа и мест расположения датчиков ДФМ, обеспечивающего получение наибольшего объема информации.

#### Паровая турбина, рабочая лопатка, ротор, датчик, дискретно-фазовый метод, вибрационное состояние

#### Введение

Обеспечение безаварийной работы лопаточного аппарата паровых турбин является одной из наиболее сложных задач, возникающих при создании турбинного оборудования. Т.к. уровень динамических напряжений в лопатках не может быть определен расчетным путем, то для обеспечения надежной работы лопаток широко используют экспериментальные методы. При проведении исследований следует учитывать, что наиболее напряженные лопатки последних ступеней, повреждения которых особенно опасны, в большинстве случаев соединены замкнутыми на круг связями (демпферными проволоками, бандажными полками), т.е. подобные лопаточные венцы представляют собой частный случай циклически-симметричной системы. Кроме того, необходимо иметь в виду, что реальные облопаченные диски обладают небольшими отклонениями от циклической симметрии, вызванными технологическими различиями при изготовлении и сборке лопаток и связей. Подобные особенности следует учитывать при анализе результатов измерений. выполняемых с помошью тензометрии на испытательных стендах или с помощью дискретно-фазового метода в эксплуатационных условиях.

В последние годы начинают получать распространение системы, контролирующие вибрационное состояние лопаток на электростанциях. Это дает возможность выявлять и устранять режимы, сопровождающиеся повышенным уровнем динамических напряжений в лопатках и, тем самым, обеспечивать надежность их работы. Учитывая весьма малую длительность работы тензорезисторов, практически единственным методом, позволяющим осуществлять непрерывный контроль в течение всего срока эксплуатации, является так называемый дискретно-фазовый (ДФМ), при котором о колебаниях судят по показаниям неподвижных датчиков, расположенных против торцов вращающихся лопаток [1].

На ЛМЗ разработаны модернизированные методики ДФМ, различающиеся при проведении испытаний бандажированных лопаток, небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями и отдельных лопаток [2]. Установлено, что при контроле колебаний лопаток с замкнутыми на круг связями целесообразно измерять амплитуды или взаимные смещения, а при контроле отдельных лопаток без связей - скорости колебаний. Естественно, что при замере амплитуд необходимо знать также собственную частоту и форму с тем, чтобы обоснованно судить об уровне динамических напряжений в лопатках. Ниже будет показано, как при применении модернизированной методики ДФМ для определения собственных частот и форм могут быть использованы особенности колебаний лопаточных венцов с замкнутыми на круг связями, вызванные малыми отклонениями от циклической симметрии.

© К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, Г.В. Мясникова, А.В. Наумов, И.В. Резниченко, 2010

#### Влияние отклонений от циклической симметрии лопаточных венцов на результаты измерений с помощью тензометрии

Одним из наиболее эффективных способов ограничения уровня резонансных колебаний лопаток паровых турбин является вибрационная отстройка, заключающаяся в обеспечении достаточных запасов между рабочими оборотами и оборотами, на которых возникают резонансы с подлежащими отстройке «наиболее возбудимыми» формами колебаний лопаточного венца. При проведении вибрационной отстройки лопаток последних ступеней учитывается, что основным источником возбуждения резонансных колебаний в условиях эксплуатации является неизменная во времени неравномерность параметров потока (скоростей, давлений, углов) по окружности колеса.

В лопаточном венце с замкнутыми на круг связями могут иметь место синфазные и внутрипакетные колебания, причем последние реализуются в виде форм с различными числами узловых диаметров и узловых окружностей. При внутрипакетных колебаниях идеального лопаточного венца каждому узловому диаметру т соответствуют по две равные собственные частоты, для которых распределение амплитуд по окружности изменяется по закону  $sin(m\phi)$  или  $cos(m\phi)$ . Известно, что при указанном выше характере возбуждения колебаний работа возмущающих сил будет отлична от нуля только при одновременном выполнении условий:  $p = k\omega$ , m = k, где р – частота колебаний лопаточного венца,  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора турбины, k - целое, кратность колебаний, т.е. число колебаний, совершаемых лопатками за один оборот ротора. Для всех остальных собственных форм суммарная работа возмущающих сил окажется равной нулю из-за ортогональности тригонометрических функций различных целых аргументов на промежутке интегрирования от 0 до  $2\pi$ , т.е. будет равна нулю величина так называемого пакетного множителя [3].

При учете отклонений от циклической симметрии закон распределения амплитуд по окружности колеса при внутрипакетных колебаниях будет отличен от синусоидального и для форм с различными числами узловых диаметров m (в том числе, и при m ≠ k) можно вычислить k-е коэффициенты ряда Фурье, величины которых и будут определять работу возмущающих сил. Естественно. что при малых отклонениях от шиклической симметрии максимального значения k-й коэффициент достигнет при условии m = k. Кроме того, при учете отклонений от циклической симметрии две прежде равные собственные частоты, соответствующие каждому числу узловых диаметров, станут реально различимыми, хотя и достаточно близкими друг к другу.

В результате подобных особенностей колебаний, при их возбуждении неизменным во времени, но неравномерным по окружности потоком (или сосредоточенной в пространстве силой, используемой для возбуждения колебаний при проведении вибрационной отстройки в Кемпбелл-машине) на каждой кратности k будет зарегистрирована одна или две близких «главных» резонансных кривых (соответствующих двум близким по частоте формам с m = k) и несколько «побочных» с существенно меньшими амплитудами (соответствующих формам с m  $\neq$  k).

В [3] показано, что относительные величины «побочных» резонансов определяются не только различием в парциальных частотах лопаток, составляющих комплект, но также конструкцией, числом и местом расположения лопаточных связей. Например, при установке достаточно жесткой («нерастяжимой») связи вблизи узла какойлибо собственной формы отдельной лопатки резко уменьшается величина реакции. действуюшей от лопатки на связь при внутрипакетных колебаниях. близких к этой частоте отлельной лопатки. В результате при данной форме внутрипакетных колебаний резко уменьшается их связанность [3], лопатки с несколько различными парциальными частотами смогут колебаться «почти независимо» друг от друга, а отклонения формы прогиба по окружности колеса от синусоидальной могут быть весьма велики. В этом случае величины «основного» и «побочных» резонансов могут оказаться соизмеримыми, и потребуется обеспечить достаточные запасы от рабочих оборотов для всей зоны «побочных» резонансов, что представляет достаточно сложную задачу.

Как правило, конечно, величины «побочных» резонансов оказываются значительно меньше «главного», что и учитывается действующими в стационарном турбостроении нормами, предусматривающими обязательную вибрационную отстройку только тех форм внутрипакетных колебаний, для которых выполняются условия:  $p = k\omega$  (k = 2-6), m = k.

В качестве иллюстрации особенностей колебаний, вызванных отклонениями лопаточных венцов от идеальных циклически-симметричных систем, на рис. 1 приведены результаты вибрационных испытаний вращающихся натурных облопаченных дисков, выполненных в Кемпбеллмашине в процессе проведения вибрационной отстройки. На рис. 1а приведены результаты испытаний небандажированных лопаток, соединенных двумя рядами демпферных проволок, на рис. 16 — бандажированных лопаток.

Как видно, особенности колебаний в обоих случаях оказываются примерно одинаковыми: имеется один «главный» и несколько «побочных» резонансов (все колебания на каждом из рисунков происходят с одной и той же кратностью), причем форма кривой при «главном» резонансе свидетельствует о наличии двух близких собственных частот. Из представленных данных следует, что выбор конструкции, числа и места расположения связей оказался достаточно эффективным, поскольку величины «главных» резонансов существенно превышают величины «побочных».



Рис. 1. Зависимость от оборотов напряжений в небандажированных (а) и бандажированных (б) лопатках

При проведении вибрационных тензометрических испытаний встает также вопрос о выборе минимального числа обследуемых лопаток, гарантирующего регистрацию максимального уровня напряжений в ступени. При указанном выше характере возбуждения, колебания в идеальной циклически-симметричной системе должны носить характер «бегушей волны», направление распространения которой противоположно направлению вращения ротора турбины, а скорости равны. При этом амплитуды всех лопаток одинаковы, хотя и достигаются в различные моменты времени, а фазы колебаний в определенной точке неподвижного пространства неизменны [3]. Для систем с отклонениями от циклической симметрии часть лопаток достигает максимума при первой из двух собственных форм с одинаковыми числами узловых диаметров, другая часть - при второй, напряжения в лопатках, соответствующие этим формам, суммируются геометрически, в результате чего амплитуды лопаток могут существенно различаться по окружности. Ниже будет указан оптимальный способ выбор числа и места расположения обследуемых при тензометрировании лопаток.

#### Влияние отклонений от циклической симметрии лопаточных венцов на результаты измерений с помощью ДФМ.

Сущность ДФМ заключается в измерении с весьма высокой точностью интервала времени, за который лопатка пройдет расстояние S между двумя датчиками, составляющими одну измерительную пару. Временной интервал, с использованием показаний датчика, измеряющего число оборотов, преобразуется в линейный, который, после возникновения колебаний лопатки, изменяется на величину  $\Delta$ S. Методики измерения колебаний бандажированных лопаток или небандажированных лопаток или небандажированных лопаток или небаний в обоих случаях весьма схожи.

При разработке методики регистрации внутрипакетных (дисковых) колебаний с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей используется тот факт. что периферийные сечения лопаток перемешаются практически строго в осевом направлении. Это объясняется тем, что прогиб периферийного сечения в окружном направлении оказывается сильно ограниченным вследствие большой жесткости на растяжение-сжатие соединяющих лопатки связей (бандажные полки установлены непосредственно в периферийном сечении, проволочные связи – вблизи него). База пары датчиков S при регистрации колебаний бандажированных лопаток выбирается достаточно малой, а при регистрации колебаний небандажированных лопаток сравнительно большой для того, чтобы за время прохождения лопаткой расстояния S фаза колебаний изменилась на противоположную. В дальнейшем ограничимся рассмотрением особенностей измерения колебаний небандажированных лопаток.

Преимущества ДФМ заключаются в регистрации колебаний всех лопаток ступени и практически неограниченном времени контроля, недостатки — в регистрации не всего процесса, а только его дискретных значений один раз за оборот и определении амплитуд или взаимных смещений, а не деформаций (напряжений).

Естественно, что, кроме амплитуды, необходимо знать также собственную частоту и форму, т.к. только в этом случае можно надежно связать амплитуды и напряжения. При регистрации некратных дисковых колебаний (срывных или автоколебаний) их частоту и число узловых диаметров можно найти, проанализировав результаты измерений, выполненных с помощью нескольких пар датчиков ДФМ [4]. Более сложной является задача определения с помощью датчи-ков ДФМ частоты кратных (резонансных) колебаний при изменении частоты вращения ротора.

Для идеальной циклически-симметричной системы максимальное изменение показаний датчиков при прохождении резонансной кривой ΔS<sub>max</sub> будет определяться выражением:

$$\Delta S_{max} = 2Atg\beta sin(kS/2R), \qquad (1)$$

где А – амплитуда колебаний (одинаковая для всех лопаток, т.к. колебания носят характер «бегущей волны»), β – угол между средней линией профиля периферийного сечения в плоскости установки датчиков ДФМ и осью турбины (при больших радиальных зазорах на величину угла необходимо вводить поправку, определяемую тарировкой), k - кратность колебаний (k = m),S – база датчиков, R – радиус установки датчиков ДФМ (внутренний радиус козырька диафрагмы, в котором закреплены датчики). Величина  $\Delta S_{max}$  не зависит от координат установки датчиков, хотя закон изменения величин  $\Delta S$  от оборотов в процессе перехода через резонанс в зависимости от координат может быть совершенно различным [1]. Теоретически кратность колебаний можно определить, сравнивая результаты измерений, выполненных с помощью пар датчиков с разными базами. Необходимо учитывать, что практически всегда имеются отклонения от циклической симметрии, измерения выполняются хотя и с высокой, но ограниченной точностью, а тригонометрические функции не являются однозначными. Все это затрудняет надежное определение кратности колебаний при использовании формулы (1).

На практике, однако, именно отклонения от циклической симметрии могут быть использованы для определения частоты и кратности резонансных колебаний. В [2] показано, что при измерениях с помощью ДФМ интенсивность отклонений от циклической симметрии характеризуется величиной параметра  $\Delta f/f\delta$ , где  $\Delta f$  – различия в частотах двух форм с одинаковыми числами узловых диаметров m, f - среднее арифметическое значение двух частот,  $\delta$  – декремент колебаний. Если выполняется соотношение  $\Delta f/f\delta \rightarrow 0$ , то систему можно рассматривать как циклически-симметричную, если величина параметра велика, то переход через резонанс для каждой из форм можно рассматривать независимо. В случае, когда взаимным влиянием двух форм пренебречь нельзя, величины  $\Delta S_{max}$  для разных лопаток будут отличаться друг от друга, т.е. будут зависеть от угловой координаты ф по окружности колеса. Можно показать, что будет справедливо следующее выражение:

$$\Delta S_{\max}(\varphi) = C_1 + C_2 \sin(2m\varphi + \alpha), \qquad (2)$$

где при  $\Delta f/f\delta \rightarrow 0$  выполняются приближенные соотношения: C<sub>1</sub> $\rightarrow$ 2Atg $\beta$ sin(kS/2R), C<sub>2</sub> $\rightarrow 0$ .

Использование формулы (2) при анализе результатов измерений с помощью датчиков ДФМ позволяет определить число узловых диаметров m, а значит – и кратность колебаний k = m (если бы выполнялось условие k  $\neq$  m, то вместо одного слагаемого sin(2m $\phi$ + $\alpha$ ) появилось бы два слагаемых, изменяющихся по закону sin[(m+k) $\phi$ + $\alpha$ <sub>1</sub>] и sin[(m-k) $\phi$ + $\alpha$ <sub>2</sub>]. Формула типа (2) имеет место и при выполнении замеров на фиксированных оборотах в процессе прохождения резонансной кривой.



Рис. 2. Зависимость показаний датчиков ДФМ от угловой координаты:

 1 — максимальное изменение показаний при прохождении всей резонансной кривой; 2 — изменение показаний на фиксированных оборотах

В качестве примера эффективного использования свойств системы с отклонениями от циклической симметрии, на рис. 2 представлены результаты измерений, выполненных с помощью датчиков ДФМ на электростанции в процессе останова мощной паровой турбины после сброса нагрузки.

Кривая 1 на рис. 2 соответствует максимальному изменению показаний для каждой из 96 лопаток ступени в процессе прохождения всей резонансной зоны, кривая 2 - изменению показаний на фиксированных оборотах. С учетом сказанного выше, очевидно, что были зарегистрированы дисковые колебания с 6 узловыми диаметрами, происходившие с шестой кратностью. Знание амплитуды, частоты и собственной формы колебаний позволяет достаточно надежно оценить величину максимальных динамических напряжений в лопатках в процессе перехода через резонанс. Из приведенных результатов следует также, что представительные данные об уровне максимальных напряжений в лопатках ступени можно получить по результатам обследования сектора длиной  $\pi/m$ .

#### Выводы и рекомендации

1. Из приведенных данных, полученных как с помощью тензометрии, так и ДФМ, следует,

что обследованные диски последних ступеней мощных паровых турбин с лопатками, соединенными замкнутыми на круг связями, представляют собой типичные системы с отклонениями от циклической симметрии.

2. Использование модернизированной методики ДФМ позволяет получить в эксплуатационных условиях надежные данные о вибрационном состоянии лопаток.

3. Учет особенностей колебаний систем с отклонениями от циклической симметрии дает возможность провести более глубокий анализ результатов измерений, выполненных с помощью датчиков ДФМ: например, по распределению амплитуд колебаний по окружности колеса может быть определена собственная частота и форма кратных резонансных колебаний при использовании показаний только одной пары датчиков.

4. При проведении тензометрических испытаний, учитывая ограниченный объем измерений,

целесообразно подробно обследовать сектор лопаток длиной  $\pi/m$ .

#### Перечень ссылок

1. Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с.

2. Боришанский К.Н. Методика контроля вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин. Учебное пособие. — Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ), 2003. — 111 с.

3. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

4. Боришанский К.Н. Автоколебания рабочих лопаток паровых турбин. Измерения, анализ, меры борьбы. — Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ), 2004. — 59 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### Borishanskiy K.N., Grigoriev B.E., Grigoriev S.U., Miasnikova G.V., Naumov A.V., Reznichenko I.V.

## PECULIARITIES OF VIBRATION OF BLADED DISKS WITH SMALL DEFLECTIONS FROM CYCLIC SYMMETRY

Розглянуто особливості коливань лопаток останніх ступенів потужних парових турбін, з'єднаних замкнутими на коло зв'язками, викликані неминучими на практиці відхиленнями облопачених дисків від ідеальних циклічно-симетричних систем. Експериментальні дані отримані як на стенді при випробуваних натурних обертових облопачених дисків, так і в експлуатаційних умовах. Дослідження в експлуатаційних умовах виконані за допомогою модернізованого варіанту дискретно-фазового методу (ДФМ). Показано, як отримані дані будуть використані для уточненого визначення власних частот і форм коливань. Сформульовано рекомендації щодо вибору оптимального числа і місць розташування датчиків ДФМ, що забезпечує отримання найбільшого обсягу інформації.

#### Парова турбіна, робоча лопатка, ротор, датчик, дискретно-фазовий метод, вібраційний стан

Peculiarities of vibration of power steam turbine blades, caused deflections from circular symmetry, are observed. Experimental data are received during vibration investigations of blades in Campbell-machine and in service. Experimental data in service are received by means of modernization variant of discrete-phase method. It is shown, how experimental results may be used for more accurately definition of natural frequencies and modes of blades. Recommendations for optimal mounting of strain gauges and discrete-phase method gauges are formulated.

Steam turbine, blade, rotor, gauge, discrete phase method, vibration behavior

УДК 621.438:621.822

### С.А. Букатый

ООО Научно-коммерческая фирма «СБК», г. Рыбинск, Россия

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ И СВОЙСТВ НАНОПОКРЫТИЙ НА ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕТАЛЕЙ ГТД

В статье рассмотрено влияние толщины и свойств материала нанопокрытий на частотные характеристики деталей с целью отстройки от резонансных колебаний. На основе теории колебаний стержней получены общие выражения для оценки степени влияния покрытий на собственные частоты деталей. На примере пластин с прямоугольным поперечным сечением сделана оценка влияния относительной толщины покрытий и показано, что независимо от свойств наноматериалов нано- и микроразмеры покрытий не приводят к сколько-нибудь значимому изменению собственных частот. Результаты расчета в первом приближении могут быть использованы для любых деталей.

Колебания, собственные частоты, наноматериалы, нанопокрытия

#### Введение

Вопросы повышения прочности и долговечности деталей ГТД, подверженных вибрационным нагрузкам и эрозионному износу, становятся особенно актуальными в связи с появлением новых наноматериалов с существенно отличающимися от основного материала свойствами. Решение этой проблемы может идти как по пути повышения эксплуатационных свойств детали за счет свойств покрытия, так и путем отстройки от резонансных частот, что часто является решающим фактором для таких деталей, как лопатки компрессора ГТД. В работе [1] рассматривается второе направление и с привлечением конечно-элементного анализа исследуется влияние толщины и свойств материала нанопокрытия на собственную частоту колебаний пластин с прямоугольным сечением. Однако ряд неверных положений и ошибок, допущенных в работе, привели авторов к неверным результатам, выводам и рекомендациям. Поэтому целью данной работы является корректная постановка задачи и исследование влияния толщины и свойств наноматериалов на собственные частоты деталей.

#### 1. Общие принципы решения задачи

Из теории изгиба балок известно выражение для относительных деформаций є материала на расстоянии *у* от нейтральной оси поперечного сечения

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho} , \qquad (1)$$

где р кривизна оси балки (в нашем случае достаточно длинную пластинку можно рассматривать как балку с прямоугольным поперечным сечением).

© С.А. Букатый, 2010 — **96** — ствия покрытия с основным материалом, на границе между пластиной и слоем покрытия из условия совместности деформаций следует равенство деформаций основного материала и покрытия  $\varepsilon_o = \varepsilon_n$ . Из-за разности модулей упругости материалов в детали и покрытии будут действовать различные напряжения и дополнительно необходимо рассмотреть влияние различия диссипативных свойств материалов на собственные частоты.

Следовательно, при рассмотрении взаимодей-

В соответствии с поставленной в [1] задачей будем рассматривать изгибные колебания консольно закрепленного стержня. Тогда в соответствии с [2] собственные частоты такого стержня или достаточно длинной пластинки с постоянным сечением определяются следующим выражением

$$p_k = \frac{\lambda_k^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho F}},\tag{2}$$

где E и  $\rho$  – соответственно модуль упругости и плотность материала стержня; l, I и F – длина стержня, момент инерции и площадь поперечного сечения;  $\lambda_k$  – корни уравнения

частот:

$$\lambda_k = 0,5\pi(2k-1)$$
 при  $k > 4.$  (3)

Из выраже́ния (2) следует, что независимо от соотношения толщины и свойств материалов основного и покрытия, собственная частота стержия в зависимости от номера формы колебаний не может оставаться неизменной, как показано в [1], а должна изменяться пропорционально числам  $\lambda_k^2$ .

#### 2. Результаты исследования

Известно, что диссипация энергии или силы сопротивления слабо влияют на собственные частоты колебаний. Например, при декременте  $\delta = \ln A_1 / A_2 = \ln 2 = 0,693$ , собственная частота равна  $p_1 \approx 0,594 p_1$ . Здесь  $A_1$  и  $A_2$  – две соседние амплитуды затухающих колебаний; p0- собственная частота при отсутствии сил сопротивления. Т.о., даже при интенсивном затухании колебаний с декрементом  $\delta = 69.3\%$  изменение частоты от действия сил сопротивления составляет всего ~0,6%. В работе [3] показано, что наибольшие величины декремента, наблюдаемые у образцов с покрытием из иттрия толщиной до 130 мкм, не превышают 1%. Изменение частоты при таких декрементах будет порядка 10-3-10-4% и, следовательно, влиянием демпфирующих способностей покрытий на собственные частоты можно пренебречь.

Из выражения (2) следует, что собственные частоты стержней зависят от величин EI и  $\rho F$ . Чтобы выяснить, какие соотношения физикомеханических свойств и толщин основного материала и покрытия приведут к существенному изменению собственных частот, обозначим в (2) выражение под корнем через C и выразим величины EI и  $\rho F$  через  $E_1I_1$ ,  $\rho_1F_1$  и  $E_2I_2$ ,  $\rho_2F_2$ , соответствующие основному материалу и слою покрытия:

$$C = \sqrt{\frac{EI}{\rho F}} = \sqrt{\frac{E_1 I_1 + E_2 I_2}{\rho_1 F_1 + \rho_2 F_2}} = \sqrt{\frac{E_1 I_1 (1 + \alpha_E \alpha_I)}{\rho_1 F_1 (1 + \alpha_\rho \alpha_F)}} =$$
$$= C_0 \sqrt{\frac{1 + \alpha_E \alpha_I}{1 + \alpha_\rho \alpha_F}},$$
(4)

где

$$C_0 = \sqrt{\frac{E_1 I_1}{\rho_1 F_1}}; \alpha_E = \frac{E_2}{E_1}; \alpha_I = \frac{I_2}{I_1}; \alpha_\rho = \frac{\rho_2}{\rho_1}; \alpha_F = \frac{F_2}{F_1}$$

Величины коэффициентов  $\alpha_E$  и  $\alpha_\rho$  известны

по условию. Для оценки коэффициентов  $\alpha_I$  и  $\alpha_F$  воспользуемся схемой пластины с прямоугольным сечением и постоянной шириной *b* (рис.1), используемой в работе [1]. В этом случае  $\alpha_F$  и положение нейтральной оси поперечного сечения определяются выражениями

$$\alpha_F = \frac{bh_2}{bh_1} = \frac{h_2}{h_1}, \quad h_{\rm HO} = \frac{E_1h_1y_1 + E_2h_2y_2}{E_1h_1 + E_2h_2}, \quad (5)$$

где  $y_1 = h_2 + 0.5h_1$ ,  $y_2 = 0.5h_2$  — координаты центров тяжести поперечных сечений пластины и покрытия.



Рис. 1. Схема пластины с покрытием

Чтобы упростить выражение  $h_{\rm HO}$  введем параметр  $\beta = E_2 h_2 / E_1 h_1 = \alpha_E \alpha_F$ . Тогда

$$h_{\rm HO} = \frac{y_1 + \beta y_2}{1 + \beta} \,. \tag{6}$$

Расстояния от нейтральной оси до центров тяжести сечений  $e_1$  и  $e_2$  будут определяться соотношениями

$$e_1 = h_2 + 0.5h_1 - h_{\rm HO}, \qquad e_2 = h_{\rm HO} - 0.5h_2,$$

а выражения для моментов инерции поперечных сечений будут иметь вид

$$I_1 = \frac{bh_1^3}{12} + bh_1e_1^2, \quad \text{и} \quad I_2 = \frac{bh_2^3}{12} + bh_2e_2^2.$$

Тогда выражение для  $\alpha_I$  можно представить в следующем виде

$$\alpha_{I} = \frac{h_{2}^{3} + 12h_{2}e_{2}^{2}}{h_{1}^{3} + 12h_{1}e_{1}^{2}} = \frac{\alpha_{F} \left[ \alpha_{F}^{2} (1+\beta)^{2} + 3(1+\alpha_{F})^{2} \right]}{(1+\beta)^{2} + 3\beta^{2} (1+\alpha_{F})^{2}} \cdot$$
(7)

Следовательно, задавая свойства материалов *E* и  $\rho$  пластины и покрытия, в зависимости от соотношения толщин  $h_2$  и  $h_1$  можно сделать оценку изменения частоты пластины через относительный параметр  $\eta$ :

$$\eta = \left(\sqrt{\frac{1 + \alpha_E \alpha_I}{1 + \alpha_\rho \alpha_F}} - 1\right) \times 100\%.$$
(8)

Результаты расчетов в системе Mathcad, приведенные в таблице, показывают, что для пластины из титанового сплава покрытие, обладающее свойствами стали, уже при  $\alpha_F = h_2/h_1 \le 0,01$ не оказывает существенного влияния на собственные частоты, которые зависят от жесткости пластины. Для изменения частот, например, для отстройки от резонанса, необходимы покрытия достаточной толщины, величину которой следует подбирать с учетом физико-механических свойств обоих материалов. С этой целью, например, используется покрытие в работе [4], где снижение вибраций дизель-генераторов и судовых конструкций достигалось путем демпфирования и изменения частот колебаний за счет присоединенной массы мастичных покрытий, толщина которых составляла "... от 0,5 до 2 толщин основания, на которое оно наносилось".

Влияние толщины покрытия на изменениесобственной частоты колебаний пластины

$\alpha_F = h_2 / h_I$	0,1	0,05	0,01	0,001	0,0001	0,00001
$\alpha_I$	0,375	0,167	0,031	0,003	0,0003	0,00003
η, %	18,63	8,94	1,74	0,174	0,0174	0,00174
Свойства материалов	$E_1 = 1,15 \cdot 10^5 \text{ M}\Pi a$ $E_2 = 2,00 \cdot 10^5 \text{ M}\Pi a$ $\alpha_E = 1,739$			$\begin{array}{l} \rho_1 = 4,51\cdot 10^3 \ \ \ \kappa \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ $		

#### Заключение

Жесткость деталей зависит от величины модуля упругости материала и момента инерции поперечного сечения. Поскольку соотношение модулей упругости и плотностей основного материала и какого-либо наноматериала не может превышать одного порядка, то, учитывая соотношение моментов инерции поперечных сечений пластины и покрытия  $\alpha_I$  (см. таблицу), действительные нано- и даже микро-покрытия не могут привести к какому-либо значащему изменению собственных частот. Данный вывод, несомненно, справедлив для любых деталей типа стержень, т.к. результаты, полученные для пластин с прямоугольным сечением, в соответствии с выражениями (4) несложно распространить на детали с произвольным сложным сечением. Полученные выражения могут быть использованы как для оценки возможного изменения собственных частот, так и для разработки мероприятий для отстройки от резонансных частот деталей компрессора и турбины ГТД.

#### Перечень ссылок

1. Исследование влияния толщины и свойств нанопокрытия пластины на ее частотные характеристики / А.Л. Михайлов, С.М. Скирта, А.В. Пахоменков, В.С. Чигрин // Сборка в машиностроении, приборостроении. –2007. –№11. –С. 24–26.

2. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том3// Под ред. д-ра техн. наук И.А.Биргера и чл.-корр. АН Латвийской ССР Я.Г. Пановко – М.: Машиностроение, 1968. – 567с.

3. Устинов А.И. Исследование демпфирующей способности плоских образцов из титанового сплава Ti-6%Al-4%V с покрытиями из олова и иттрия / А.И.Устинов, Б.А. Мовчан, В.С.Скородзиевски // Проблемы прочности. -2001. -№4. -С.55-61.

4. Минасян М.А. Снижение вибрации дизельгенераторов и судовых конструкций за счет демпфирования мастичными покрытиями / М.А. Минасян, В.В. Медведев // Судостроение. — 2006. —№3. —С.36—38.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### S.A. Bukaty

## THE RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THICKNESS AND PROPERTIES OF NANO-COATING UPON THE FREQUENCY CHARACTERISTIC OF GAS TURBINE PARTS PLATES

У статті розглянуто вплив товщини і якостей матеріала нанопокриттів на частотні характеристики деталей з ціллю виходу від резонансних коливань. На основі теорії коливань стержнів отримані спільні висловлювання для оцінки впливу покриттів на власні частоти деталей. На прикладі пластин з прямокутним поперечним січінням зроблена оцінка впливу відносної товщини покриттів і показано, що незалежно від якостей наноматеріалів нано- і мікророзміри покриттів не приводять до помітної зміни власних частот. Результати розрахунку в першому приближенні можуть бути використані для любих деталей.

#### Коливання, власні частоти, наноматеріали, нанопокриття

The influence of thickness and properties of nano-coating material upon the frequency characteristic of parts with the purpose of tune-out of the resonance vibrations is examined here. General expressions for the estimation of influence of coating upon the natural frequency of parts based on the bar vibration theory. On the example of the rectangular plates is shown that nanosize and micro-size of the coating is not to be sufficient avail concerning to changes of the natural frequency irrespective of the material properties of the coating. As the first approximation results of the solution can be used for any parts.

Vibration, self-resonant frequency, nano-material, nano-coating

УДК 629.7.03.018

### О.Н. Былинкина, Б.Б. Коровин

Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ БИРОТАТИВНОГО ВИНТОВЕНТИЛЯТОРА В КАПОТЕ ПРИ РАССОГЛАСОВАНИИ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ЕГО РОТОРОВ

Проанализированы особенности изменения составляющих колебаний элементов переднего колеса биротативного винтовентилятора с разновращающимися колесами в капоте при нерасчетном рассогласовании их частот вращения. Обсуждены возможные механизмы генерации рассматриваемых колебаний и кратковременного повышения вибраций двигателя на переходных режимах его работы. Показана приемлемость вибронагруженности всех обследованных элементов винтовентилятора в проверенной области рассогласования частот вращения его колес при работе в составе демонстрационного редукторного ТВВД сверхбольшой степени двухконтурности. Выявлены области кинематического и аэродинамического возбуждения лопастей переднего винтовентилятора на указанных нерасчетных режимах

Турбовинтовентиляторный двигатель (ТВВД), винтовентилятор в капоте, лопасти, редуктор, комбинационные колебания, вибронагруженность, спектр, гармоника, амплитудная модуляция

#### Введение

Ввиду актуальности освоения авиационных газотурбинных двигателей сверхбольшой степени двухконтурности сложных схем и большой размерности, исследования динамики их узлов представляют научный и практический интерес. Настоящая публикация посвящена экспериментальным исследованиям колебаний элементов переднего колеса винтовентилятора демонстрационного ТВВД редукторной схемы с двухрядным биротативным винтовентилятором в капоте при нерасчетной раскрутке заднего винта.

#### 1. Формулирование проблемы и методы ее решения

Биротативный винтовентилятор в капоте для большеразмерных (тягой 18-20т с миделем ≈ 3м) ТВВД редукторной схемы представляет собой сложную динамическую систему. Кинематическая схема двигателя позволяет достаточно большое рассогласование частот вращения разновращающихся колес винтовентилятора. Учитывая большой диаметр винтовентилятора (BB), наличие регулируемых поворотных лопастей и высоконагруженного дифференциального редуктора, динамические эффекты, возникающие при таком рассогласовании должны быть хорошо изучены. Частично указанная задача была уже рассмотрена в работе [1], в которой авторами проанализированы комбинационные колебания лопастей переднего колеса винтовентилятора с частотой, равной сумме частот вращения переднего (ПВ) и заднего (ЗВ) колес винтовентилятора. В работе, в частности, было показано, что превалирующим фактором возбуждения таких колебаний является окружная неравномерность, вносимая задним винтом. При этом не исключалась и возможность кинематического возбуждения комбинационных колебаний лопастей ПВ на некоторых режимах за счет модуляционного взаимодействия роторных вибраций, вызываемых дисбалансами ПВ и ЗВ, осуществляемого через межвальные подшипники узла винтовентилятора.

Цель настоящей работы — уточнение природы возбуждения всех значимых составляющих колебаний обследуемых элементов переднего колеса биротативного винтовентилятора и виброактивности узла **BB** в процессе нерасчетной раскрутки его заднего винта.

Исследования базируются на материалах тензометрирования и вибрографирования полноразмерного демонстрационного двигателя при его работе на летающей лаборатории ЛИИ им. М.М. Громова [2].

При анализе материалов тензометрирования использовались замеры переменных напряжений, выполненные с помощью ограниченного числа тензодатчиков, наклеенных в представительных местах пера лопасти и у комля, а также на вале переднего колеса BB. Все указанные датчики

© О.Н. Былинкина, Б.Б. Коровин, 2010

были ориентированы для оценки преимущественно изгибных форм колебаний. Уровень переменных напряжений в обследуемых элементах винтовентилятора определялся по оцифрованным тензосигналам методом огибающей.

Вибрации двигателя оценивались в полосе роторных частот 10.380 Гц по СКЗ вибросигналов штатных замеров по оси Z в плоскостях опоры редуктора, передней опоры КНД и опоры турбины -  $V_{peg} Z_{uur}$ ,  $V_{no} Z_{uur}$ ,  $V_{on,T} Z_{uur}$  соответственно, а также по экспериментальным замерам по осям X и У на редукторе ( $V_{peg,x}$ ,  $V_{peg,y}$ ) и по оси У на передней опоре ( $V_{no,y}$ ). При идентификации источников колебаний использовались методы спектрального анализа вибропроцессов с разрешением 1Гц, цифровая фильтрация их узкополосных составляющих с разрешением 3 Гц, корреляционный анализ результатов обработки, диаграмма Кемпбелла и математические модели возбуждения колебаний в турбомашинах [1], [3].

На рис. 1 показан горизонтальный разрез винтовентилятора, а на рис. 2 - схема препарирования двигателя тензо- и вибродатчиками, сигналы с которых анализировались в настоящих исследованиях.



Рис. 1. Горизонтальный разрез винтовентилятора



Рис. 2. Схема препарирования двигателя тензо- и вибродатчиками

Анализ выполнялся с помощью разработанного в ЛИИ программно-аппаратного комплекса, предусматривающего цифровую обработку объединенных баз данных о высокочастотной и сопровождающей низкочастотной информации при высокой степени автоматизации вторичной обработки вибропроцессов [4].

#### 2. Результаты исследований

Согласно ТУ на двигатель, максимальная расчетная частота вращения колес BB составляет 1720 об/мин, а допуск отклонения частот вращения переднего и заднего колес BB от величины, заданной программой регулирования, для установившихся режимов не должен превышать  $\pm 6.2$  об/мин (0,1Гц).

Предметом настоящих исследований являются колебания винтовентилятора, возникающие при нерасчетной раскрутке заднего винта ( $|N_{3B}|$ >  $|N_{\Pi B}|$ ). Указанные колебания наблюдались на режиме малого газа (МГ) и в процессе перехода на режим 0,4 максимального полетного (0,4МП) при величине рассогласования частот вращения переднего (ПВ) и заднего (ЗВ) колес ВВ в диапазоне 10...690 об/мин (0,16...11,5Гц).

В спектрах вибропроцессов всех обследованных элементов переднего колеса винтовентилятора в процессе раскрутки заднего винта присутствовали составляющие колебаний с роторными частотами ПВ и ЗВ, с комбинационными частотами, равными сумме и разности роторных частот (условимся обозначать их ПВ+ЗВ и ЗВ-ПВ) а также с удвоенной роторной частотой 2ПВ.

Здесь и далее по тексту аббревиатура ПВ и ЗВ означает источник колебаний, а цифры либо их отсутствие - целочисленную кратность частоты соответствующих составляющих колебаний. Например, ПВ1 (ПВ) означает составляющую колебаний с частотой вращения переднего колеса ВВ, 2ПВ - составляющую с частотой второй кратности к роторной частоте ПВ, а 1ПВ+1ЗВ (ПВ+3В) - составляющую с частотой, равной сумме частот вращения колес переднего и заднего ВВ.

Сложность идентификации вышеуказанных колебаний, заключается в том, что их одноименные составляющие могут иметь как аэродинамическую, так и кинематическую природу, каждая из которых допускает взаимное модулирующее воздействие [1].

При дефиците замеров в эксперименте (отсутствие данных о переменных напряжениях в элементах ЗВ, нет замера полей неравномерности за венцом ПВ) попробуем уточнить наши представления о природе колебаний анализом взаимного протекания различных составляющих этих колебаний в процессе раскрутки ЗВ. Изменение по времени интенсивности каждой из составляющих ПВ, ЗВ, ПВ+ЗВ, ЗВ-ПВ и 2ПВ в процессе нерасчетного рассогласования частот вращения ПВ и ЗВ для лопасти, комлевой части и вала ПВ показано на рисунках 3 и 4.



Рис. 3. Изменение по времени интенсивности составляющих ПВ, 3В, ПВ+3В, 3В-ПВ для вала, комля и лопасти ПВ, а также частот вращения рабочих колес ПВ и 3В при раскрутке заднего винта



Рис. 4. Изменение по времени интенсивности составляющей 2ПВ для вала, комля и лопасти ПВ, а также частот вращения рабочих колес ПВ и ЗВ при раскрутке заднего винта

Как можно видеть из рассмотрения рис. 3d, максимальная вибронагруженность (не более 1,0 кг/мм<sup>2</sup>) для составляющей первой роторной гармоники ПВ отмечена в вале. Вибронагруженность комля и пера лопасти, как правило, существенно ниже, чем в вале, за исключением двух узких зон 1 и 2, соответствующих главным локальным минимумам нагружения в вале, которое оказывается близким к локальным максимумам в лопасти и комле ПВ.

Первая из этих зон соответствует существенному рассогласованию частот вращения колес вблизи максимума этого рассогласования для его первого «всплеска», а вторая — окончанию более протяженного второго «всплеска» при одной и той же величине рассогласования (  $\approx 20\%$  от диапазона изменения N<sub>вв</sub>). Максимальные переменные напряжения в вале и лопасти при этом не превышали величины 0,5 кг/мм<sup>2</sup>.

Примечательно, что еще один максимум нагруженности комля и лопасти при одновременном главном максимуме нагружения в вале, составляющем 1 кг/мм<sup>2</sup>, соответствовал такой же величине рассогласования частот вращения ПВ и ЗВ.

Рисунок 3 с иллюстрирует вибронагруженность элементов ПВ, вызываемую дисбалансом заднего винта. Роторные колебания ЗВ передаются на элементы ПВ через вал ПВ, который вращается внутри заднего, обеспечивая их взаимную центровку и опору с помощью шарикового и роликового межвальных подшипников.

На начальном этапе раскрутки (зона «Н», Nзв = 60-95%) эта нагруженность на частоте вращения ЗВ близка к нагруженности, вызываемой первой роторной гармоникой ПВ в той же зоне (см. рис. 3 d). Правее первого «всплеска» рассогласования прямое влияние дисбаланса ЗВ на динамическое нагружение ПВ значительно слабее.

Оно проявляется в наличии нескольких локальных максимумов для вала и небольшой зоны «а», характеризующейся одновременным локальным максимумом для вала, лопасти и комля в конце второго «всплеска» рассогласования при максимальной вибронагруженности не более 0,7 кг/мм<sup>2</sup> для вала и 0,4 кг/мм<sup>2</sup> для комля и лопасти и наличии достаточно протяженных зон с существенным рассогласованием частот вращения ПВ и 3В, в которых вибронагруженность с частотой 3В на элементы ПВ практически не передается.

Совместное рассмотрение рисунков 3b и 3a, на которых представлено протекание по времени интенсивности комбинационных составляющих ПВ+3В и 3В-ПВ для вала, лопасти и комля ПВ в процессе раскрутки заднего винта, позволяет идентифицировать природу этих колебаний на различных стадиях раскрутки.

В частности, превалирование нагруженности вала в течение обоих «всплесков» рассогласования для ПВ+ЗВ и ЗВ-ПВ позволяет объяснить происхождение этих колебаний за счет кинематического взаимодействие роторов ПВ и ЗВ через межвальные подшипники по схеме амплитудной модуляции [1], где в качестве носителя несущей частоты выступает более нагруженный задний винт

$$A_{\Pi B} \cos 2\pi f_{\Pi B} t * A_{3B} \cos 2A_{3B} t = 1/2 A_{3B} A_{\Pi B} \times \\ \times [\cos 2(f_{3B} - f_{\Pi B})t + \cos 2(f_{3B} + f_{\Pi B})t]$$
(1)

Здесь А<sub>зв</sub> и А<sub>пв</sub> – амплитудные значения роторных вибраций соответственно для колес-

носителей несущей частоты  $f_{_{3B}}$  и модулирующей  $f_{_{IIB}}$  частот колебаний.

<sup>111</sup> Именно этому соотношению удовлетворяют соответствующие частоты составляющих спектров, рассчитанных для переменных тензосигналов, на временных интервалах рис. 3 b и 3 а, где вибронагруженность вала превалирует (см., например, рис. 5).



Рис. 5. Иллюстрация амплитудной модуляции колебаний по спектрам тензосигнала вала, лопасти и комля ПВ (Nпв=75%, Nзв=102%)

Выраженные максимумы вибронагруженности в комле и лопасти для ПВ+3В при практически постоянных и малых уровнях нагружения вала в начале раскрутки (зона «Н») и после второго «всплеска» рассогласования (зона «К») очевидно имеют аэродинамическую природу. С большой вероятностью их можно отнести к вибрационному отклику на аэродинамическое воздействие вращающейся неравномерности параметров потока, создаваемой вращением заднего колеса ВВ [1]. При этом составляющая ЗВ-ПВ, как можно видеть из рассмотрения рис. 3 а, отсутствует.

Следует отметить значимый уровень составляющей переменных напряжений ПВ+ЗВ (до 1,9, 1,75 кг/мм<sup>2</sup> для комля и 1,7, 1,3 кг/мм<sup>2</sup> для лопасти соответственно в зоне «Р» и «К») при аэродинамическом возбуждении и существенно меньший уровень (не более 1,0 и 0,25 кг/мм<sup>2</sup> для комля и лопасти) при кинематическом. Переменные напряжения составляющей ЗВ-ПВ не превышали 0,6 кг/мм<sup>2</sup> для вала и 0,25 кг/мм<sup>2</sup> для комля и лопасти. Как можно видеть из рассмотрения рис. 4, составляющая 2ПВ наиболее значима (до 1,9 и 1,55 кг/мм<sup>2</sup>) в комле и лопасти на режимах, соответствующих резонансу второй гармоники возбуждения. Обращает на себя внимание полное совпадение протекания интенсивности 2ПВ и ПВ+3В (см. рис. 3 b и 4) в зоне «Р», что свидетельствует о совпадении частот составляющих 2ПВ и ПВ+3В для комля и пера лопасти на режиме резонанса при  $N_{\rm IB}$  = Npeз, а, следовательно, и о возможном векторном сложении указанных составляющих [1].

Сказанное подтверждается и рисунком 6.



Рис. 6. Иллюстрация совпадения составляющих колебаний 2ПВ и ПВ+3В: а – для комля, б – для лопасти при переходе с режима МГ на 04МП в условиях раскрутки 3В

Из его рассмотрения, в частности, видно совпадение интенсивности составляющих 2ПВ и ПВ+3В и высокая корреляция суммарного тензосигнала с указанными составляющими при проходе через резонанс лопасти, вызываемой 2-й гармоникой возбуждения, в процессе перехода с режима МГ на 0,4МП, сопровождавшемся раскруткой 3В.

Рассмотрим проявление виброактивности ВВ на статоре двигателя при нерасчетной раскрутке заднего винта. Особенности этого проявления иллюстрируются рисунком 7, на котором представлено изменение узкополосных составляющих вибраций 1ПВ, 1ЗВ, ПВ+ЗВ и ЗВ-ПВ в процессе раскрутки заднего винта по штатному замеру вибраций V<sub>ред</sub> Z<sub>ШТ</sub>.



Рис. 7. Иллюстрация роли составляющих 1ПВ, 13В, 2ПВ, 3В-ПВ и ПВ+3В в виброактивности винтовентилятора по замеру VpeдZшт при раскрутке заднего винта

Из рассмотрения рисунка 7 видно, что максимальные вибрации отмечены для составляющих ПВ и ЗВ в зоне «Р», в которой наблюдаются максимальные переменные напряжения в комле и лопасти ПВ для составляющих 2ПВ и ПВ+ЗВ при совпадении их частот на режиме резонанса лопастей ПВ, вызываемого второй гармоникой возбуждения (см. рис. 3 и 4). Похожее протекание уровня роторных вибраций ПВ и ЗВ, практически с таким же максимальным забросом, отмечалось и при штатном переходе с режима МГ на 0,4МП (см. рис. 8 а).

Повышенные вибрации на этом режиме нельзя объяснить реакцией роторной системы на загрузку винтов.



Рис. 8. Виброактивность винтовентилятора по штатному VpeдZшт (а) и экспериментальному Vpeд Y (б) замерам при штатном переходе с режима МГ на 0,4МП

При штатной работе затяжеление обоих винтов в соответствии с программой регулирования происходило в эксперименте после спада вибраций, а в случае раскрутки заднего винта указанное затяжеление имело место только для переднего винта, но также уже после спада вибраций.

Доминирование составляющих вибраций ПВ и ЗВ на указанных режимах отмечены только по оси Z при полном отсутствии подобного доминирования вибраций по осям Y и X (см., например, рис. 86). Поэтому повышенную виброактивность двигателя по оси Z можно отнести за счет резонансных колебаний двигателя относительно его узлов подвески в указанном направлении, как твердого тела.

Указанное явление проявлялось при всех проходах частот вращения ПВ и ЗВ в диапазоне  $N_{\phi \mu 3} = 58,8-69\%$  (16,8-19,8 Гц) при прямой зависимости интенсивности вибраций от темпа изменения оборотов (чем больше темп, тем меньше вибрации) и небольшом смещении максимума вибраций при этом.

Максимум суммарных вибраций с небольшим превышением нормируемых значений по СКЗ в роторной полосе частот на режиме перехода от МГ к 0.4МП, кратковременно отмечался, как при штатной работе программы регулирования, так и в условиях небольшого 68/ 69% (19.7/20Гц) нерасчетного рассогласования частот вращения ПВ и ЗВ. Сказанное иллюстрируется рисунками 7 и 8 а).

Из рассмотрения указанных рисунков также видно, что все другие составляющие вибраций, включая и комбинационные, существенно меньше, чем составляющие ПВ и ЗВ. При этом в отличие от роторных деталей ВВ составляющая ЗВ-ПВ на статоре оказалась большей, чем ПВ+ЗВ, и отмечалась не только в зонах максимальных «всплесков» рассогласования, но и в зоне «Р». Максимальный уровень комбинационной составляющей ЗВ-ПВ не превышал величины 20 мм/с в зоне «а», которая оказалась чуть ниже уровня составляющей ПВ на этом режиме (см. рис. 7).

Обращает на себя внимание высокая корреляция между уровнями составляющих ПВ, ЗВ, ЗВ-ПВ и ПВ+ЗВ для вибросигнала на статоре двигателя при раскрутке ЗВ, что косвенно свидетельствует о кинематической природе возникновения комбинационных колебаний.

Представляется существенным, что все значимые составляющие колебаний обследованных элементов ротора и статора, включая комбинационные составляющие ПВ+3В и ЗВ-ПВ, при нерасчетном рассогласовании частот вращения ПВ и ЗВ в процессе раскрутки заднего винта не приводили к неприемлемому суммарному уровню переменных напряжений и вибраций для всех мест их замера на двигателе.

#### Заключение

В виброактивности роторных элементов винтовентилятора обследованного ТВВД основную роль играет аэродинамика. Комбинационные составляющие ПВ+3В и ЗВ–ПВ кинематической природы пренебрежимо малы и наблюдаются при максимальных нерасчетных рассогласованиях частот вращения разновращающихся колес ВВ.

Максимальные вибрации двигателя связаны с его колебаниями как твердого тела. Они кратковременно наблюдаются при переходах с режима МГ на 0,4 МП и обратно, слегка превышая нормируемые значения как в штатной ситуации, так и в случае нерасчетного рассогласования частот вращения переднего и заднего колес BB.

Полученные результаты свидетельствуют об удачности конструкторских решений в части обеспечения вибрационной надежности обследованного демонстрационного редукторного ТВВД большой размерности и сверхбольшой степени двухконтурности с закапотированным биротативным винтовентилятором.

#### Перечень ссылок

1. Коровин Б.Б., Былинкина О.Н., Стасевич А.А. Экспериментальные исследования комбинационных колебаний лопастей биротативного винтовентилятора. // Авиационно-космическая техника и технология.-2009.-№8/65.-С.62-68.

2. Бычков В.И., Коровин Б.Б., Данковцев Н.А., Былинкина О.Н., Стасевич А.А. и др. Результаты наземных и летных испытаний опытного двигателя НК-93 на летающей лаборатории Ил-76 №3908 // Научно-технический отчет ЛИИ №189-08-III.-2008.-214 с.

3. Динамика авиационных двигателей./ Под ред. Биргера И.А. и Шорра Б.Ф., М., Машиностроение, 1981.-480с.

4. Былинкина О.Н., Коровин Б.Б., Стасевич А.А. Программно-аппаратный комплекс для летно-прочностных испытаний авиационных ГТД нового поколения. // Авиационно-космическая техника и технология.-2005.-№9/25.-С.

Поступила в редакцию 21.05.2010 г.

#### O.N. Bylinkina, B.B.Korovin

### SHROUDED BIROTARY PROPFAN ELEMENTS VIBRATION ACTIVITIES INVESTIGATION WHILE PROPELLER DISCS ROTATION DISODERING

Проаналізовано особливості змін складових коливань елементів переднього колеса біротативного гвинтовентилятора з колесами у капоті, що різнообертаються при нерозрахованому розпогодженні їхніх частот обертання. Обмірковано можливі механізми генерації коливань, які розглядаються, і короткочасового підвищення вібрацій двигуна на перехідних режимах його роботи. Показано прийнятність вібронавантаженості усіх обстежених елементів гвинтовентилятора в перевіреній ділянці розпогодження частот обертання його коліс за умови роботи у складі демонстраційного редукторного ТВГД (турбогвинтовентиляторний двигун) надпотужної ступені двохконтурності. Виявлено області кінематичного та аеродинамічного збудження лопатей гвинтовентилятора на вказаних нерозрахованих режимах.

#### Турбогвинтовентиляторний двигун (ТГВД), гвинтовентилятор в капоті, лопаті, редуктор, комбінаційні коливання, вібронавантаження, спектр, гармонія, амплітудна модуляція

The peculiarity of vibration components changing for the head wheel elements of shrouded birotary propfan was researched while propeller discs speed disorder occur. Probable vibration generation mechanisms as well as a short engine vibration growth at unsteady engine mode are discussed. Acceptability of vibration load for all inspected propfan elements under examined field of propeller discs speed disorder was shown while running as a part of developed high-bypass turbofan. Engine mode areas for a head wheel fan vibration generation have been exposed as result of cinematic and aerodynamic effect.

High-bypass turbofan, shrouded propfan, fan, fan gearing, combinative oscillation, dynamic loading, spectrum, harmonic, amplitude modulation

## УДК 539.3

# Ю.С. Воробьев<sup>1</sup>, М.А. Чугай<sup>1</sup>, С.Б. Кулишов<sup>2</sup>, А.Н. Скрицкий<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины <sup>2</sup>ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Украина

# ВЛИЯНИЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ ОРИЕНТАЦИИ НА КОЛЕБАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГТД С МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКИМИ НЕОХЛАЖДАЕМЫМИ ЛОПАТКАМИ

Разработана методика и проведен анализ влияния ориентации кристаллографических осей и типа бандажных связей на спектр собственных частот, форм и распределение относительных напряжений на колебания рабочего колеса ГТД с монокристаллическими неохлаждаемыми лопатками. Приведены результаты численного анализа колебаний рабочего колеса со сплошной и разрезной бандажной связью с учетом влияния ориентации кристаллографических осей [001] и [111] на собственные частоты, формы колебаний и распределение относительных напряжений. Проведено сопоставление спектра собственных колебаний, форм и распределение напряжений в рабочих колесах для поликристаллических и монокристаллических лопаток с кристаллографической ориентацией [001] и [111].

#### Рабочее колесо, монокристаллический материал, кристаллографическая ориентация, бандаж, спектр частот, формы перемещений и напряжений

#### Введение

Повышение эффективности ГТД связано с ростом максимальной температуры газа. Поэтому, как для первой ступени газовой турбины, так и для последующих, используются монокристаллические жаропрочные сплавы, обладающие высокими жаропрочными свойствами [1-5]. НДС таких лопаток как при статических нагрузках, так и, особенно, при колебаниях существенно зависит от кристаллографической ориентации (КГО) материала. Выбор КГО материала связан с учетом ряда факторов, зависящих от геометрии лопатки, температурных полей, влияния центробежных сил и форм колебаний лопаток [2, 3], что приводит к актуальности исследований в этой области.

#### 1. Постановка задачи

Объектом исследования является бандажированное рабочее колесо газовой турбины, имеющее 80 монокристаллических неохлаждаемых лопаток. Венец лопаток имеет разрезную бандажную связь из цельнофрезерованных полок, которые имеют предварительный натяг и могут совершать взаимные перемещения при колебаниях.

Важной особенностью построения данной циклосимметричной модели является разбиение на сектора с помощью криволинейных поверхностей, учитывающих угол установки лопатки и заводки ее замка в паз, а также условия взаимного перемещения полок (рис. 1).

При этом контактные поверхности будут лежать внутри сектора и могут быть заданы условия про-

скальзывания полок, причем они могут варьироваться независимо от условий циклосимметрии.





#### 2. Численный анализ

Были проведены детальные исследования собственных частот, форм колебаний и распределения относительных напряжений для рабочего колеса с лопатками из поликристаллического и монокристаллического материала с азимутальными КГО [001] и [111]. Рассмотрены варианты для сплошной бандажной связи и при взаимном перемещении контактных поверхностей полок, как с сопротивлением, так и без сопротивления.

При колебаниях рабочего колеса с разрезной полочной связью происходит взаимное перемещение контактирующих поверхностей полок. Поэтому вначале проводится расчет статической де-

© Ю.С. Воробьев, М.А. Чугай, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий, 2010

ISSN 1727-0219 Вестник двигателестроения № 2/2010

- 105 -

формации лопатки под действием центробежных сил и под действием сил на контактных поверхностях полок. Этот расчет позволяет найти силу прижатия полок (натяг) во вращающемся колесе [5].

Анализ влияния взаимного перемещения полок без сопротивления и материала лопаток на собственные частоты рабочего колеса показал, что по сравнению с собственными частотами рабочего колеса со сплошной бандажной связью собственные частоты с разрезной связью существенно снижаются.

Собственные частоты рабочего колеса с поликристаллическими лопатками для зонтичных форм колебаний снижаются на 8-10%, так как при таких формах колебаний связь деформируется относительно слабо. Для форм с узловыми диаметрами собственные частоты снижаются от 15% (для формы с 1 узловым диаметром) до 50% для формы с 10 узловыми диаметрами. Далее снижение частот происходит до 60% для форм с 20 узловыми диаметрами.

Для рабочих колес с монокристаллическими лопатками с КГО [001] падение частот за счет разрезной связи без сопротивления составляет для зонтичных форм колебаний 11-12%, а для форм с узловыми диаметрами 15-63%.

Для рабочих колес с монокристаллическими лопатками с КГО [111] снижение частот за счет разрезной связи составляет 5-12% для зонтичных форм колебаний и 7,5-60%, для форм с узловыми диаметрами.

Здесь также сказывается повышение крутильной жесткости монокристаллических лопаток с КГО [001] и снижение крутильной жесткости лопаток с ориентацией [111], хотя проявляются эти различия на снижении частот за счет разрезных связей довольно слабо.

На основании результатов расчетов построены графики (рис. 2), показывающие изменение спектра частот рабочих колес с лопатками из разных материалов. На рис. 2 в качестве примера показано изменение спектра частот колеса с монокристаллическими лопатками с КГО [111]. Графики показывают не только снижение собственных частот, но и сгущение спектра частот. Этот факт оказывается весьма важным при отстройке от опасных резонансных режимов.

На рис. 3 - 4 представлены формы колебаний рабочего колеса со сплошной (рис. 3) и разрезной связью (рис. 4). Следует отметить, что формы колебаний колеса с сопротивлением взаимному проскальзыванию и без сопротивления для выбранной величины натяга изменяются мало. Также оказываются очень близкие формы колебаний рабочих колес с лопатками из разных материалов.

Анализ форм колебаний и распределения относительных интенсивностей напряжений показывает, что наибольшие изменения возникают при сопоставлении форм колебаний рабочих колес со сплошной бандажной связью и разрезной бандажной связью за счет взаимного перемещения полок.

Наименьшие изменения претерпевают формы зонтичных колебаний, так как при этих формах колебаний связи испытывают меньшие деформации, чем при формах колебаний с узловыми диаметрами.

За счет взаимного перемещения контактирующих поверхностей полочных связей существенно уменьшаются относительные напряжения в связях и периферийных частях лопаток. Формы колебаний лопаток становятся ближе к преимущественно крутильным. Поэтому наибольшие относительные напряжения наблюдаются как на входной, так и выходной кромках лопаток вблизи корневых сечений.

Материал лопаток влияет на характеристики системы с взаимным перемещением полок несколько иначе, чем для системы со сплошной бандажной связью.



Рис. 2. Сравнение частот нижней части спектра колебаний рабочего колеса при идентичных формах, монокристаллическая ориентация лопаток [001] в зависимости от типа связи



а Рис. 3. Форма перемещений (а) и поля интенсивностей напряжений (б) при колебаниях с 3-мя узловыми диаметрами, 1166 Гц



Рис. 4. Форма перемещений (а) и поля интенсивностей напряжений (б) при колебаниях с 5-ю узловыми диаметрами, 970,5 Гц (монокристаллическая лопатка с КГО [001], проскальзывание с сопротивлением)

При переходе от поликристаллического материала лопаток к монокристаллическому с ориентацией [001] для зонтичных колебаний собственные частоты возрастают на 2-2,2%, а при колебаниях с узловыми диаметрами на 2,2-11,5%. Это влияние заметно ниже, чем для системы со сплошной бандажной связью.

#### 3. Выводы

При анализе спектра частот рабочего колеса с бандажными связями в заданном диапазоне частот следует учесть, что на его формирование оказывают влияние лишь несколько первых частот единичной лопатки. Влияние материала лопаток на собственные частоты системы зависит от вида бандажной связи. Переход от поликристаллического материала к монокристаллическому для рабочего колеса со сплошной связью приводит к повышению собственных частот.

Сгущение спектра собственных частот для системы с разрезной связью может быть использовано при отстройке системы от резонансных режимов.

Формы перемещений мало зависят от материала лопаток и существенно от вида бандажной связи (сплошная или разрезная). Вид связи меньше влияет на формы зонтичных колебаний и больше на формы с узловыми диаметрами, это влияние увеличивается с ростом числа узловых диаметров.

Натяг полок слабо влияет на формы перемещений и напряжений. Распределение относительных интенсивностей напряжений заметно меняется при переходе от сплошной связи к разрезной. При этом снижаются относительные напряжения в связях и периферийной части лопаток и увеличиваются вблизи корневых сечений.

Для данного рабочего колеса наибольшие относительные напряжения наблюдаются в большинстве случаев на входной кромке лопаток вблизи корневого сечения для низших форм и периферийной части лопаток для высших форм. При ориентации КГО лопаток [001] формы колебаний лопаток становятся преимущественно крутильными, а наибольшие относительные напряжения наблюдаются как на входной, так и выходной кромках лопаток. При ориентации [111] формы колебаний лопаток ближе к изгибным.

КГО лопаток [111] обеспечивает более высокие собственные частоты рабочего колеса по сравнению с ориентацией КГО [001]. Выбор основной КГО материала лопаток следует производить с учетом всех факторов для разрабатываемой конструкции.

#### Перечень ссылок

1. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. и др. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.

2. Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования. Сб. научных трудов. Под ред. д.ф.-м.н., проф. Петерни Ю.К., д.т.н. Гецова Л.Б.

3. СПб, 2009. - Вып. 296. - С. 74-82, 282-306.

4. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // Авиационно-космическая техника и технология, 2005, №10(26). – С.55-59.

5. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Анализ колебаний лопаток турбомашин с учетом неоднородности материала // Надежность и долговечность машин и сооружений. — 2008. — №30 — С. 41-47.

6. Воробьев Ю.С., Дьяконенко К.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Анализ локализации напряжений при колебаниях рабочих колес и охлаждаемых лопаток ГТД. // Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – №35 – С. 29-43.

Поступила в редакцию 30.05.2010 г.

# Yu.S. Vorobyov, M.A. Chugay, S.B. Kulishov, A.N. Skritskij INFLUENCE OF CRYSTALLOGRAPHY ORIENTATION ON VIBRATIONS OF GAS-TURBINE WHEEL WITH THE SINGLE-CRYSTAL UNCOOLED BLADES

Розроблена методика і проведений аналіз впливу орієнтації кристалографічних осей і типа бандажних зв'язків на спектр власних частот, форм і розподіл відносної напруги на коливання робочого колеса ГТД з монокристалічними неохолоджуваними лопатками. Наведено результати чисельного аналізу коливань робочого колеса з суцільним та розрізним бандажним зв'язком з урахуванням впливу орієнтації кристалографічних осей [001] і [111] на власні частоти, форми коливань і розподіл відносних напружень. Проведено зіставлення спектру власних коливань, форм і розподілу напружень для полікристалічних і монокристалічних лопаток з кристалографічною орієнтацією [001] і [111].

# Робоче колесо, монокристалічний матеріал, кристалографічна орієнтація, бандаж, спектр частот, форми переміщень і напружень

A method is developed and the analysis of influence of orientation of crystallography axes and type of shroud is conducted on the spectrum of natural frequencies, forms and distributing of stress intensity on the vibrations of gas-turbine wheel with the single-crystal uncooled blades. The results of numerical analysis of vibrations of gas-turbine wheel are resulted with a integral and cutting shroud taking into account influence of orientation of crystallography axes [001] and [111] on natural frequencies, forms of vibrations and distributing of stress intensity. Comparison of spectrum of natural vibrations is conducted, forms and distributing of stress intensity for polycrystal and single-crystal blades with a crystallography orientation [001] and [111].

Gas-turbine wheel, single-crystal material, crystallography orientation, shroud, spectrum of natural frequencies, mode of displacements and stress
УДК 621.452.22

### Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабиито, В.В. Бойко

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

# АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ШИРОКОХОРДНОЙ ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

В работе рассматривается положительные особенности применения широкохордных вентиляторных лопаток ТРДД и существующие варианты их конструкций. Представлена оболочковая конструкция с полимерным наполнителем. Приведен расчет на статическую прочность лопатки вышеприведенного конструктивного решения. Выполнен анализ процесса колебания лопатки с целью построения ее частотной диаграммы. Проведена оценка стойкости предлагаемой лопатки к автоколебаниям, с использованием приведенных частот (чисел Струхаля). Предлагаемая широкохордная оболочковая лопатка с полимерным наполнителем может быть использована в конструкциях вентиляторных ступеней.

Турбореактивный двухконтурный двигатель, напряжение, прочность, автоколебание, широкохордная лопатка, вентилятор метод конечных элементов

#### Введение

В ТРДД ключевую роль играет вентилятор, поскольку он создает около 75% взлетной тяги силовой установки и от него в значительной степени зависит экономичность двигателя. Лопатка вентилятора работает в условиях действия значительных газодинамических и центробежных нагрузок.

Обычно лопатки вентиляторов изготавливаются и выполняются с большим удлинением пера и полками, расположенными примерно около середины высоты лопатки. Полки приводят к снижению КПД вентилятора, расхода воздуха и ограничивают возможность полной реализации его аэродинамических характеристик рис. 1.



Рис. 1. Источники потерь в вентиляторе - лопатки с бандажными полками:

1 - след от антивибрационной полки, вызывающий дополнительные потери и загромождение канала; 2 - уменьшение КПД в области полок, которое отсутствует в вентиляторе с широкохордными лопатками; 3 - типичное распределение по радиусу КПД ступени вентилятора без бандажных полок Ликвидация полок исключает появление всех описанных источников потерь и повышает эффективность вентилятора.

Широкохордные безполочные лопатки не имеют указанные выше недостатки, и поэтому процесс их создания является актуальной задачей.

Широкохордные, бесполочные лопатки вентилятора получили применение в конструкциях ТРДД таких фирм как, Роллс-Ройс (RB.211-535E4 и RB.211-524D4D), Дженерал Электрик (GE90) и других [1].

Несмотря на то, что масса широкохордной лопатки превышает массу лопатки с полкой и с большим удлинением, общая масса комплекта широкохордных рабочих лопаток в колесе оказывается меньше и их использование позволяет применить целый комплекс конструкторских и технологических мероприятий, приводящих к дополнительному снижению их массы. Опыт показал, что широкохордные лопатки обладают большей жесткостью. Это свойство позволяет повысить упругий потенциал поглощения энергии лопатками при ударе посторонним предметом и ударную стойкость колеса при попадании в тракт двигателя посторонних предметов, в том числе птиц [1].

В настоящее время рассматривается четыре типа облегченных широкохордных лопаток: металлическая, состоящая из двух половинок с сотовым наполнителем; композитная; гибридная метал - композитный материал и полая слоистая металлическая [2]. В вышеуказанной работе автором рассмотрены проблемы изготовления вышеуказанных типов конструкций и отдается

© Ю.А. Гусев, Ф.Ф. Сиренко, Н. Бабиито, В.В. Бойко, 2010

предпочтение полой слоистой металлической оболочковой конструкции.

Применение такой конструкции («слоистый бронежилет») в перспективных двигателях большой двухконтурности позволяет создавать легкие и прочные колеса вентиляторов, в которых, например, ударная трещина, даже и возникнув в одном из слоев, не получит развития во всей лопатке, поскольку каждый из слоев реагирует на внешние воздействия совершенно самостоятельно [2].

В настоящее время проводятся исследования и работы по созданию облегченной широкохордной лопатки вентилятора ТРДД для магистрального самолета с использованием композита типа боралюминий [3], но необходимо отметить, что технологический процесс изготовления композитной лопатки продолжает оставаться сложным.

#### 1. Экспериментальная часть

В рассматриваемой работе предлагается оценка прочностного состояния широкохордной лопатки оболочковой конструкций, в которой сотовый, металлический наполнитель заменен на полимерный материал типа пенопласта или полиуретана.

Статья не претендует на авторство конструктивного решения исследуемой лопатки, в связи с аналогичным решением для лопасти винта самолета Ан-70.

#### Статическая прочность

Для оценки прочностного состояния выбрана широкохордная вентиляторная лопатка ТРДД со степенью двухконтурности равной 10,73.

Основные геометрические данные анализируемой лопатки: Rвт = 288,9 мм, Rпер = 1070 мм, Lлоп = 781,1 мм, bвт = 242,7 мм, bпер = 549,1 мм, Cmax вт = 23,4 мм, Cmax пер = 12,5 мм.

Расчетный режим: - взлетный: H = 0 км;  $M\Pi = 0$ ; температура на входе TB = 15 °C, давление на входе PBX = 101332 Па, обороты ротора вентилятора пФИЗ = 2773,7 об/мин.

Для упрощения задачи балансировки ротора вентилятора количество лопаток выбрано четным, и равным 22.

Распределение давлений по высоте лопатки представлено в таблице 1.

Расчет на прочность и колебания лопатки вентилятора, проведен с использованием метода конечных элементов, с использованием пакета программ «Solid Works» и «Cosmos Works».

Нами были построены твердотельные модели: лопатки оболочковой конструкции с полимерным, пористым наполнителем и монолитной лопатки вентилятора, для проведения сравнительной оценки их напряженно-деформированного состояния.

$\overline{h} = rac{h_i}{h_{\scriptscriptstyle {\mathcal{J}O\Pi}}}$	$\pi_{\scriptscriptstyle K}^*$	$P_{BbIX}^*$
0,0-0,1	1,33	134762.2
0,1-0,2	1,355	137304.8
0,2-0,3	1,36	137811.5
0,3-0,4	1,37	138842.8
0,4-0,5	1,38	139838.2
0,5-0,6	1,39	140851
0,6-0,7	1,4	141865
0,7-0,8	1,405	142371
0,8-0,9	1,41	142878
0,9-1,0	1,405	142371

Материал лопаток монолитной и оболочковой - титановый сплав ВТ-6. Масса монолитной лопатки составила 19,45 кг, а оболочковой с полимерным наполнителем 11,39 кг.

Толщина стенки оболочки задавалась переменной — в корневом сечении она составила 1,5 мм, а в периферийном сечении 0,5 мм.

В качестве полимера выбран пенопласт - ПСБ-С-50 со следующими механическими свойствами:

- модуль упругости:	12 МПа;
- модуль сдвига:	0,9 МПа;
- плотность:	35,5 кг/м <sup>3</sup> ;
- предел прочности:	0,16 МПа;
- теплопроводность:	0,041 Вт/мК.

При создании расчетной сетки учитывались геометрические особенности широкохордной лопатки (значительное различие в размерах: длины, хорды и толщины оболочки). Был принят размер катета ячейки равный 1,5 мм, что позволило получать достоверные результаты при минимальном времени расчета.

Для получения достоверных результатов напряженно-деформированного состояния лопатки закрепление твердотельной модели под нагрузкой выполнено по замку ее крепления.

Расчет на прочность от действия газовых сил проводился при условии неравномерного распределения нагрузки по длине лопатки (см. табл. 1).

Получены напряжения как на спинке, так и на корыте лопатки рис. 2.



Рис. 2. Нумерация зон расчета напряженно-деформированного состояния широкохордной лопатки

Таблица 1

Проведена оценка напряженно-деформированного состояния от действия отдельно центробежной и газовой сил, а также их совместного нагружения.

Результаты расчета представлены в таблице 2. На рис. 3 представлен результат расчета напряженно-деформированного состояния лопатки при действии на нее центробежной и газовой сил. Анализ результатов приведенных в таблице 2 позволяет сделать вывод о том, что рассчитанные напряжения не превышают предельно допустимых значений как в монолитной, так и оболочковой лопатках, что позволяет сделать вывод, что запасы прочности находятся в допустимых пределах. Напряжения, полученные для монолитной лопатки совпадают с результатами полученными другими авторами.

Таблица	2
	_

	Pag	Напряжения от дейст- вия центробежных сил (МПа)			Напряжения от действия газовой силы ( МПа)			Напряжения от действия суммарной силы ( МПа)		
Тип лопатки	четная зона	Втулоч- ное сече- ние	Среднее сечение	Пере- ферийное сечение	Втулоч- ное сече- ние	Среднее сечение	Пере- ферийное сечение	Втулоч- ное сече- ние	Среднее сечение	Пере- ферийное сечение
Лопатка мо-	1	94,5	107	0	19,7	35,3	0	92,9	47,1	0,1
нолитной	2	45, 2	97,7	29	34	82,9	11	61,3	153,3	32,3
конструкции	3	450,4	248,7	101	167,7	70,5	5,5	415,7	85,2	102,4
	4	162,1	60	0	97,5	18.8	0	175,2	64,4	0
Лопатка обо-	1	107,	38,3	0,1	34,3	35,1	0	103,5	47,5	0
лочковои конструкции	2	46,7	107,5	28,9	59,8	84	6,6	45,3	174	34,8
с полимер-	3	407,9	89,5	106,8	96,5	709	10,8	457,6	121	100,3
ным напол- нителем	4	121,9	66,8	0	185,7	18,1	0	154,3	65,1	0

Зона максимальных напряжений (см. рис. 3) расположена в зоне входной кромки со стороны корыта лопатки и смещается от нее вправо в зависимости от радиуса скругления перехода от пера к полке. На это смещение оказывает влияние также и размер выноса полки (в случае расчета на прочность пера лопатки - без замка максимальные напряжения размещаются на ее входной кромке в корневом сечении и значительно превышают допустимые).



Рис. 3. Напряженно-деформированное состояние лопатки – «корыто» (зона 3)

#### Колебания лопаток

Наиболее точный расчет собственных частот колебаний лопатки сводится к пространственной динамической задаче теории упругости. Решение проведено численным методом — методом конечных элементов. В такой постановке удается рассчитывать с достаточной точностью все собственные частоты в диапазоне режимов двигателя с учетом влияния центробежных сил и особенностей геометричческой формы лопатки.

При расчете лопаток на колебания нами использовалась ранее полученные твердотельная модель и расчетная сетка.

Расчет проводим с помощью пакета программы Cosmos-Works. Результаты расчета собственных частот, при угловой скорости вращения лопатки равной нулю, представлены в табл. 3.

Результаты расчетов показали, что лопатка оболочковой конструкции с полимерным наполнителем имеет не большее превышение в значении частот первых четырех форм колебаний по сравнению с монолитной титановой лопаткой.

Частотная диаграмма, рассчитанная для пяти форм колебания лопатки представлена на рис. 4.

Анализ построенной частотной диаграммы лопатки, оболочковой конструкции с полимерным наполнителем, (см. рис. 4) позволяет сделать вывод о том, что у предлагаемой конструк-

Тип лопатки	Собстве	Собственные частоты колебаний лопаток (1/с)								
	1-я	2-я	3-я	4-я	5-я	6-я	7-я	8-я	9-я	10-я
	форма	форма	форма	форма	форма	форма	форма	форма	форма	форма
Лопатка монолит-	68,8	154,7	189,3	339,8	391	500,4	532,3	676,3	756	861,6
ной конструкции										
Лопатка оболочко-	84,3	146,3	159	340	367,5	505,4	538,5	661,3	761,5	850,6
вой конструкции с										
полимерным на-										
полнителем										

Таблица 3

ции лопатки возможны резонансные колебания в диапазоне рабочих оборотов двигателя. Эти резонансные колебания должны быть оценены в процессе экспериментального исследования. Конструкция лопатки позволяет изменением толщины оболочки лопатки или подбором жесткости полимерного наполнителя вывести резонансные колебания лопатки из зоны рабочих оборотов двигателя.



Рис. 4. Частотная диаграмма широкохордной лопатки оболочковой конструкции

Точность расчета форм колебаний лопаток методом конечных элементов очень важна при определении флаттера — автоколебаний лопатки, который более точно определяется экспериментальным путем уже созданной лопатки. На этапе проектирования устойчивость лопатки к автоколебаниям оценивается по приведенным частотам, (числам Струхаля) определяемым по следующим формулам:

- параметр изгибного флаттера

$$\lambda_{H3\Gamma} = \frac{2\pi f_{H3\Gamma}^1}{W_{0,9}} b_{0,9}$$

где  $f_{\rm ИЗГ}^1$  - частота 1 изгибной формы, Гц;

b<sub>0.9</sub> - длина хорды на 0,9 высоты лопатки, м;

 $W_{0,9}$  - скорость потока в относительном движении на 0,9 высоты лопатки на взлетном режиме, м/с.

Допустимое значение  $\lambda_{M3\Gamma} \ge 0.25$ .

- параметр крутильного флаттера

$$\lambda_{\rm KP} = \frac{2\pi f_{\rm KP}^1}{W_{0.9}}$$

где - f<sup>1</sup><sub>КР</sub> частота 1-й крутильной формы, Гц.

Допустимое значение  $\lambda_{KP} \ge 1,05$ .

Указанные предельные значения приведенных частот справедливы при

$$\frac{f_{\rm KP}^1}{f_{\rm M3\Gamma}^2} \le 0.85$$

где  $f_{H3\Gamma}^2$  - частота 2-й изгибной формы, Гц.

Исследуемая оболочковая лопатка имеет:

 $\lambda_{\rm ИЗГ} = 1,5, \ \lambda_{\rm KP} = 2,6$  и соотношение частот

 $f_{\text{KP}}^1 / f_{\text{M3}\Gamma}^2 = 0,77.$ 

Анализ полученных результатов указывает на отсутствие автоколебаний у исследуемой лопатки. Эти результаты в дальнейшем должны быть подтверждены экспериментальной проверкой.

#### Заключение

Таким образом, представленные в работе исследования позволяют сделать вывод о том, что предлагаемая конструкция лопатки может быть использована в качестве вентиляторной лопатки современного ТРДД.

### Перечень ссылок

1. Nicholas D. J. The wide-chord fan blade—a Rolls-Royce first.—Paper presented at VIII ISABE conference, Cincinatti, Ohio, USA, 15—19 June 1987.

2. Ивах А.Ф. Основы проектирования и создания рабочих лопаток из композиционного мате-

риала / А.Ф Ивах, А.А. Рыжов, Б.К. Галимханов. - Машиностроение - Вестник ЦГАТУ (Уфа), 2008. т. 11, №2(29) с. 48-54. 3. Петухов А.Н. Свободная от недостатков предшественников. Кіт // Двигатель (ЦИАМ) №5, (41)- 2005. — с. 67-72.

Поступила в редакцию 12.02.2010 г.

# J. A. Gusev, F.F. Sirenko , N. Babiito , V.V. Boyko THE ANALYSIS OF STRESS-STRAIN AND DYNAMIC STATE OF TURBOFAN BROAD-CHORD FAN BLADE

У роботі розглядаються позитивні особливості застосування широкохордних вентиляторних лопаток ТРДД та існуючі варіанти їх конструкцій. Подано оболонкову конструкцію з полімерним наповнювачем.

Наведено аналіз процесу коливання лопатки з метою побудови її частотної діаграми. Проведена оцінка стійкості запропонованої лопатки до автоколивань, з використанням наведених частот (чисел Струхаля).

Наведено висновок про працездатність широкохордної вентиляторної лопатки оболонкової конструкції з полімерним наповнювачем. Запропонована широкохордна лопатка з полімернім наповнювачем може бути використана у конструкціях вентиляторних ступенів сучасних ТРДД.

Турбореактивний двоконтурний двигун, напруга, міцність, автоколивання, широкохордна лопатка, вентилятор, метод кінцевих елементів

This article deals with benefits of wide-chord fan blades exploitation in turbofan and existing design variants.

Shell-type construction with polymer filler is presented. The static stress calculation of aforementioned blade is presented. The blade oscillation process is analyzed aiming frequency diagram plotting. The stability assessment of blade to hunting with presented frequencies (Strouhal numbers) is made. The calculation about functionality of wide-chord fan blade shell-type construction with polymer filler is made. The proposed wide chord shell-type blade with polymer filler can be used in un-to-date turbofan fan stage constructions.

# УДК 539.3

### З.Г. Ершова, В.И. Ершов

Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева»

# ИНТЕГРИРОВАНИЕ УТОЧНЕННЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАНЕЛИ

Исследуются низкочастотные колебания тонкой цилиндрической панели. Произведено асимптотическое интегрирование системы уравнений. Построены полубезмоментное (основное) решение и интегралы краевого эффекта в окрестности криволинейных краев цилиндрической панели. Решена краевая задача в первом приближении, в результате чего получена формула для асимптотической главной поправки к частоте колебаний цилиндрической панели при различных условиях закрепления прямолинейных и криволинейных краев. Рассмотрен частный случай шарнирного закрепления криволинейных краев цилиндрической панели.

Цилиндрическая панель, низкочастотные колебания, асимптотическое интегрирование, полубезмоментное решение, интегралы краевого эффекта, первое приближение

#### Введение

Конструктивные формы современных машин и сооружений чрезвычайно разнообразны. В основу многих из них положены оболочки, применяемые в машиностроении, ракетостроении, атомной энергетике, судостроении и т.д. Так как облочечные конструкции очень часто находятся под воздействием динамических нагрузок, очень важным является определение частот и форм собственных колебаний оболочек, так как знание этих характеристик позволит избежать явления резонанса, который может привести к разрушению конструкций.

В настоящей статье рассматриваются свободные низкочастотные колебания тонкой цилиндрической панели. В качестве уравнений взяты уточненные уравнения колебаний, в которых учитывается влияние членов, не входящих в уравнения колебаний пологих оболочек, что позволяет помимо второстепенных членов в этих уравнениях учесть влияние различных граничных условий на частоту колебаний.

#### 1. Уточненные уравнения колебаний

В качестве уравнений движения в этом параграфе возьмем следующие уравнения, записанные в безразмерном виде [1]:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial \phi} + 2\epsilon^4 p^2 \lambda u = 0,$$
  
$$\frac{\partial T_2}{\partial \phi} + \frac{\partial (S+H)}{\partial x} - Q_2 + 2\epsilon^4 p^2 \lambda v = 0,$$
  
$$\frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{\partial Q_2}{\partial \phi} + T_2 + 2\epsilon^4 p^2 \lambda w = 0,$$
 (1)

© З.Г. Ершова, В.И. Ершов, 2010

$$\frac{\partial M_1}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial \phi} + Q_1 = 0 , \quad \frac{\partial M_2}{\partial \phi} + \frac{\partial H}{\partial x} + Q_2 = 0$$

Соотношение упругости и кинематические соотношения имеют вид:

$$M_{1} = \varepsilon^{8}(\kappa_{1} + v\kappa_{2}), M_{2} = \varepsilon^{8}(\kappa_{2} + v\kappa_{1}), H = \varepsilon^{8}(1 - v)\tau,$$

$$\kappa_{1} = \frac{\partial^{2}w}{\partial x^{2}}, \kappa_{2} = \frac{\partial\gamma_{2}}{\partial\phi}, \tau = \frac{\partial\gamma_{2}}{\partial x}, \gamma_{2} = \frac{\partial w}{\partial\phi} + v,$$

$$T_{1} = \frac{\varepsilon_{1} + v\varepsilon_{2}}{1 - v^{2}}, T_{2} = \frac{\varepsilon_{2} + v\varepsilon_{1}}{1 - v^{2}}, S = \frac{\omega}{2(1 + v)}, \quad (2)$$

$$\varepsilon_{1} = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_{2} = \frac{\partial v}{\partial\phi} - w, \quad \omega = \frac{\partial u}{\partial\phi} + \frac{\partial v}{\partial x},$$

$$\varepsilon^{8} = \frac{h^{2}}{\sqrt{2}}$$

где M<sub>i</sub>, H – изгибающие и крутящий моменты; ε > 0 – новый малый параметр тонкостенно-

 $12(1-v^2) R^2$ 

сти  $(\epsilon^2 = \mu)$ , по целым степеням которого будет разложено решение;

х, φ — безразмерные ортогональные криволинейные координаты на срединной поверхности оболочки;

T<sub>i</sub>, S, Q<sub>i</sub> – нормальные, касательное, поперечные усилия;

u, v, w – составляющие перемещений;

- 114 -

λ – параметр частоты колебаний.

Таким образом, в уравнениях (1) учитывается влияние тех членов, которые не входят в уравнения колебаний теории пологих оболочек [2] и имеют порядок  $\epsilon^2$  по сравнению с главными членами. Это позволит учесть влияние различных граничных условий на частоту колебаний [3].

Граничные условия на краях x = 0 и x = 1:

$$u = 0$$
 или  $T_1 = 0$ ,  $v = 0$  или  $S + H = 0$ , (3)

$$w = 0$$
 или  $Q_{1*} = Q_1 - \frac{\partial H}{\partial \phi} = 0$ ,  $\gamma_1 = 0$  или

 $M_1 = 0$ .

Граничные условия на краю  $\phi = 0$ :

$$v = 0$$
 или  $T_2 = 0$ ,  $u = 0$  или  $S = 0$ , (4)

w = 0 или 
$$Q_{2*} = Q_2 - \frac{\partial H}{\partial x} = 0$$
,  $\gamma_2 = 0$  или

 $M_2 = 0$ .

#### 2. Асимптотическое интегрирование системы (1)

Решение системы уравнений (1) представим в виде

$$w(x,\phi) = w^{0}(x,\phi) + w^{k}(x,\phi), \qquad (5)$$

так как напряженное состояние складывается из основного напряженного состояния и краевого эффекта.

Основное (главное) решение имеет изменяемость  $\epsilon^{-1}$  по  $\phi$  и нулевой показатель изменяемости по x, то есть

$$\frac{\partial w^0}{\partial x} \sim w^0$$
,  $\frac{\partial w^0}{\partial \phi} \sim \frac{1}{\epsilon} w^0$ . (6)

Соответствующее напряженное состояние принято называть полубезмоментным.

Краевой эффект вблизи краев x = 0, x = -1имеет изменяемость  $\varepsilon^{-2}$  по x и  $\varepsilon^{-1}$  по  $\phi$ , то есть

$$\frac{\partial w^{k}}{\partial x} \sim \frac{1}{\varepsilon^{2}} w^{k} , \quad \frac{\partial w^{k}}{\partial \varphi} \sim \frac{1}{\varepsilon} w^{k} , \quad (7)$$

так как  $\frac{\partial w^0}{\partial \phi}$  и  $\frac{\partial w^k}{\partial \phi}$  должны иметь одинаковую

изменяемость по  $\varphi$ , поскольку при удовлетворении граничных условий их необходимо приравнивать при x = 0, x = -1 и при всех  $\varphi$ . Основные интегралы представим приближенно в виде

$$w^{0}(x,y) = w_{0}^{0}(x,y) + \varepsilon^{2} w_{2}^{0}(x,y), \quad y = \frac{\phi}{\varepsilon},$$
 (8)

где  $w_0^0(x, y)$ ,  $w_2^0(x, y)$  — нулевое и первое приближения основных интегралов.

Здесь влиянием закрепления второго края  $\varphi = \varphi_0$  пренебрегаем, считая, что при приближении к нему решение затухает. Поэтому рассмотрим колебания цилиндрической панели, занимающей область  $-1 \le x \le 0$ ,  $-\infty \le y \le 0$ , причем  $1 \sim 1$ .

Параметр частоты 1 ищем в виде

$$\lambda = \lambda_0 + \varepsilon^2 \lambda_2 + \lambda_R \,. \tag{9}$$

Величина  $\lambda_0$ , одинаковая для одной группы граничных условий на криволинейных краях, была определена в [2]. Через  $\lambda_R$  обозначен остаточный член.

Будем определять величину  $\lambda_2$ . Она зависит от младших членов в уравнениях равновесия (1) и от граничных условий при  $\varphi = 0$  и x = 0, x = -1.

Для того, чтобы рассматривать различные варианты граничных условий, необходимо иметь выражение всех функций, определяющих напряженно-деформированное состояние цилиндрической панели. Ниже получены перемещения u, v, углы поворота  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$ , тангенциальные усилия  $T_1$ , S,  $T_2$ , моменты  $M_1$ , H,  $M_2$  и перерезывающие силы  $Q_{1*}$ ,  $Q_{2*}$  в нулевом и первом приближения. Индексы опускаем.

Колебания будут низкочастотными, если точно или приближенно выполняются следующие соотношения:

$$\varepsilon_2 = 0 , \quad \omega = 0 , \qquad (10)$$

то есть

$$\frac{\partial v}{\partial \phi} - w = 0$$
,  $\frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0$ . (11)

Поэтому при построении основного решения в нулевом приближении в системах уравнений

(1) и (2) слагаемые H, Q<sub>2</sub>, v, 
$$\frac{\partial Q_1}{\partial x}$$
,  $\frac{\partial H}{\partial \phi}$ , T<sub>2</sub>,

 $\varepsilon_2$ ,  $\omega$  следует заменить нулями. Тогда, учитывая характер изменяемости (2), из уравнения (11) получаем перемещения (в дальнейшем переходим к переменной у по формуле (8))

$$\mathbf{v} = \varepsilon \int_{-\infty}^{\mathbf{y}} \mathbf{w} d\mathbf{y} , \ \mathbf{u} = -\varepsilon^2 \int_{-\infty}^{\mathbf{y}} \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial \mathbf{x}} d\mathbf{y}^2 .$$
 (12)

Из соотношений (2) находим последовательно

$$\epsilon_{1} = -\epsilon^{2} \int_{-\infty}^{y} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} dy^{2} , \quad \kappa_{1} = \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} , \quad \kappa_{2} = \frac{1}{\epsilon^{2}} \frac{\partial^{2} w}{\partial y^{2}} ,$$
$$\tau = \frac{1}{\epsilon} \frac{\partial^{2} w}{\partial x \partial y} ; \qquad (13)$$

$$M_1 = \varepsilon^6 v \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \quad M_2 = \varepsilon^6 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \quad H = \varepsilon^7 (1 - v) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y},$$

$$Q_{1*} = -\varepsilon^{6} (2 - \nu) \frac{\partial^{2} w}{\partial y^{2} \partial x}, \quad Q_{2*} = -\varepsilon^{5} \frac{\partial^{3} w}{\partial y^{3}}.$$

Из уравнений равновесия (1) определяем усилия

$$T_{1} = -\epsilon^{2} \int_{-\infty}^{y} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} dy^{2}, \quad S = \epsilon^{3} \int_{-\infty}^{y} \frac{\partial^{3} w}{\partial x^{3}} dy^{3},$$
$$T_{2} = -\epsilon^{4} \int_{-\infty}^{y} \int_{-\infty}^{\partial^{4} w} \frac{\partial^{4} w}{\partial x^{4}} dy^{4}.$$
 (14)

Для того, чтобы получить основные интегралы в первом приближении, возьмем  $\varepsilon_2 \neq 0$ ,  $\omega \neq 0$ . Тогда

$$v = \varepsilon \int_{-\infty}^{y} w dy + \varepsilon^{3} v \int_{-\infty}^{y} \int_{-\infty}^{2} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} dy^{3}.$$
 (15)

Аналогичным способом определяем остальные неизвестные. Результаты поместим в таблицу 1, используя для краткости обозначения для производных и повторных интегралов

Таблица 1

$$\begin{array}{c|c} f & Ochobhie uhterpandi \\ u & -\epsilon^2 \partial_x \partial_y^{-2} w^0 + \epsilon^4 (2 + \nu) \partial_x^3 \partial_y^{-4} w^0 \\ v & \epsilon \partial_y^{-1} w^0 + \epsilon^3 \nu \partial_x^2 \partial_y^{-3} w^0 \\ \gamma_1 & \partial_x w^0 \\ T_1 & -\epsilon^2 \partial_x^2 \partial_y^{-2} w^0 + \epsilon^4 2 \partial_x^4 \partial_y^{-4} w^0 \\ S & \epsilon^3 \partial_x^3 \partial_y^{-3} w^0 - \epsilon^5 2 \partial_x^5 \partial_y^{-5} w^0 \\ M_1 & \epsilon^6 \nu \partial_y^2 w^0 + \epsilon^8 (\partial_x^2 w^0 + \nu w^0) \\ Q_{1*} & -\epsilon^6 (2 - \nu) \partial_x \partial_y^2 w^0 - \epsilon^8 (\partial_x^3 w^0 + (2 - \nu) \partial_x w^0) \end{array}$$

$$\partial_z^n \mathbf{w} \equiv \frac{\partial^n \mathbf{w}}{\partial z^n} , \quad \mathbf{n} > 0$$

$$\partial_z^{-1} \mathbf{w} \equiv \int_{-\infty}^{z} \mathbf{w} dz , \quad \partial_z^n \mathbf{w} \equiv \partial_z^{-1} \partial_z^{n+1} \mathbf{w} , \quad n < -1 \quad (16)$$

где n — переменная, по которой проводится дифференцирование или интегрирование.

Интегралы краевого эффекта при x = 0 в нулевом приближении имеют вид [4]

$$w^{k} = C_{1}w_{1}^{k}(y)e^{\eta\zeta} + C_{2}w_{2}^{k}(y)e^{r_{2}\zeta}, \quad \zeta = \frac{x}{\epsilon^{2}},$$
 (17)

где C<sub>1</sub> и C<sub>2</sub> – произвольные постоянные, а

$$r_1 = \frac{1+i}{\sqrt{2}}, r_2 = \frac{1-i}{\sqrt{2}}.$$
 (18)

Используя те же соотношения, что и при нахождении основных интегралов, и выражения (16), получаем интегралы краевого эффекта при x = 0 для всех функций, входящих в формулировку граничных условий на криволинейных краях

$$u_j^k = \epsilon^2 \frac{\nu}{r_j} w_j^k , \ v_j^k = \epsilon^3 \frac{(2+\nu)}{r_j^2} \frac{\partial w_j^k}{\partial y} , \ \gamma_{lj}^k = \epsilon^{-2} r_j w_j^k ,$$

$$T_{lj}^{k} = -\frac{\varepsilon^{2}}{r_{j}^{2}} \frac{\partial^{2} w_{j}^{k}}{\partial y^{2}}, \quad S_{j}^{k} = \frac{\varepsilon^{2}}{r_{j}} \frac{\partial w_{j}^{k}}{\partial y}, \quad (19)$$

$$Q_{1*j}^k = -\epsilon^2 r_j^3 w_j^k$$
,  $M_{1j}^k = \epsilon^4 r_y^k w_j^k$ .

Как и для основных интегралов, для интегралов краевого эффекта приведем таблицу 2 с использованием тех же обозначений (16).

Таблица 2

f	Интегралы краевого эффекта
u	$-\epsilon^2 \nu \partial_{\zeta}^3 w^k$
v	$-\varepsilon^2(2+\nu)\partial_{\zeta}^2\partial_y w^k$
T <sub>1</sub>	$\epsilon^2 \partial_\zeta^2 \partial_y^2 \mathbf{w}^k$
s	$-\epsilon \partial_{\zeta}^{3} \partial_{y} w^{k}$
M <sub>1</sub>	$\epsilon^4 \partial_\zeta^2 w^k$
Q <sub>1*</sub>	$-\epsilon^2 \partial_{\zeta}^3 w^k$

При <sub>x = -1</sub> интегралы краевого эффекта в нулевом приближении имеют вид

$$w^{k} = C_{3}w_{3}^{k}(y)e^{-r_{1}\zeta_{1}} + C_{4}w_{4}^{k}e^{-r_{2}\zeta_{1}}, \ \zeta_{1} = \frac{x+1}{\epsilon^{2}}.$$
 (20)

Для остальных функций, входящих в граничные условия, интегралы краевого эффекта при x = -1 будут иметь тот же вид, что и в формулах (19) и в таблице 2, с той лишь разницей, что у функций u,  $\gamma_1$ , S, H,  $Q_{1*}$  изменится знак.

# 3. Решение краевой задачи в первом приближении

Займемся краевой задачей. Подставим в третье уравнение равновесия (1) выражения для  $T_2$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ , из таблицы 1 и

$$\mathbf{w}^0 = \mathbf{w}_0^0 + \varepsilon^2 \mathbf{w}_2^0, \quad \lambda = \lambda_0 + \varepsilon^2 \lambda_2.$$
 (21)

Затем продифференцируем полученное уравнение четыре раза по у и, приравнивая нулю сумму слагаемых одного порядка по  $\varepsilon$ , получим два уравнения:

$$\frac{\partial^8 w_0^0}{\partial y^8} - 2p^2 \lambda_0 \frac{\partial^4 w_0^0}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 w_0^0}{\partial y^4} = 0$$
(22)

И

$$\frac{\partial^8 w_2^0}{\partial y^8} - 2p^2 \lambda_0 \frac{\partial^4 w_2^0}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 w_2^0}{\partial y^4} = f(x, y), \quad (23)$$

где

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = 2p^{2}\lambda_{2} \frac{\partial^{4}w_{0}^{0}}{\partial y^{4}} - 4 \frac{\partial^{8}w_{2}^{0}}{\partial x^{2}\partial y^{6}} - 2 \frac{\partial^{6}w_{0}^{0}}{\partial y^{6}} + + 2p^{2}\lambda_{0} \left( 2 \frac{\partial^{4}w_{0}^{0}}{\partial x^{2}\partial y^{2}} - \frac{\partial^{2}w_{0}^{0}}{\partial y^{2}} \right) \qquad (24)$$

Вместе с граничными условиями они образуют краевую задачу в нулевом и первом приближениях.

Рассмотрим краевую задачу в первом приближении. Условие существования решения этой неоднородной задачи служит для определения поправки  $\lambda_2$ , входящей в правую часть уравнения (23). Для того, чтобы получить это условие, проинтегрируем уравнение (23) по у от  $-\infty$  до у четыре раза, затем умножим его на  $w_0^0$  и проинтегрируем его теперь уже по полуполосе  $G = \{-1 \le x \le 0, -\infty \le y \le 0\}$ :

$$\iint_{G} \left( \frac{\partial^{4} w_{2}^{0}}{\partial y^{4}} - 2p^{2} \lambda_{0} w_{2}^{0} + \int_{-\infty}^{y} \int_{-\infty}^{y} \frac{\partial^{4} w_{2}^{0}}{\partial x^{4}} \partial y^{4} \right) w_{0}^{0} dx dy =$$
$$= \iint_{G} \left( \int_{-\infty}^{y} \int_{-\infty}^{y} f(x, y) dy^{4} \right) w_{0}^{0} dx dy .$$
(25)

В результате интеграл по площади полуполосы в левой части (25) обратится в нуль и мы получим выражение для  $\lambda_2$  в виде

$$\lambda_2 = I_1 + I_2 + I_3 \begin{vmatrix} x = 0 \\ x = -l \end{vmatrix}$$
(26)

где

$$\begin{split} I_{1} &= -\frac{1}{2p^{3/2}l} \iint_{G} \partial^{-4} f \left( w_{0}^{0}, \lambda_{0} \right) w_{0}^{0} dx dy, \\ I_{2} &= \frac{1}{2p^{3/2}l} \int_{-1}^{0} \left( w_{0}^{0} \partial_{y}^{3} w_{2}^{0} - \partial_{y} w_{0}^{0} \partial_{y}^{2} w_{2}^{0} + \\ - \partial_{y}^{2} w_{0}^{0} \partial_{y} w_{2}^{0} - \partial_{y}^{3} w_{0}^{0} w_{2}^{0} + \partial_{y}^{-1} w_{0}^{0} \partial_{x}^{4} \partial_{y}^{-4} w_{2}^{0} + \\ + \partial_{x} \partial_{y}^{-2} w_{0}^{0} \partial_{x}^{3} \partial_{y}^{-3} w_{2}^{0} - \partial_{x}^{3} \partial_{y}^{-3} w_{0}^{0} \partial_{x} \partial_{y}^{-2} w_{2}^{0} - \\ - \partial_{x}^{4} \partial_{y}^{-4} w_{0}^{0} \partial_{y}^{-1} w_{2}^{0} \right)_{y=0} dx, \\ I_{3} &= \frac{1}{2p^{3/2}l} \int_{-\infty}^{0} \left( - \partial_{y}^{-1} w_{0}^{0} \partial_{x}^{3} \partial_{y}^{-3} w_{2}^{0} - \\ - \partial_{x} \partial_{y}^{-2} w_{0}^{0} \partial_{x}^{2} \partial_{y}^{-2} w_{2}^{0} + \partial_{x}^{2} \partial_{y}^{-2} w_{0}^{0} \partial_{x} \partial_{y}^{-2} w_{2}^{0} + \\ + \partial_{x}^{3} \partial_{y}^{-3} w_{0}^{0} \partial_{y}^{-1} w_{2}^{0} \right) dy. \end{split}$$

$$\tag{27}$$

Множитель перед интегралами связан с вводимой ниже нормировкой функции w<sub>0</sub><sup>0</sup>.

При последующем вычислении интегралов вместо x и y удобно перейти к новым переменным ξ и η по формулам

$$\xi = x/l, -l \le \xi \le 0, \eta = y\sqrt{p}$$
. (28)

Тогда

$$w_0^0(x, y) = X(\xi)Y(\eta),$$
 (29)

причем

$$X^{(4)} - \alpha^4 X = 0$$
,  $Y^{(8)} - 2\lambda_0 Y^{(4)} + Y = 0.$  (30)

Функция  $X(\xi)$  зависит от главных граничных условий на криволинейных краях, а функция  $Y(\eta)$  – от всех граничных условий на прямолинейном крае  $\varphi = 0$ . Величина  $\lambda_0$  для соответствующих граничных условий на слабо закрепленном крае x = 0 совпадает со значением  $\lambda_0$ , полученным для задачи устойчивости при осевом сжатии.

Будем считать функции  $X(\xi)$  и  $Y(\eta)$  нормированными

$$\int_{-1}^{0} X^{2} d\xi = 1, \quad \int_{-\infty}^{0} Y^{2} d\eta = 1.$$
 (31)

В результате замен (28) при вычислении интегралов в (27) безразмерная длина l входит множителем.

Величины  $I_1$  и  $I_2$  в (27) зависят от граничных условий на краю y = 0 и от главных граничных условий на криволинейных краях.

Величины I<sub>3</sub> зависят, кроме всего прочего, от дополнительных граничных условий на криволинейных краях, причем каждый криволинейный край дает, независимо от другого, свой вклад.

Вычисляя двойной интеграл в I<sub>1</sub> находим

$$I_{1} = \frac{1}{l^{2}p} \left( \lambda_{0} b_{-2,0} \left( l^{2} - 2a_{20} \right) + b_{20} \left( 2a_{20} + l^{2} \right) \right), \quad (32)$$

где имеющие порядок единицы безразмерные коэффициенты а<sub>kn</sub> и b<sub>kn</sub> равны

$$a_{kn} = \int_{-1}^{0} \frac{d^k X}{d\xi^k} \frac{d^n X}{d\xi^n} \partial \xi, \quad b_{kn} = \int_{-\infty}^{0} \frac{d^k Y}{d\eta^k} \frac{d^n Y}{d\eta^n} \partial \eta.$$
(33)

С учетом уравнения (30), которому удовлетворяет функция X(ξ), находим сумму

$$I_{1} + I_{2} = \frac{a_{20} (v b_{20} + b_{-4,-2} - (1 - v) b_{11})}{p l_{2}} + \frac{(a_{20} + a_{11}) \partial^{-1} Y_{0} \partial^{-6} Y_{0}}{p l^{2}} - \frac{3 b_{-1,3} + b_{-5,-1}}{2p}.$$
 (34)

Приведенная выше величина  $I_1 + I_2$  зависит лишь от главных граничных условий на криволинейных краях. При построении слагаемого  $I_3$  в рассмотрение включаются и дополнительные граничные условия, а вместе с ними и интегралы краевого эффекта.

#### 4. Шарнирно опертые криволинейные края

На краях x =0 и y=-l возьмем граничные условия шарнирной опоры 0110, при которых возможно точное разделение переменных. Тогда решение можно искать в безразмерном виде

$$\mathbf{w}(\boldsymbol{\xi},\boldsymbol{\eta}) = \left(\mathbf{Y}^{0}(\boldsymbol{\eta}) + \varepsilon^{2}\mathbf{Y}^{2}(\boldsymbol{\eta}) + \mathbf{O}(\varepsilon^{4})\right)\mathbf{X}(\boldsymbol{\xi}),$$

$$X(\xi) = \sqrt{2}\sin \pi \xi, \qquad (35)$$

где независимые переменные  $\xi$  и  $\eta$  введены по формулам (28) при  $\alpha = \pi$ . При этом краевой эффект в окрестности криволинейных краев не возникает и обращается в нуль зависящий от интегралов краевого эффекта интеграл  $I_3$ . В силу формул (21), (26), (34) при

$$p = \pi/1, \ \alpha = \pi, \ a_{11} = \pi^2, \ a_{20} = -\pi^2$$
 (36)

получаем выражение для параметра частоты  $\lambda$  в виде

$$\lambda = \lambda_0 + \varepsilon^2 \lambda_2 + O(\varepsilon^4), \qquad (37)$$

где

$$\lambda_{2} = p(b_{-4,-2} + (1 - v)b_{11} - vb_{20}) - \frac{3b_{-1,3} + b_{-5,-1}}{2p}.$$
(38)

Рассматриваемый здесь случай точного разделения переменных дает возможность проверить правильность формулы (38) путем сопоставления с результатами численного интегрирования одномерной системы, получающейся после разделения переменных (35).

Исходная система уравнений (1) может быть записана в векторной форме.

$$\frac{\mathrm{d}Z}{\mathrm{d}\eta} = \mathbf{A}(\lambda, \varepsilon)\mathbf{Z},\tag{39}$$

где матрица А получена в [4]. Будем искать ее решение, удовлетворяющее заданным граничным условиям, в виде

$$w(\eta, \varepsilon) = \sum_{k=1}^{4} C_k \exp(q_k(\varepsilon)\eta), \quad \operatorname{Re} q_k > 0, \qquad (40)$$

где C<sub>k</sub> – произвольные постоянные;

 $q_k$  – корни характеристического уравнения системы (39)

$$A(\lambda,\varepsilon) - qE| = 0.$$
(41)

Остальные неизвестные функции имеют тот же вид (40). Искомый параметр частоты  $\lambda$  определяем в результате подстановки решения (40) в граничные условия (4).

Будем сравнивать значения частоты колебаний  $\omega$ , найденные различными способами. Представим  $\omega$  в виде

$$\omega = \sqrt{\frac{E}{\rho R^2}} \Omega, \quad \Omega = \frac{\varepsilon^2 \alpha}{1} \sqrt{2\lambda}$$
 (42)

и будем сравнивать безразмерные величины  $\Omega$ .

В качестве примера возьмем l=1, v=0.3 и три значения  $h_* = h/R = 0.01, 0.002$ . Результаты

сравнения помещены в таблице 5. Приведены значения параметра  $\Omega_0$  в нулевом приближении, найденные по формуле (42) при  $\lambda = \lambda_0$ , значения параметра  $\Omega^{(a)}$ , полученные с помощью асимптотической формулы (37), а также значения параметра  $\Omega^{(T)}$ , найденные с использованием точного решения (40).

Видим, что с уменьшением толщины оболочки точность асимптотической формулы (37) возрастает для всех рассмотренных вариантов граничных условий, что является косвенной проверкой ее правильности.

Гр. усл.	0000	0001	0100	0101	0010	1000
h* = 0.01						
$\Omega_0$	0.0820	0.1153	0.1153	0.1582	0.2198	0.2198
$\Omega^{(a)}$	0.1021	0.1262	0.1314	0.1620	0.2191	0.2238
$\mathbf{\Omega}^{(\mathrm{T})}$	0.1004	0.1244	0.1315	0.1613	0.2202	0.2261
h* = 0.002						
$\Omega_0$	0.0367	0.0516	0.0516	0.0707	0.0983	0.0983
$\Omega^{(a)}$	0.0407	0.0536	0.0549	0.0714	0.0983	0.0994
$\Omega^{(T)}$	0.0405	0.0534	0.0549	0.0714	0.0984	0.0996

#### Заключение

Для вычисления частот получена двухчленная асимптотическая формула, учитывающая влияние как главных, так и дополнительных граничных условий на частоту колебаний.

#### Перечень ссылок

1. Гольденвейзер А.Л., Лидский В.Б., Товстик П.Е. Свободные колебания тонких упругих оболочек. – М.: Наука, 1979. – 383 с.

2. Ершова З.Г., Ершов В.И. Колебания цилиндрических панелей//Вестник двигателестроения. – Запорожье, 2009, №3 – с.42-45

3. Ершова З.Г., ЕршовВ.И. Устойчивость цилиндрических панелей//Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков, 2005, №9 (25) — с.102-105.

4. Товстик П.Е. Устойчивость тонких оболочек.
- М.: Наука. Физматлит., 1995. – 320 с.

Поступила в редакцию 31.05.2010 г.

## Z.G. Ershova, V.I. Ershov

Таблина 5

### INTEGRATION OF HIGH PUNCTUAL EQUATION FOR CYLINDRICAL PANEL'S FLUCTUATION

Досліджуються низькочастотні коливання тонкої циліндричної панелі. Проведено асимптотичне інтегрування системи рівнянь. Побудовані напівмиттєві (основні) рішення і інтеграли крайового ефекту в околиці криволінійних країв циліндричної панелі. Розв'язана крайова задача в першому наближенні, в результаті чого, було отримана формула для асимптотичної головної поправки, для частоти коливань циліндричної панелі за різних умов закріплення прямолінійних і криволінійних країв. Розглянуто поодинокий випадок шарнірного кріплення криволінійних країв циліндричної панелі.

#### Циліндрична панель, низькочастотні коливання, асимптотичне інтегрування, напівмиттєве рішення, інтеграли крайового ефекту, перше наближення

Low frequency fluctuations of slim cylindrical panel has been analyzed. Asymptotical integration of equation's system for cylindrical panel was conducted. Semi-without moment (fundamental) equation and integrals of the border effect for environment of curvilinear borders of cylindrical panel were received. Border problem in the first approaching was determined, as a result formula for main asymptotical correction of cylindrical panel's frequency fluctuations by different conditions of rectilinear and curvilinear border's fastening was obtained. Particular case of hinge fixing of curvilinear borders of cylindrical panel was considered in the article.

Cylindrical panel, low frequency fluctuations, asymptotical integration, semi-without moment obtain, border effect, first approaching

УДК 621.438-762

### Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисюк, О.А. Петрова, И.В. Бережная

ГП "Ивченко-Прогресс", Украина

# ДАЛЬНЕЙШАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ДВИГАТЕЛЯ АИ-25ТЛ

Рассмотрены вопросы возможности улучшения теплового состояния внутренней бандажной полки лопаток соплового аппарата первой ступени турбины двигателя АИ-25ТЛ с целью повышения их работоспособности и ресурса. Выполнены расчетные оценки по возможности реализации мероприятий, направленных на снижение температуры внутренней полки и ее температурной неравномерности. Проведена экспериментальная проверка при испытаниях на полноразмерном двигателе, путем сравнительного термометрирования лопатки с исходной системой охлаждения и при введении дополнительного мероприятия по модернизации ее системы охлаждения.

Лопатка соплового аппарата, бандажная полка, температура, температурная неравномерность поля газа, термометрирование, датчики ИМТК, модернизация, система охлаждения, двигатель, турбина

#### Введение

Двухконтурный турбореактивный двигатель (ДТРД) АИ-25ТЛ, разработки 60-х годов и выпускаемый серийно с 1973 года установлен на учебно-тренировочный самолет (УТС) Л-39.

Самолет Л-39 предназначен для первоначального обучения летного состава, что формирует определенные особенности эксплуатации его силовой установки.

В процессе эксплуатации двигателя АИ-25ТЛ, при осмотрах, и при его ремонтах, выявлены дефекты лопаток соплового аппарата (СА) первой ступени турбины, заключающиеся в окислениях и подгарах элементов профиля пера и полок.

На двигателе уже введены проверенные сравнительным термометрированием мероприятия, по улучшению температурного состояния профиля пера [1]. Однако продолжают проявлятся дефекты на внутренней полке сопловых лопаток, выражающиеся в корозионно-эрозионном износе и прогарах. Особенно это проявляется при эксплуатации самолета в условиях тропического климата.

Причиной таких дефектов может быть совокупность различных факторов, один из которых недостаточная стабильность и повышенная температура газа на выходе из камеры сгорания в пристеночных зонах у внутренней полки на входе в СА.

С целью улучшения работоспособности полок лопаток СА разработаны специальные конструктивно технологические мероприятия, снижающие их повреждаемость. Одним из мероприятий является мероприятие, направленное на снижение температуры внутренней полки за счет более эффективного ее охлаждения.

#### 1. Концепция исследований

Анализ существующей конструкции лопаток СА 1 ступени, ее системы охлаждения, выявляемых дефектов за время эксплуатации двигателя и особенностей технологии ремонта позволил найти решения, позволяющие устранить или снизить дефекты на внутренней полке.

Одно из таких решений, это снижение температуры внутренней полки лопаток СА 1ступени за счет более эффективного ее охлаждения.

Предполагается введение дополнительного пленочного охлаждения за счет выдува воздуха на внутреннем корпусе на входе в СА.

Однако такой дополнительный выдув воздуха может изменить радиальную эпюру температурного поля газа на выходе из камеры сгорания, температурное состояние и прочность деталей и узлов турбины, находящихся дальше по газовому потоку.

С целью проверки правильности и оценки эффективности выбранного мероприятия, были проведены специальные испытания, позволяющие оценить влияние дополнительного выдува на температурное состояние внутренних полок лопаток СА 1 ступени, рабочих лопаток 1 ступени и на температурное поле газа на выходе из камеры сгорания.

©Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисюк, О.А. Петрова, И.В. Бережная, 2010

Испытания проводились на полноразмерном двигателе собранном в исходном профиле и в профиле с предлагаемым мероприятием.

#### 2. Содержание и результаты исследований

Для проверки эффективности и количественной оценки предлагаемого мероприятия, выполнялся анализ существующих конструкций.

Проведены гидравлические расчеты для определения расхода выдуваемого воздуха и геометрии отверстий выдува и их окружного расположения.

Цель такого анализа и расчета заключается в обеспечении дополнительного выдува таким образом, чтобы улучшить температурное состояние внутренних полок СА 1 ступени, не ухудшая при этом температурное состояние рабочих лопаток и температурное поле газа на входе в турбину.

Для этого на двигателе выполнялись специальные доработки и препарировка для измерения:

 температурного поля газа на входе в турбину;

 температурного состояния внутренних полок лопаток СА 1ступени;

 температурного состояния рабочих лопаток 1 ступени;

 температурного состояния наружного и внутреннего корпусов СА 1ступени.

Измерения температуры на внутренней полке лопаток соплового аппарата 1ступени, профиля пера рабочих лопаток 1ступени и температурного поля газа на выходе из камеры сгорания выполнялись датчиками ИМТК в соответствии с технологией, отработанной на предприятии.

Для оценки температурного состояния внутреннего и наружного корпусов соплового аппарата наносились многопереходные термокраски.

Испытания проводились по специальной программе в два этапа, на двигателе в исходном профиле и на том же двигателе, но с выполненными доработками. Узел камеры сгорания при этом не разбирался. Программа испытаний была построена с учетом применяемых средств измерения температур - датчики ИМТК и термокраски.

Схемы препарировки деталей турбины представлены на рисунках 13:

 – лопаток соплового аппарата для измерения температурного поля газа на рис. 1;

 – внутренних полок лопаток СА 1 ступени на рис. 2;

рабочих лопаток 1ступени на рис. 3.



Рис. 1. Схема препарировки лопаток СА1ступени турбины для измерения температурного поля газа



Рис. 2. Схема препарировки внутренних полок лопаток СА1ступени турбины



Рис. 3. Схема препарировки рабочих лопаток 1ступени турбины и изменение ее температурного состояния

В результате проведенных испытаний получено измеренное температурное поле газа на выходе из камеры сгорания на максимальном режиме работы двигателя.

Измеренное температурное поле пересчитано и приведено в относительном виде:

$$\theta_{PAJ} = (T_{\Gamma CP I}^* - T_K^*) / (T_{\Gamma CP}^* - T_K^*);$$
  
 $\theta_{OKP} = (T_{\Gamma MAX I}^* - T_K^*) / (T_{\Gamma CP}^* - T_K^*),$ где

min cpeg max

16 46 100

min cpeg max

42 46 93

Т<sup>\*</sup><sub>К</sub> – температура воздуха за компрессором высокого давления;

Т<sup>\*</sup><sub>Г СР</sub> – средняя температура газа на входе в СА 1 ступени по всем точкам измерения;

Т<sup>\*</sup><sub>Г СР І</sub> – средняя замеренная температура газа в і-том поясе;

 $T^{*}_{\ \Gamma \ MAX \ I}$  – максимальная температура газа в і-том поясе.

Пересчет радиальной эпюры проводился с учетом экстраполянии замеренных температур ло полок соплового аппарата и интерполяции результатов измерений по равновеликим площадям.

Радиальная и окружная температурные неравномерности камеры сгорания для исходного варианта и для варианта с дополнительным выдувом воздуха представлены на рис. 4.

наружная полка

R. MM

220

215

210

Рис. 4. Относительные радиальная и окружная неравномерности температурного поля камеры сгорания

Измерено температурное состояние внутренних полок лопаток СА 1 ступени турбины исходного двигателя и при введении дополнительного охлаждения.

Величина снижения температуры внутренней полки в точках измерения приведена на рис. 5.

Рис. 5. Снижение температуры внутренней полки лопаток СА 1 ступени при введении дополнительного охлажления

Получено температурное состояние хвостовика и профиля пера рабочей лопатки 1ступени в исходном профиле и при введении дополнительного охлаждения полок СА 1 ступени.

Введение дополнительного выдува воздуха для охлаждения внутренней полки СА 1 ступени турбины приводит к:

– снижению температуры внутренней полки сопловых лопаток первой ступени турбины на 16...113 °С (рис. 5):

 снижению температуры хвостовика рабочей лопатки 1 ступени турбины на 2...42 °С;

- снижению температуры пера в корневом сечении рабочей лопатки 1 ступени турбины на 23...32 °C;

- температура в среднем и периферийном сечениях пера рабочей лопатки 1 ступени турбины практически не изменилась (рис. 3);

 радиальная эпюра температурного поля газа на входе в турбину практически не изменилась (рис. 4), наблюдается незначительное улучшение v внутренней полки:

– окружная эпюра температурного поля газа на входе в турбину улучшилась, особенно у внутренней полки.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

 выдув дополнительного воздуха не привел к ухудшию температурного поля газа на входе в турбину;

 температурное состояние рабочей лопатки 1ступени турбины в среднем сечении и на периферии осталось практически неизменным, а в корневом сечении снизилось на 23...32 °С;

- снизилось температурное состояние хвостовика и замка рабочей лопатки;

 улучшилась окружная температурная неравномерность внутреннего корпуса соплового аппарата первой ступени.

Данное мероприятие может быть внедрено при ремонте методом доработки имеющейся матчасти

#### Заключение

min cpea max

64 66 113

Анализ выполненных расчетно-эспериментальных работ показывает, что предлагаемое мероприятие по снижению температуры внутренней полки соплового аппарата 1 ступени турбины, привело к положительному результату.

Введение дополнительного охлаждения внутренних полок не приводит к ухудшению температурного поля газа на выходе из камеры сгорания и температурного состояния рабочих лопаток 1ступени турбины.

Рекомендовать внедрение дополнительного охлаждения внутренних полок лопаток СА 1 ступени в конструктивный профиль двигателя.



#### Перечень ссылок

1. Модернизация системы охлаждения лопаток соплового аппарата первой ступени турбины двигателя АИ25ТЛ/ Ю.А. Зеленый, В.Н. Денисюк // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2004. – № 7(15). Конструкция и прочность – С. 111–113.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### Yu. A. Zelyony, V.N. Denisyuk, O.A. Petrova, I.V. Berezhnaya FURTHER UPGRADING OF COOLING SYSTEM FOR AI-25TL ENGINE TURBINE STAGE 1 N.G.VS

Розглянуті питання можливостей покращання теплового стану внутрішньої бандажної полиці лопаток соплового апарату першого ступеня турбіни двигуна АИ-25ТЛ з метою підвищення їх працездатності і ресурсу. Виконані розрахункові оцінки про можливості реалізації заходів, направленних на зниження температури внутрішньої полиці та її температурної неравномірності.

Проведена експериментальна перевірка при випробуваннях на повнорозмірному двигуні шляхом порівняльного термометрування лопатки з початковою системою охолодження і при введені додаткових заходів по модернізації її системи охолодження.

#### Лопатка соплового апарату, бандажна полиця, температура, температурна неравномірність поля газу, термометрування, датчики МТК, модернізація, система охолодження, двигун, турбіна

The problems related to a possible improvement of thermal state of inner shroud of the AI-25TL turbine stage 1N.G.Vs performed to extend their service life and serviceability have been studied. Calculation assessment of the possibilities to implement procedures aimed at reduction of temperature and temperature no-uniformity of the inner shroud was performed. Experimental check was completed during the tests on a full-size engine by applying a comparative thermometering of parts featuring an original cooling system and at introducing an additional procedure of upgrading a cooling system.

N.G.V., shroud, temperature, gas field temperature non-uniformity, thermometering, sensors of crystal maximum temperature metering unit, upgrading, cooling system, engine, turbine

УДК 621.43.056

### В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина

# ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД

Исследовано влияние топологии и разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода отверстий, перепада давления на жаровой трубе и неравномерности температурного поля газа на выходе камеры сгорания малоразмерного газотурбинного двигателя на основе решения задачи о трехмерном течении с горением жидкого топлива. Показано, что при условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий, неконформные блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них результатов, имея при этом меньшее количество ячеек.

Камера сгорания, коэффициенты расхода, перепад давления, температурное поле газа, численное моделирование, топология расчетных сеток, точность численных оценок

#### Введение

К числу важнейших показателей качества работы камеры сгорания (КС) газотурбинного двигателя (ГТД) относятся ее гидравлическое сопротивление, определяющее термодинамическую эффективность двигателя, и неравномерность температурного поля газа в выходном сечении, влияющая на ресурс лопаток турбины и двигателя в целом.

Температура элементарного объема газа на выходе КС зависит от всей истории его движения, начиная с выхода из компрессора. При прохождении КС температура и состав газа меняются под влиянием процессов горения, теплообмена и перемешивания. Указанные процессы зависят от распределения потоков воздуха внутри КС [1].

Традиционно вопросы распределения воздуха по отверстиям жаровой трубы (ЖТ) и формирования температурного поля газа на выходе КС при приемлемом уровне ее гидравлического сопротивления предварительно решаются одномерным гидравлическим расчетом «холодной» КС и окончательно - ее экспериментальной доводкой. В малоразмерных ГТД решение этих вопросов осложнено несимметричным обтеканием ЖТ противоточной КС и неавтомодельностью течения в мелких отверстиях по числу Рейнольдса [2]. В настоящее время, благодаря развитию методов вычислительной аэрогидродинамики, появилась возможность решения подобных задач трехмерным математическим моделированием всей совокупности процессов в КС: течения, горения, сложного теплообмена, диффузии, турбулентного перемешивания топливовоздушных и

© В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, 2010

газовых потоков. Повышение точности таких расчетов — актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

Теоретически, наряду с совершенствованием физико-математических моделей процессов и численных процедур решения управляющих уравнений, этого можно достичь согласованием размеров, формы и расположения ячеек расчетной сетки с направлением течения и градиентами независимых переменных [3]. В условиях ограниченных вычислительных ресурсов выполнение первого условия ведет к применению неравномерных сеток, которые сгущены (имеют большее разрешение) там, где возможно появление больших градиентов независимых переменных, и, наоборот, разрежены (имеют меньшее разрешение) в остальных местах. Выполнение второго условия возможно лишь отчасти и только на структурированных сетках. В силу геометрической сложности расчетной области пространства, в которой отыскивается численное решение задачи о течении в реальной КС, приходится выполнять ее декомпозицию - разделение на подобласти (блоки), в которых возможно выделить хотя бы одно сеточное направление, в наибольшей степени соответствующее преобладающему направлению течения. Экономичной альтернативой обмену данными между блоками путем навязывания условия совпадения сеточных узлов на смежных границах блоков является использование неконформных (нестыкующихся) сеток. В таких сетках значения сеточной функции в узлах, принадлежащих одной смежной границе, определяются не непосредственно, а интерполяцией значений сеточной функции в соседних узлах, принадлежащих другой смежной границе, благодаря чему узлы, принадлежащие разным поверхностям сопряжения, могут не совпадать. По этому же принципу возможно локально измельчать структурированную сетку, выделяя в ней иерархически вложенные неконформные блочные структуры. Недостатком такого подхода является дополнительная погрешность интерполяции.

Применение блочно-структурированной неконформной сетки с иерархическими структурами в составе гибридной сетки, включавшей 2,75 млн. ячеек, при моделировании течения в одногорелочном секторе КС ТРДДФ GTX-35VS Каveri позволило Сриниваса Рао и др. [4] получить более точные численные оценки потерь полного давления в КС, чем Ананда Редди и др. [5], моделировавших тот же объект в аналогичной постановке на нерегулярной тетраэдрической сетке, включавшей 8,7 млн. ячеек. Точность численных оценок распределения массового расхода воздуха по отверстиям ЖТ указанными выше авторами не исследовалась. В то же время максимальные относительные различия между численными и измеренными оценками относительного массового расхода воздуха через отверстия ЖТ, полученные различными авторами на сетках. содержащих от 0,5 до 2,5 млн. ячеек, находятся в пределах от 15% до 20% [6 - 8], а на сетках, содержащих менее 0,3 млн. ячеек, превышают 70% [9, 10]. В связи с этим представляет интерес выяснить, какую топологию расчетной сетки предпочтительнее использовать, а также где и как следует измельчать сетку для получения приемлемой точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа на выходе реальных КС.

Такая попытка применительно к численным оценкам коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий ЖТ была впервые предпринята авторами работы [11] на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой. Установлено, что поддержание размера граничной ячейки, обеспечивающего значение параметра  $\tilde{y}^+ \approx \Box 30$ , позволяет рассчитать коэффициенты расхода смесительных отверстий ЖТ с относительной погрешностью несколько процентов при условии достаточного разрешения сеткой слоя смешения между струей воздуха, протекающего через отверстие, и вихревым течением, омывающим его цилиндрическую поверхность, для чего предпочтительнее использовать блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами, измельченные на прилегающем к цилиндрической поверхности участке толщиной  $Д \approx R_0(1-\sqrt{M})$ , где  $R_0$  – радиус отверстия. Величина ў<sup>+</sup> представляет собой усредненное по длине цилиндрической поверхности отверстия в стенке значение параметра  $y^+ = yu^+/_H$ , где у— расстояние от стенки до центра граничной ячейки;  $u^+ = \sqrt{\varphi_w/c}$  — динамическая скорость,  $\varphi_w$  — напряжение трения на стенке; v,  $\rho$  — кинематическая вязкость и плотность соответственно.

Выполненное в дальнейшем авторами работы [12] исследование точности численных оценок коэффициентов расхода на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха через отверстие в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока позволило уточнить методические приемы построения неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами в окрестности смесительных отверстий ЖТ.

Опубликованные результаты систематического исследования влияния топологии расчетной сетки на точность численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа реальных КС отсутствуют.

Цель настоящей работы состоит в выяснении эффективности использования неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами для численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС малоразмерного ГТД.

#### 1. Методика исследования

Для достижения поставленной цели были выполнены численные расчеты турбулентного течения с горением жидкого топлива в кольцевой противоточной КС ГТДАИ-450.

Расчеты проводились в трехмерной стационарной постановке. Двухфазная химически реагирующая смесь моделировалась с эйлеровым описанием газовой фазы (как сплошной среды) и лагранжевым описанием движения и тепломассообмена капель жидкого топлива (как дискретных частиц). Взаимодействие непрерывной (газовой) и дисперсной (капельной) фаз учитывалось на основе модели «частица- источник в ячейке» [13], в соответствии с которой присутствие частицы в потоке проявляется через дополнительные источники в уравнениях сохранения газовой фазы. Полагалось, что мгновенное термохимическое состояние потока однозначно определяется консервативной скалярной величиной – безразмерной функцией Шваба – Зельдовича, которая имеет смысл массовой доли восстановленного топлива. Взаимодействие химических реакций и турбулентности описывалось статистически с помошью функции плотности распределения вероятности. В итоге поведение газовой фазы описывалось системой дифференциальных уравнений в частных производных

(ДУЧП), состоящей из осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, двух уравнений дифференциальной модели турбулентности k-є Ши и др. [14] и уравнений сохранения для безразмерных функций Шваба – Зельдовича и для пульсаций этих функций. Связь между термодинамическими переменными устанавливалась уравнением состояния смеси идеальных газов. Повеление лисперсной фазы описывалось системой обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) баланса, действующих на каплю сил и тепломассообмена. Для газовой фазы применялись граничные условия, а для дисперсной фазыначальные условия, соответствовавшие режиму испытаний КС. Поочередное численное решение уравнений непрерывной и дисперсной фаз осуществлялось итерационно до тех пор, пока решения обеих фаз не установятся.

Численное решение отыскивалось в пределах расчетной области, охватывающей одногорелочный сектор проточной части КС. Расчетная область покрывалась сетками различной топологии (рис. 1):

а) конформной тетраэдрической №1 (1561849 ячеек);

б) конформной гибридной №2 (1830017 ячеек);
 в) неконформной блочно-структурированной с

иерархическими структурами №3 (1529386 ячеек).

Количество ребер расчетных ячеек на входных кромках отверстий в наружной (Н) и внутренней (В) стенках ЖТ в каждой сетке приведено в табл. 1.

			Сетка			
Имя	Стенка	Описание		M₂ 2	M₂ 3	
hla	TT		6	10	20	
h1b	п		10	16	20	
h10a	р	Охлаждение угловое	6	10	20	
h10b	Б		10	16	20	
h2	Η	Охлаждающие	6	10	20	
h11	В	отверстия (2-й ряд)	6	10	20	
h3	Η	Основные отверстия	14	32	32	
h12	В	(2-й ряд)	14	32	32	
h4	Η	Охлаждающие	6	10	20	
h13	В	отверстия (3-й ряд)	6	10	20	
h5	Η	Основные отверстия	14	32	64	
h14	В	(смесительные, 3-й ряд)	14	32	64	
h6	Η	Охлаждающие	6	10	20	
h15	В	отверстия (4-й ряд)	6	10	20	
h7	Π	Охлаждающие отверстия (5-й ряд)	10	10	20	
h8	н	Охлаждающие отверстия (6-й ряд)	10	10	20	
h18	B	Охлаждение возле СА	6	10	20	

Таблица 1

Численное интегрирование ДУЧП осуществлялось методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов третьего порядка точности MUSCL Ван Лира [15]. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью процедуры коррекции давления SIMPLE [16]. Значения переменных в пристеночных ячейках вычислялись с использованием эмпирических функций стенок. Численное интегрирование ОДУ выполнялось методом Рунге-Кутта четвертого порядка точности.

Коэффициенты расхода отверстий ЖТ определялись по формулам:

$$\mu^* = G/(F_0 \sqrt{2c\Delta p^*}),$$
 (1)

$$\mu = G/(F_0 \sqrt{2c\Delta p}), \qquad (2)$$

где G — массовый расход воздуха через отверстие;  $F_0$ — площадь поперечного сечения отверстия;  $\rho$  — плотность;  $\Delta p^*$  и  $\Delta p$  — полное и статическое давления в КК соответственно, избыточные над статическим давлением в ЖТ в районе отверстия. Величины  $\mu^*$  и  $\mu$ —связаны соотношением

$$\iota = \mu^* \sqrt{1 + q/\Delta p} , \qquad (3)$$

где q — скоростной напор в КК перед отверстием.

L

Относительный перепад давления на ЖТ вычислялся по формуле

$$\delta p = (p_{KK} - p_{\chi})/p_{KK} \cdot 100 \%,$$
 (4)

где р<sub>КК</sub> и р<sub>ж</sub> – давления в КК и ЖТ соответственно.

Средний и максимальный относительные подогревы газа в i-х поясах замера температуры газа в выходном сечении КС вычислялись по формулам

$$\Theta_{i.cp} = (T^*_{i.cp} - T^*_{K}) / (T^*_{\Gamma.cpM} - T^*_{K}), \quad (5)$$

$$\Theta_{i.max} = (T^*_{i.max} - T^*_{\kappa}) / (T^*_{\Gamma.cpM} - T^*_{\kappa}), \quad (6)$$

где T<sup>\*</sup><sub>i.cp</sub> и T<sup>\*</sup><sub>i.max</sub> – средняя и максимальная полные температуры газа в i-м поясе замера соответственно; T<sup>\*</sup><sub>г.cpм</sub> – среднемассовая полная температура газа в выходном сечении KC; T<sup>\*</sup><sub>к</sub> – полная температура воздуха на входе в KC.

Точность численных расчетов на различных сетках оценивалась путем сравнения их результатов с экспериментальными данными.

#### 2. Результаты исследования

#### 2.1. Коэффициенты расхода отверстий ЖТ

Коэффициенты расхода µ\* и µ в уравнениях (1) и (2) соответственно выражают отношение действительного расхода газа через отверстие в стенке к теоретическому расходу. Действительный расход— это расход газа, который на самом деле проходит через отверстие. Теоретический расход — это расход, который мог бы иметь место при одномерном течении идеального (невязкого) газа.

### Конструкция и прочность



Рис. 1. Расчетные сетки проточной части КС в меридиональном сечении, проходящем между форсунками (слева), и их фрагменты в районе смесительного отверстия h5 (справа): а – конформная тетраэдрическая №1; б – конформная гибридная №2; в – неконформная блочно-структурированная с иерархическими структурами №3

В

В действительности течение газа через отверстие не является одномерным. Поскольку газ притекает к отверстию со всех направлений, то наряду с осевой имеется также радиальная составляющая скорости. По мере вхожления частиц газа в отверстие направление их движения стремится к одинаковому. Изменение направления движения частиц газа в силу их инерционности мгновенно произойти не может. Необходимость постепенного изменения направления движения газа при прохождении отверстия приводит к сжатию струи. Степень сжатия выражается коэффициентом сжатия струи  $\varepsilon = F_{cw}/F_0$ , где  $F_{cw}$  – площадь поперечного сечения струи в самом узком ее сечении; F<sub>0</sub> – геометрическая площадь отверстия. Если форма стенок ЖТ не оказывает влияния на направление входа воздуха в отверстие, то в этом случае наблюдается так называемое совершенное сжатие струи. Такое сжатие является наибольшим. В том случае, если стенки ЖТ и КК в районе отверстия формируют направление движения частиц воздуха при входе в него, наблюдается несовершенное сжатие струи. При этом струя после отверстия сжимается в меньшей степени.

В итоге коэффициент расхода в уравнении (1) определяется произведением  $\mu^* = \epsilon \varphi$ , где  $\epsilon$  – коэффициент сжатия струи;  $\varphi$  – коэффициент скорости, учитывающий уменьшение средней скорости истечения реального (вязкого) газа по сравнению со средней скоростью истечения идеального (невязкого) газа вследствие потерь энергии, обусловленных вязкостью, и неравномерности распределения осевой составляющей скорости по сечению струи. Величина  $\varphi$ изменяется в пределах 0,94...0,99 [17].

Известно, что при обтекании острых (нескругленных) входных кромок цилиндрического отверстия между узким сечением струи и цилиндрической стенкой образуется отрывная область с вихревым течением. Если стенка имеет достаточную относительную толщину  $\bar{\ell} = \ell/D_0$  ( $\ell$  – толщина стенки;  $D_0$  – диаметр отверстия), то отрывная область замыкается на стенке. С увеличением числа Рейнольдса отрывная область заметно удлиняется. Если толщина стенки мала

### $(\bar{\ell} < 0,25)$ , то замыкания на стенке не происхо-

дит. При  $0,25 < \bar{\ell} < 1,5$  в широком диапазоне чисел Рейнольдса Re =  $10^3...10^5$  наблюдается неустойчивый режим истечения с незамкнутой вихревой областью. Неустойчивость режима объясняется различной степенью замыкания вихревой области на стенке, определяющейся рядом случайных причин. Измерения коэффициентов расхода на этом режиме показывают большое рассеивание его значений (до 10%) [18]. Увеличе-

ние толщины стенки до  $\ell > 1,5$  приводит к стабилизации процесса истечения. Вихревая область полностью замыкается на стенке, и струя заполняет все выходное сечение отверстия; коэффициент сжатия ее в выходном сечении равен единице. Коэффициент расхода отверстия в стенке является функцией ее относительной толщины и числа Рейнольдса. С увеличением относительной толщины стенки коэффициент расхода уменьшается в связи с возрастанием потерь на трение по длине. С увеличением числа Рейнольдса коэффициент расхода возрастает, так как коэффициент сопротивления при этом уменьшаегся.

При нормальном натекании невозмущенного потока на цилиндрическое отверстие в толстой стенке (рис. 2) при  $\bar{\ell} = 1...7$  и  $10^3 \bar{\ell} < \text{Re}_{\text{T}} < 10^5 \bar{\ell}$  его коэффициент расхода аппроксимируется формулой [19]

$$\mu^*_{\rm MR} = \frac{1}{\sqrt{1.5 + \frac{0.336 \cdot \bar{\ell}}{\operatorname{Re}_{\rm T}^{0.25}}}},$$
 (7)

где Re<sub>т</sub> – теоретическое число Рейнольдса, вычисляемое по формуле

$$\operatorname{Re}_{\mathrm{T}} = \frac{\mathrm{W}_{\mathrm{T}} \mathrm{D}_{\mathrm{0}}}{\mathrm{M}_{\mathrm{T}}}, \qquad (8)$$

где  $w_{\rm T}$  — теоретическая скорость истечения воздуха через отверстие в сжатом сечении при  $w_{\rm I}$ =0, вычисляемая по формуле

$$w_{\rm T} = \frac{G_{\rm B}}{F} , \qquad (9)$$

где  $G_B$  — массовый расход воздуха через ЖТ;  $F_{\Sigma}$  – суммарная геометрическая площадь отверстий КС.



Рис. 2. Идеализированная схема течения газа через отверстие в стенке [19]

При нормальном натекании невозмущенного потока на цилиндрическое отверстие в тонкой стенке ( $\bar{\ell} \le 0,1$ ) при  $10^4 < \text{Re}_T < 10^5$  его коэффициент расхода аппроксимируется формулой [19]

$$\mu^*_{\mu\mu} \approx 0.59 + \frac{5.5}{\sqrt{Re_T}}$$
 (10)

Течение через отверстия в стенках ЖТ КС, как правило, отличается от идеализированной схемы, показанной на рис. 2, наличием возмущений в потоке, притекающем к отверстию, и в среде, куда происходит истечение из отверстия. Они обусловлены действием следующих факторов:

a) поверхностей, оказывающих направляющее воздействие на поток, притекающий к отверстию;

б) проходящего потока в КК перед отверстием;

в) сносящего потока в ЖТ за отверстием;

г) соседних отверстий.

Указанные возмущения приводят к изменению структуры течения в отверстиях ЖТ и соответствующему отклонению фактических значений коэффициентов расхода относительно их идеализированных оценок (табл. 2).

Возмущающий фактор	Влияние на коэффициент расхода
Направляющие поверхности	Увеличивают коэффициент расхода [17, 19, 20]
Проходящий поток перед отверстием	Уменьшает коэффициент расхода [20, 21]
Сносящий поток за отверстием	При малой интенсивности – незначительно увеличивает, при большой – уменьшает коэффициент расхода [20, 21]
Соседние отверстия, расположенные по потоку	При большом расстоянии t между отверстиями (t/D <sub>0</sub> >3) не влияют, по мере сближения – увеличивают коэффициент расхода [21]

Таблица 2

Структура течения в отверстиях КС, полученная в численном расчете на сетке №3, показана на рис. 3 (стрелками указаны направляющие стенки у отверстий h5 и h14, возможно, увеличивающие коэффициент расхода).

Оценки коэффициентов расхода  $\mu^*_{u,1}$ ,  $\mu^*_{u,2}$ и  $\mu^*_{u,3}$ , полученные по формуле (1) в численных расчетах на сетках №1, №2 и №3 соответственно, в сравнении с их идеализированными оценками  $\mu_{ud}$ , вычисленными по формуле (10) для отверстия h5 и по формуле (7) для остальных отверстий, и гипотетическими оценками  $\mu_{run}$ , ожидаемыми в соответствии со структурой течения, изображенной на рис. 3, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Имя	$\overline{\ell}$	Re <sub>T</sub>	μ* <sub>ид</sub>	μ*	μ* <sub>ч.1</sub>	μ* <sub>ч.2</sub>	μ* <sub>ч.3</sub>
hla	1,6	$9.10^{3}$	0,8	<0,8	0.71	0.70	0.72
h1b	1	$2 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,71	0,70	0,72
h10a	1,7	9.10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0.65	0.75	0.70
h10b	1	$2.10^{4}$	0,8	<0,8	0,05	0,75	0,79
h2	1,6	9.10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0,73	0,59	0,40
h11	1,7	9.10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0,71	0,70	0,58
h3	1,6	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,67	0,70	0,72
h12	1,6	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,61	0,73	0,76
h4	1,7	9.10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0,63	0,68	0,77
h13	1,8	9.10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0,75	0,63	0,60
h5	0,3	3·10 <sup>4</sup>	0,62	~0,6	0,68	0,60	0,54
h14	0,4	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,59	0,75	0,73
h6	1,6	$9.10^{3}$	0,8	<0,8	0,66	0,72	0,76
h15	4	$9.10^{3}$	0,8	<0,8	0,62	0,59	0,68
h7	7	9-10 <sup>3</sup>	0,8	<0,8	0,70	0,66	0,69
h8	7	$9.10^{3}$	0,8	<0,8	0,71	0,62	0,66
h18	3	$9.10^{3}$	0,8	<0,8	0,70	0,72	0,77



Рис. 3. Векторы скорости воздуха в меридиональных сечениях отверстий h5 (a) , h14 (б), h2 (в) и h6(г), окрашенные в соответствии с абсолютной скоростью воздуха (м/с), рассчитанные на сетке №3

- 129 -

Из сопоставления рис. 3 и табл. 3 вилно, что численный расчет качественно верно отражает влияние структуры течения и различных возмущений на коэффициент расхода. Это обстоятельство, наряду с тем фактом, что численное решение тестовых задач о течении в трубе с диафрагмой [11] и об истечении воздуха через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока [12] показало возможность расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий ЖТ с точностью несколько процентов (при достаточном сеточном разрешении), дает основание полагать, что полученные в настояшем исследовании численные оценки коэффициентов расхода большинства отверстий ЖТ µ<sub>ч</sub> близки к их истинным значениям.

В.Я. Безменовым [20] предложена формула (11), аппроксимирующая результаты косвенных измерений коэффициента расхода отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока с использованием формулы (2)

$$\mu = 0.6 \left[ 1 - (1 + \sqrt{\Delta p/q})^{-a} \right], \tag{11}$$

где а — показатель степени, определяемый по формуле

$$a = 2\bar{f}^2 + 2,34\bar{f} + 2,2, \qquad (12)$$

где  $\bar{f} = F_0/F_{KK}$  — отношение площади поперечного сечения отверстия к площади поперечного сечения KK, приходящейся на одно отверстие.

В табл. 4 приведены численные оценки коэффициента расхода  $\mu_{q.1}$ ,  $\mu_{q.2}$ ,  $\mu_{q.3}$  отверстия h5, полученные на сетках №1, №2 и №3 соответственно по формулам (2) и (11), и относительные различия между ними.

Фор- мула	$\mu_{\rm u.1}$	$\mu_{\rm u,2}$	$\mu_{\rm u,3}$	δ <sub>μι1</sub> , %	δ <sub>μι2</sub> , %	δ <sub>μι3</sub> , %
(2)	0,66	0,62	0,57	<b>⊥</b> 11 0	<b>⊥</b> 5 1	2.4
(11)	0,59	0,59	0,59	11,9	- 3,1	-5,4

Таблица 4

Из табл. 4 видно, что неконформная блочноструктурированная сетка с иерархическими структурами №3 обеспечивает лучшее соответствие численных оценок, чем конформная гибридная сетка №2, имея при этом на 20 % меньше ячеек. Это обусловлено тем, что сетка №3 лучше разрешает район отверстий, что компенсирует погрешности интерполяции.

Для получения окончательных выводов о точности численных оценок коэффициентов расхода необходимо выполнить косвенные измерения коэффициентов расхода отверстий натурной КС  $\mu^*$  и  $\mu$  с использованием формул (1) и (2) и оценить их погрешность.

#### 2.2. Суммарная эффективная площадь отверстий натурной КС

Измеренная оценка суммарной эффективной площади отверстий натурной КС получена по данным испытаний из инженерной формы уравнения Бернулли

$$F_{\Im \oplus, \Im aM} = G_{B} / \sqrt{2c\Delta p^{*}}. \qquad (13)$$

Поскольку обмер геометрии испытуемого экземпляра КС не проводился, использовались две расчетные оценки суммарной эффективной площади отверстий натурной КС, вычисленные по формулам

$$F_{3\phi,p.min} = \sum_{i=1}^{N} (\mu^*_{i.\text{Hat.}p} \cdot F_{i.p.min}), \quad (14)$$

$$F_{9\Phi,p,max} = \sum_{i=1}^{N} (\mu^*_{i,Hat,p} \cdot F_{i,p,max}), \quad (15)$$

где і и N — номер отверстия и количество отверстий натурной КС соответственно;  $\mu^*_{i.\text{Hat},p}$  расчетная оценка коэффициента расхода і-го отверстия натурной КС;  $F_{i.p.min}$  и  $F_{i.p.max}$  — минимальная и максимальная расчетные оценки геометрической площади і-го отверстия натурной КС с учетом термического расширения материала ЖТ, вычисленные по номинальным размерам отверстия и по его размерам с учетом всего поля допуска соответственно.

В табл. 5 приведена измеренная оценка суммарной эффективной площади отверстий натурной КС  $F_{эф.зам}$ , вычисленная по формуле (13), в сравнении с ее расчетными оценками  $F_{эф.р.min}$ и  $F_{эф.р.max}$ , вычисленными по формулам (14) и (15) соответственно в предположении, что для отверстий КС, имеющихся в ее сеточной модели,  $\mu^*_{i.HaT.p} = \mu^*_{i.ч.3}$  (см. табл. 2), а для отсутствующих отверстий и тех отверстий, расчет  $\mu^*_{i.y}$  по формуле (1) для которых затруднен,  $\mu^*_{i.HaT.p} \approx 1$ .

Таблица 5

			-	
$F_{3\phi,3am}$	F <sub>эф.p.min</sub> ,	F <sub>эф.p.max</sub> ,	$\delta_{F_{2\phi,p.min}}$ ,	$\delta_{F_{2\phi,p,max}},$
CM <sup>2</sup>	CM <sup>2</sup>	CM <sup>2</sup>		%
			%	
29,78	26,00	28,72	-12,7	-3,6

Из табл. 5 видно, что неконтролируемое изменение линейных размеров отверстий КС в пределах полей их допусков приводит к неопределенности расчетных оценок суммарной эффективной площади отверстий натурной КС примерно  $\pm 5$ % относительно среднего арифметического значений  $F_{i.p.min}$  и  $F_{i.p.max}$ , что приводит к неопределенности расчетных оценок перепада давления на ЖТ соответственно  $\pm 10\%$  (в силу квадратичной зависимости перепада давления от суммарной эффективной площади).

Для получения окончательных выводов на этот счет требуется оценка погрешности косвенных измерений суммарной эффективной площади отверстий натурной КС, выполненных с использованием формулы (13).

### 2.3. Перепад давления на ЖТ

Поскольку обмер геометрии испытуемого экземпляра КС не проводился, в дальнейшем зазором по посадке ЖТ с сопловым аппаратом турбины при численном моделировании КС было решено пренебречь.

Из-за отличий натурной КС от ее расчетной модели, так как неизвестно какая фактическая площадь зазора и отверстий ЖТ была на испытуемом объекте, непосредственное сравнение численных  $\delta p_{\rm q}$  и измеренных  $\delta p_{\rm 3aM}$  оценок относительного перепада давления на ЖТ, полученных с использованием формулы (4), невозможно. В связи с этим численные оценки относительного перепада давления на ЖТ  $\delta p_{\rm q}$  сравнивались с приведенной величиной  $\delta p_{\rm np}$ , полученной пересчетом измеренного значения  $\delta p_{\rm 3aM} = 3,69\%$  по формуле

$$\delta p_{\Pi p} = \delta p_{3aM} \cdot (F_{3\phi,HaT}/F_{3\phi,Mod})^2,$$
 (16)

где F<sub>эфф.нат</sub> и F<sub>эфф.мод</sub> – суммарные эффективные площади отверстий натурной КС и ее твердотельной модели, вычисляемые по формулам соответственно

$$\mathbf{F}_{\mathbf{9}\mathbf{\Phi}.\mathbf{H}\mathbf{a}\mathbf{T}} = \sum_{i=1}^{N} (\mu^*_{i.\mathbf{H}\mathbf{a}\mathbf{T}} \cdot \mathbf{F}_{i.\mathbf{H}\mathbf{a}\mathbf{T}}), \quad (17)$$

$$F_{3\phi.Mod} = \sum_{i=1}^{N} (\mu^*_{i.Mod} \cdot F_{i.Mod}),$$
 (18)

где  $\mu_{i.нат}^*$  и  $\mu_{i.мод}^*$  – коэффициенты расхода і-й группы отверстий натурной КС и ее твердотельной модели соответственно;  $F_{i.нат}$  и  $F_{i.мод}$  – геометрические площади і-й группы отверстий натурной КС и ее твердотельной модели соответственно. Полагалось, что для всех отверстий КС, имеющихся в ее твердотельной модели соответственно. Полагалось, что для всех отверстий КС, имеющихся в ее твердотельной модели,  $\mu_{i.мод}^* \approx \mu_{i.нат}^*$ . В качестве  $\mu_{i.нат}^*$  взяты их численные оценки  $\mu_{i.y}^*$ , полученные в расчете с зазором по посадке ЖТ, отличным от нуля, за исключением аэрофорсунки и завихрителей, расчет  $\mu_{i.y}^*$  по формуле (1) для которых затруднен. Для исключенных групп отверстий  $\mu_{i.нат}$  полагались равными единице. Для групп отверстий натурной КС, отсутствующих в ее твердотельной модели,  $\mu_{i.нат}^*$  также полагались равными еди-

нице, за исключением заглушки воспламенителя, для которой полагалось  $\mu^*_{i \text{ нат}} = 0,66.$ 

Приведенная величина  $\delta p_{np}$ , полученная по формуле (16), в сравнении с аналогичными численными оценками  $\delta p_{q,1}$ ,  $\delta p_{q,2}$  и  $\delta p_{q,3}$ , полученными на сетках №1, №2 и №3 соответственно при фиксированном массовом расходе газа через КС, и относительные различия между ними приведены в табл. 6.

Таблица 6

δp <sub>пp</sub> ,	δp <sub>ч.1</sub> ,	δp <sub>ч.2</sub> ,	δp <sub>ч.3</sub> ,	δ <sub>δρ<sub>4.1</sub>,</sub>	δ <sub>δp<sub>4.2</sub>,</sub>	δ <sub>δρ<sub>4.3</sub>,</sub>
%	%	%	%	%	%	%
5,0	6,9	6,3	6,1	+38	+26	+22

Из табл. 6 видно, что численный расчет завышает оценку относительного перепада давления на ЖТ. При этом наилучшее соответствие численных оценок данным испытаний обеспечивает неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами №3.

Одной из причин завышения численным расчетом оценки перепада давления на ЖТ является занижение сеточной моделью КС геометрической площади отверстий твердотельной модели КС. Последнее обусловлено тем, что если в твердотельной модели КС поперечное сечение отверстия представляет собой круг, то в сеточной модели КС – вписанный в него многоугольник. Отношение площади круга F<sub>к</sub> к площади F<sub>м</sub> вписанного в него правильного многоугольника с числом сторон п составляет

$$F_{\rm K}/F_{\rm M} = 2\pi/[n \cdot \sin(2\pi/n)].$$
 (19)

Из уравнения неразрывности и уравнения Бернулли следует, что при постоянной плотности и фиксированном массовом расходе справедливо соотношение

$$\Delta p_{cet} / \Delta p_{TB} = (F_{\Im \oplus, TB} / F_{\Im \oplus, cet})^2, \qquad (20)$$

где  $\Delta p_{cer}$  и  $\Delta p_{TB}$  — перепады давления на стенке в сеточной и в твердотельной моделях соответственно.

Если бы все отверстия КС были одинаковыми, а коэффициенты расхода в твердотельной и сеточной моделях совпадали, то соотношение (17) сводилось бы к соотношению

$$\Delta p_{\text{cer}} / \Delta p_{\text{TB}} = (F_{\text{TB}} / F_{\text{cer}})^2 \cdot (F_{\text{K}} / F_{\text{M}})^2, \quad (21)$$

где  $F_{TB}$  и  $F_{cet}$  – геометрические площади отверстий в твердотельной и сеточной моделях соответственно. Значения  $F_{K}/F_{M}$  и  $\Delta p_{cet}/\Delta p_{TB}$ , вычисленные по формулам (19) и (20) соответственно при п, равном количеству ребер расчетных ячеек на входных кромках отверстий в различных сетках (см. табл. 1), приведены в табл. 7.

Таблица 7

n	$F_{\kappa}/F_{m}$	$\Delta p_{cet} / \Delta p_{TB}$
6	1,2092	1,4623
10	1,0690	1,1427
14	1,0344	1,0699
16	1,0262	1,0530
20	1,0166	1,0336
32	1,0065	1,0130
64	1,0016	1,0032
00	1	1

Из табл. 7 видно, что при малых значениях п завышение численной оценки перепада давления вследствие занижения сеточной моделью КС геометрической площади отверстий может быть весьма значительным, быстро уменьшаясь с увеличением п. Поскольку отверстия КС не одинаковы, составляющая погрешности численной оценки перепада давления, обусловленная их сеточным представлением, принимает некоторое среднее значение внутри диапазона, приведенного в табл. 7.

Для получения окончательных выводов о погрешности численных оценок перепада давления на ЖТ необходимо выполнить оценку погрешности измерений данного параметра, а также проконтролировать соответствие испытуемого экземпляра КС его сеточной модели.



### 2.4. Температурное поле газа

Радиальные эпюры среднего и максимального относительных подогревов газа в выходном сечении КС, рассчитанных с использованием формул (5) и (6) соответственно по результатам численных расчетов на различных сетках, в сравнении с экспериментальными данными показаны на рис. 4.

При сравнении расчетных эпюр с экспериментальными следует учитывать два обстоятельства.

1. Пренебрежение при численном моделировании зазором по посадке ЖТ с сопловым аппаратом турбины привело к некоторому перераспределению воздуха по отверстиям твердотельной модели КС по сравнению с натурной КС и соответствующим деформациям расчетных эпюр.

2. Поскольку численное решение отыскивалось в пределах расчетной области, охватывающей одногорелочный сектор проточной части КС, включить в состав такой периодической расчетной области одиночную гребенку термопар было невозможно. Соответственно при численном моделировании не учитывались локальные возмущения газового потока, вызванные обтеканием гребенки термопар, что привело к дополнительным различиям между расчетными и измеренными оценками температуры газа.



Рис. 4. Радиальные эпюры среднего (слева) и максимального (справа) относительных подогревов газа в выходном сечении КС: ■ – сетка № 1; ▲ – сетка № 2; ◆ – сетка № 3; ● – эксперимент

Тем не менее, из рис. 4 видно, что результаты расчетов в целом качественно соответствуют данным измерений, за исключением того, что на радиальных эпюрах среднего относительного подогрева газа  $\Theta_{i.cp}$ , полученных в численных расчетах, имеется провал температуры в шестом поясе замера, чего нет в эксперименте. Последнее отчасти может быть обусловлено тем, что в количество охлаждающих отверстий (4-го ряда) h15 в смежных секторах натурной КС различается: в четных секторах оно равно двум, в нечетных — трем. Поскольку расчетная область охватывала одногорелочный сектор проточной части КС, количество отверстий h15 в твердотельной модели КС было принято равным трем. Чтобы не исказить глубину проникновения струй воздуха из отверстий h15 внутрь ЖТ, их диаметры сохранены такими же, как натурной КС. В результате суммарная геометрическая площадь отверстий h15 в твердотельной модели оказалась на 20% больше, чем в натурной КС. Это привело к перераспределению воздуха по отверстиям твердотельной модели: расход воздуха через группу отверстий h15 увеличился, а расход воздуха через остальные отверстия (в том числе, питающие зону горения) уменьшился. Последнее вызвало уменьшение коэффициента избытка воздуха в зоне горения и соответствующий прирост температуры газа выше по течению от отверстий h15. Возник перегрев газа в центральных поясах замера выходного сечения твердотельной модели КС по сравнению с натурной КС. Подача из отверстий h15 твердотельной модели КС холодного воздуха в количестве, на 20% большем, чем в натурной КС, привела к локальному переохлаждению потока ниже по течению вдоль траектории струй, истекающих из данных отверстий. Поскольку траектория струи холодного воздуха, истекающего из отверстий h15 с завышенным на 20 % расходом, проходит в районе спая 6-й термопары (см. рис. 5), расчетная температура газа в этом месте оказывается заниженной.

Из рис. 4 также видно, что численные расчеты на мелких сетках  $\mathbb{N}$  2 и  $\mathbb{N}$  3 лучше улавливают описанный выше эффект, чем расчет на грубой сетке  $\mathbb{N}$ 1.

Для получения окончательных выводов о погрешности численных оценок температурного поля газа необходимо выполнить оценку погрешности температурных измерений.



Рис. 5. Поле температуры газа в меридиональном сечении КС, проходящем между форсунками, и линии тока воздуха, истекающего из охлаждающего отверстия h15 (серые линии), рассчитанные на сетке № 3. Пронумерованные точки- места спаев термопар

#### Заключение

Выполненное исследование показало, что при условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий неконформные блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе KC, имея при этом меньшее количество ячеек.

В отличие от традиционного одномерного гидравлического расчета КС с заданием приближенных эмпирических значений коэффициентов расхода отверстий, численный расчет позволяет определить распределение воздуха по отверстиям, соответствующее тем значениям коэффициентов расхода, которые определяются конкретной трехмерной структурой течения в КС с учетом множества возмущающих факторов.

Чтобы достоверно судить о точности численных оценок гидравлических параметров и неравномерности температурного поля газа на выходе КС необходимо, чтобы геометрическая площадь отверстий в твердотельной модели КС соответствовала испытуемому экземпляру КС в горячем состоянии. Кроме того необходим контроль погрешности измерений физических величин.

Направления дальнейших исследований авторы видят в установлении количественных связей между точностью численных оценок гидравлических характеристик и параметров температурного поля газа в КС.

Авторы благодарны руководству ГП «Ивченко-Прогресс», поддержавшему данное исследование, а также признательны сотрудникам предприятия С.А.Борзову, консультации которого помогли пониманию объекта исследования, и Д.В.Козелу за сделанные им ценные замечания.

#### Перечень ссылок

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД/ А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

2. Абрашкин В.Ю. Поля температур и гидравлические потери в камерах сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей. / В.Ю. Абрашкин, П.Е. Юдин // Вестник СГАУ. – 2007. – №2.– С. 9-14.

3. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Т. 2 / К. Флетчер. – М.: Мир, 1991.– 552с.

4. Srinivasa Rao M. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor / M. Srinivasa Rao, G.Sivaramakrishna // ASME Turbo Expo 2009: June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA (GT2009-59928). – 6 p.

5. Ananda Reddy G. Non-reacting Flow Analysis from Combustor Inlet to Outlet using Computational Fluid Dynamics Code / G. Ananda Reddy, V. Ganesan // Defence Science Journal, Vol. 54, No. 4, October 2004.– PP. 455-467. 6. An Efficient Strategy For The Design Optimization Of Combustor Exit Temperature Profile / Motsamail O.S., Visser J. A., Morris M., de Kock D. J. // ASME Turbo Expo 2006: May 8-11, 2006, Barcelona, Spain (GT2006-91325). – 5 p.

7. A New Paradigm for Simuation of Turbulent Combustion in Realistic Gas Turbine Combustors Using LES / Constantinescu G., Mahesh K., Apte S., Iaccario G., Ham F., Moin P. // ASME Turbo Expo 2003: June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA (GT2003-38356). – 8 p.

8. Application Of An Advanced CFD-Based Analysis System to The PW6000 Combustor To Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description And Validation Of The Analysis Tool / Malecki R.E., Rhie Ch.M., McKinney R.G., Ouyang H., Syed S.A., Colket M.B., Madabhushi R.K. // ASME TurboExpo 2001. June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana (2001-GT-0062). – 10 p.

9. CFD Simulations for the Development of Gas Turbine Low-Nox Hydrogen Combustor / Riccardi J., Gheri P., Giorgiani G., Schiavetti M. // WHEC 16. June 13-16, 2006, Lyon, France. – PP. 221-229.

10. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / Muralidhara H.S., Shembharkar T.R., Pai B.R., Ramanujam P.S., Jayaprakash G.N., Pandey P.K. // XV ISABE. September 3-7, 2001, Bangalore, India (ISABE-2001-1233). – 7 p.

11. Костюк В.Е. Оптимальное размельчение сетки для численного расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, В.Н. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №1. – С. 73-82.

12. Костюк В.Е. Экономичный метод повышения точности численного расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы / Костюк В.Е., Кирилаш Е.И., Козел Д.В., Степанова Т.В. // Вестник двигателестроения. – 2010. – №1. – С. 53-59.

13. Кроу. Численные модели течений газа с небольшим содержанием частиц // Теоретические основы инженерных расчетов, 1982. № 32. – С. 114-122.

14. Shih T.-H. A New – Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation / T.-H. Shih, W.W. Liou, A.Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. –  $N_{2}$  24(3). – P. 227-238.

15. Van Leer B. Toward the Ultimate Concervative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method / B. Van Leer // Journal of Computational Physics.  $-1979. - N_{\odot} 32. - C. 101-136.$ 

16. Vandoormaal J.P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows / J.P.Vandoormaal, G.D. Raithby // Numer. Heat Transfer, 1984. No. 7. – P.147-163.

17. Механика жидкости и газа / Аверин С.И., Минаев А.Н., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. – М.: Металлургия, 1987. – 304 с.

18. Шейпак А.А. Гидравлика и гмдропневмопривод. Ч.1: Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2006. – 266 с.

19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672с.

20. Безменов В.Я. Методика гидравлического расчета камер сгорания ГТД на ЭВМ / Безменов В.Я., Бородина А.П., Валеев Р.С. Техн. отчет ЦИАМ №6759, 1971. — 32 с.

21. Шандоров Г.С. Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду / Г.С. Шандоров // Журнал технической физики. — 1957. — Т. 27. — №1.— С. 156-179.

Поступила в редакцию 24.05.2010 г.

### V.Ye. Kostyuk, O.I. Kirilash

### NUMERICAL SIMULATION OF HYDRAULIC CHARACTERISTICS AND GAS TEMPERATURE FIELD OF THE LOW-SIZED GAS TURBINE COMBUSTOR

Досліджено вплив топології та розділення розрахункових сіток на точність числових оцінок коефіцієнтів витрати отворів, перепаду тиску на жаровій трубі і нерівномірності температурного поля газа на виході камери згоряння малорозмірного газотурбінного двигуна на основі рішення задачі про тривимірну течію з горінням рідкого палива. Показано, що за умови підтримання достатнього розділення в районі отворів, неконформні блочноструктуровані сітки з ієрархічними структурами можуть успішно конкурувати з конформними сітками за точністю отриманих на них результатів, маючи при цьому меншу кількість комірок.

Камера згоряння, коефіцієнти витрати, перепад тиску, температурне поле газа, числове моделювання, топологія розрахункових сіток, точність числових оцінок The influence of the computational grids topology and resolution on the numerical evaluations accuracy of the orifice discharge coefficients, pressure drop across flame tube and exit gas temperature field nonuniformity of the low-sized gas turbine combustor is investigated. It is based on the problem solution of the three-dimensional flow with the liquid fuel combustion. It is shown, that under the condition of sufficient resolution maintenance around orifices nonconformal block-structured grids with hierarchical structures can successfully compete with conformal grids upon the accuracy of the results obtained on them having less cells.

Combustion chamber, discharge coefficients, pressure drop, gas temperature field, numerical simulation, computational grid topology, numerical evaluations accuracy

# УДК 629.7.036.3

# А.Н. Маркушин<sup>1</sup>, В.К. Меркушин<sup>1</sup>, А.В. Бакланов<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение» <sup>2</sup>Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева «КАИ»

# СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ В КОНВЕРТИРОВАННОМ АВИАДВИГАТЕЛЕ ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

В статье описываются конструктивные особенности камеры сгорания с пониженным выбросом  $NO_x$ , которая была спроектирована для газотурбинной установки HK-16CT. Камера сгорания работает на природном газе, организация рабочего процесса осуществлена по схеме «DLE»— Dry Low Emission (дословно: сухая низкая эмиссия). Это означает,что получение низких уровней выбросов вредных веществ достигается «сухим» методом, т.е. без добавления воды, пара или аммиака в проточную часть камеры сгорания. Стендовые испытания показали, что, эмиссия  $NO_x$  в новой камере сгорания оказалась приблизительно на 40 процентов ниже, чем в серийной камере сгорания HK-16CT. При этом выбросы CO фактически не изменились по сравнению с базовой камерой. Полученные результаты достигнуты путем уменьшения температуры в зоне горения, введением подготовки топливовоздушной смеси и сокращением объема камеры. Новая камера сгорания соответствует всем основным характеристикам, предъявляемым к серийной камере.

Токсичность, выхлопные газы, камера сгорания, диффузионное горение, экспериментальное исследование, доводка, модернизация, конструкция, газотурбинный двигатель, конвертирование

### Введение

Современные тенденции развития газотурбинных двигателей и установок наземного применения, включая конвертируемые авиационные двигатели, обуславливают разработку тепловой машины с умеренными и высокими параметрами термодинамического цикла, высокой надежностью, большим ресурсом в сочетании с эксплуатационной технологичностью и низкой себестоимостью.

Проблема создания такого двигателя значительно усложняется в связи с ужесточением требований по защите окружающей среды от выбросов вредных веществ, образующихся при сжигании углеводородных топлив. При этом принятое прогрессивное направление, связанное с созданием ГТУ наземного использования на базе авиационного ГТД в газовой промышленности и в энергетике, потребовало некоторых новых подходов и принципов, что, в частности, отразилось на организации рабочего процесса малоэмиссионного сжигания углеводородного топлива [1].

Простота, надежность, десятилетиями отработанная технология проектирования, изготовления и эксплуатации, одноконтурная система подачи топлива и однозначность управления на основных режимах делают обоснованными многочисленные попытки конструкторов усовершенствовать традиционные камеры сгорания (КС) с

целью улучшения их экологических характеристик. Под традиционными КС понимаются камеры, в которые топливо и воздух поступают раздельно, и горение происходит в зонах со стехиометрическим составом смеси  $a_{cm} = 1$ . Обычно объем и длина такой КС полностью соответствуют авиационному прототипу. Усовершенствованная традиционная КС, оснащена новыми конструктивными элементами, введенными для снижения выбросов токсичных веществ.

#### 1. Способы снижения оксидов азота

В процессе расчета эмиссионных характеристик КС часто используется выражение, полученное на основе кинетического уравнения Я.Б. Зельдовича [2]:

$$NO = 37 \cdot 10^{11} \sqrt{O_2} N_2 e^{-\frac{129000}{RT_{\Gamma}}} \sqrt{p_B / T_{\Gamma}^*} \tau_{np},$$
(1)

представляющее концентрацию образовавшихся оксидов азота при горении однородной смеси, как функцию  $C_{NO_X} = f_1(T_{\kappa}, p_{\kappa}, \tau_{np})$ , где  $P_{\rm K}$  давление воздуха на входе в KC;  $T_{\Gamma}^{*}$  - температура газа в зоне горения;  $\tau_{np}$  - время пребывания газов в камере. Исходя из этого, можно сформулировать основные принципы снижения оксидов азота в камерах сгорания ГТД:

- для снижения  $NO_x$  необходимо обеспечить такой процесс выгорания топлива, при котором распределение температуры газов по длине жаровой трубы должно иметь минимальные значения местных температур газа, или же область высоких температур малой протяженности.

- к уменьшению выбросов оксидов азота ведет, так же снижение времени пребывания t<sub>пр</sub> продуктов сгорания в КС.

- обеднение топливовоздушной смеси и интенсификация смешения топлива и воздуха в первичной зоне;

- такой способ снижения NO<sub>x</sub> как предварительное смешение топлива с воздухом также является оптимальным вариантом, когда реализуется получение гомогенной топливовоздушной смеси и введение ее в зону горения. В результате из времени пребывания в зоне высоких температур исключается время смесеобразования, что также уменьшает выход NO<sub>x</sub>.

#### 2. Особенности конструкции

Разработанная низкоэмиссионная кольцевая КС для газотурбинной установки НК-16СТ мощностью 16 МВт, созданной на базе авиационного газотурбинного двигателя НК-8-2У, является модернизированным вариантом серийной камеры, то есть основная часть конструктивных элементов камеры осталась неизменной. На рис.1 представлена 3D компоновка серийной и модернизированной камеры сгорания ГТД НК-16СТ. Камеры состоят из корпуса 5, жаровой трубы 1, патрубков смесителей 4, газового коллектора для подачи газа к форсункам 3. Фронтовое устройство содержит 32 горелки 2. Жаровая труба кольцевая, многосекционная с конвективно-пленочным охлаждением.



Рис. 1. 3D компоновка серийной и модернизированной камеры сгорания ГТД НК-16СТ

В конструкции новой камеры во фронтовом устройстве были установлены конфузорные горелки частичного смешения (ГЧС) вместо серийных диффузорных горелок. ГЧС обеспечивают более интенсивное выгорание топлива на малой длине, что позволило укоротить жаровую трубу (ЖТ) с 0,575 м до 0,347 м (за точку отсчета взята плоскость фронтового устройства) на 38,5%, а следовательно, уменьшить время пребывания  $\tau_{np}$  продуктов сгорания с 11 до 7 мс и за счет этого снизить выбросы NO<sub>x</sub> [3].

На рис. 2 отражено, как по длине ЖТ происходит распределение смешиваемого воздуха в соответствии с изменением площадей отверстий подвода вторичного воздуха для серийной и модернизированной камер, которое определяется соотношением:

$$\overline{F_i}(x) = \frac{F_i(x)}{F_{\Sigma}}$$
(2)

Откуда видно, что в зону горения укороченной КС, было подведено большее количество воздуха по сравнению с серийной КС, это осуществлялось за счет уменьшения проходных сечений патрубков смесителей в зоне смешения и организации дополнительного ряда отверстий в зоне горения. К тому же, больше воздуха было подведено через фронтовое устройство с целью обеднения смеси на выходе из горелки. Дополнительная масса воздуха способствовала падению уровня температур в зоне горения, что повлияло на снижение выхода  $NO_x$ , так как большая их часть формируется в зоне высоких температур. Следовательно, снижение температуры в зоне

горения, так же как и уменьшение  $\tau_{np}$  привело к подавлению образования оксидов азота.



Рис. 2. Распределение относительных площадей отверстий по длине серийной и модернизированной камер сгорания ГТД HK-16CT

#### 3. Экспериментальная часть



Рис. 3. Схема стенда для испытаний КС

Испытания серийной и модернизированной КС проводились на автономном стенде рис. 3., с целью контроля уровня выбросов токсичных веществ NO<sub>22</sub> CO.

Стенд оборудован необходимыми системами измерения параметров и их регистрации. В составе стенда находится ГТД 1, который служит для подвода сжатого воздуха к испытываемой камере сгорания. Двигатель оснащен отборами воздуха 2 от компрессора высокого давления КВД за девятой ступенью, к которым подсоединены воздуховоды. Воздух через регулируемую заслонку 3 поступает к КС по трубопроводу 4. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством (соплом Вентури) 5 с регистрацией показаний датчика давления, температура воздуха контролируется термопарой группы хромель-алюмель.

В ходе испытаний также проводится проверка заданной радиальной и окружной эпюр неравномерности поля температуры газа. Для этого в выходном сечении ЖТ была установлена подвижная в окружном направлении гребенка термопар 6. Регистрация измерений производится ЭВМ с последующим выводом результатов на печатающее устройство. При замерах эмиссии токсичных веществ CO и NO<sub>x</sub> используется «одноточечный» газоотборный зонд, который размещается на выходе из ЖТ КС 8. Транспортировка пробы продуктов сгорания от зонда до анализирующего оборудования 10 осуществляется по герметичной магистрали 9 за счет скоростного напора газового потока на выходе из КС.

Во время испытаний параметры стенда соответствовали номинальному режиму работы КС: температура воздуха на входе в мерный участок T=200 °C, скорость воздуха C = 115 м/с, средний коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\Sigma} = 5$ , но давление близкое к атмосферному. При этом, замеры эмиссии CO и NO<sub>x</sub> проводились при  $\alpha_{\Sigma} = 3...7$ .



Рис. 4. Зависимость приведенной концентрации CO (a) и NO<sub>x</sub> (б) от для серийной (1) и модернизированной KC (2)

Из графика (рис. 4, а) видно, что для ЖТ модернизированной КС наблюдается несущественное снижение эмиссии окиси углерода по сравнению с серийным вариантом камеры. По графику (рис. 4, б) видно, что для ЖТ укороченной КС можно отметить значительное снижение эмиссии окислов азота по сравнению с серийным вариантом камеры. В среднем снижение эмиссии окислов азота  $NO_x$ , для номинального режима работы КС, составило 40% от уровня выбросов серийного варианта.

По результатам испытаний модернизированной КС, фактические величины окружной неравномерности и радиального поля температур, соответствовали нормам технических условий серийной КС (рис. 5 а, б).



Рис. 5. Величины окружной неравномерности (а) и радиального поля температур (б)

Дальнейшие работы проводились в составе полноразмерного двигателя НК-16СТД: отрабатывался запуск, выход на режимы частичной и полной мощности, а также был произведен замер эмиссии токсичных веществ. Параметры эмиссионных характеристик по оксидам азота NO<sub>x</sub> и углерода CO, на основных режимах работы газотурбинной установки приведены на рис. 6.



Рис. 6. Зависимость концентрации СО и NO<sub>x</sub> от мощности установки

В спроектированной КС на максимальном режиме работы установки Ne = 16 MBt, эмиссия NO, приведенная к концентрации кислорода

15% составила  $C(NO_x)_{HOM}^{15\%O_2} = 96 \text{ мг} / \text{м}^3$ , что удовлетворяет современным требованиям. Следует отметить, что концентрации СО в спроектированной КС также не превысили допустимых нормами значений.

Данные по уровню концентрации CO и NO<sub>x</sub> на максимальном режиме работы Ne = 16 MBT, для серийной и низкоэмиссионной камер, представлены в таблице1.

	- 1
гаолина	
гаолица	

Тип камеры	Выбросы, единицы мг/нм <sup>3</sup>		
сгорания	C(CO) <sub>HOM</sub> <sup>15%O<sub>2</sub></sup>	$C(NO_x)_{HOM}^{15\%O_2}$	
Серийная	270	147	
Модернизированная	250	96	

#### Выводы

Обеднение смеси и интенсификация смешения путем повышения расхода воздуха через горелочное устройство и отверстия первичной зоны, установка горелок частичного смешения и уменьшение объема камеры привели к существенному снижению выбросов токсичных веществ. Полученные результаты достигнуты «сухим» методом, т.е. без добавления воды, пара или аммиака в проточную часть камеры сгорания.

Переход от серийной КС к низкоэмиссионной не потребовал изменения конструкции других узлов двигателя. В результате не пришлось менять топливную систему и создавать сложную систему регулирования подачи воздуха.

### Перечень ссылок

1. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Резник В.Е., Цыбизов Ю.И. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. Самара: СНЦ РАН, 2004. -266 с.

2. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода/ Канило П. М., Подгорный А.Н., Христич В.А. –Киев: Наук. думка, 1987. – 224 с.

3. Маркушин А.Н., Меркушин В.К, Бышин В.М, Бакланов А.В.. Усовершенствование конструкции камер сгорания традиционных схем в целях улучшения экологических показателей ГТД// Изв. вузов. Авиационная техника. – 2010. - №1. – С. 41-44.

Поступила в редакцию 01.07.2010 г.

## A.N. Markushin, V.K. Merkushin, A.V. Baklanov DECREASE IN TOXICITY OF EXHAUST GASES IN THE CONVERTED AIRCRAFT ENGINE BY MODERNIZATION OF THE DESIGN COMBUSTION CHAMBER

У статті описуються конструктивні особливості камери згорання із зниженим викидом  $NO_x$ , яка була спроектована для газотурбінної установки HK-16CT. Камера згорання працює на природному газі, організація робочого процесу здійснена за схемою «DLE»— Dry Low Emission (дослівно: суха низька емісія). Це означає, що здобуття низьких рівнів викидів шкідливих речовин досягається «сухим» методом, тобто без додавання води, пари або аміаку в проточну частину камери згорання. Стендові випробування показали, що, емісія  $NO_x$  в новій камері згорання виявилася приблизно на 40 відсотків нижче, ніж в серійній камері згорання HK-16CT. При цьому викиди CO фактично не змінилися в порівнянні з базовою камерою. Отримані результати досягнуті шляхом зменшення температури в зоні горіння, введенням підготовки топлівовоздушной суміші і скороченням об'єму камери. Нова камера згорання відповідає всім основним характеристикам таким, що пред'являється до серійної камери.

# Токсичність, вихлопні гази, камера згорання, дифузійне горіння, експериментальне дослідження, доведення, модернізація, конструкція, газотурбінний двигун, конвертація

This paper describes features of the combustion chamber with lowered emission  $NO_x$  which has been designed for gas turbine engine plant HK-16CT. The combustion chamber works on natural gas, the organisation of working process is carried out under the scheme «DLE» – Dry Low Emission (literally: dry low issue). It means that reception of low levels of emissions of harmful substances is reached by a «dry» method, i.e. without addition of water, steam or ammonia in a flowing part of the chamber of combustion. Bench tests have shown that, issue  $NO_x$ in the new combustion chamber has appeared approximately for 40 percent more low, than in the serial chamber of combustion HK-16CT. Thus emissions CO actually have not changed in comparison with the base chamber. The received results are reached by temperature reduction in a burning zone, preparation introduction air-fuel mixes and reduction of volume of the chamber. The new combustion chamber of corresponds to the basic characteristics shown to the serial chamber.

Toxicity, exhaust gases, the combustion chamber, diffusion burning, an experimental research, operational development, modernisation, a design, the gas turbine engine, converting

УДК 621.45.026.8

# А.Л. Михайлов, В.В. Воинова ОАО «НПО «Сатурн», Россия, Рыбинск

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ANSYS ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ 2D МОДЕЛИ КОРОТКОГО КОНСОЛЬНОГО ВАЛА РОТОРА ГТД ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ КЛАССИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Определение форм и критических частот вращения ротора является обязательной задачей при проектировании ГТД. Точность их расчета на этапе аванпроекта зависит от корректности построенной математической модели ротора. Предложен способ определения податливости конического короткого консольного вала ротора, использующий МКЭ программного комплекса ANSYS для оценки НДС объемной модели конического участка. Такой подход позволяет уточнить расчетную 2D модель ротора при вычислении критических частот вращения методом начальных параметров.

Ротор ГТД, критическая частота вращения, податливость, ANSYS, Dynamics R3.1

#### Введение

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) представляют собой сложные механические конструкции, состоящие из статора и ротора, работающие в широком диапазоне частот вращения. Расчет форм и частот собственных колебаний вращающегося ротора ГТД с целью отстройки резонансов в области рабочих режимов является обязательной задачей при проектировании двигателя. Именно поэтому необходима высокая точность расчетов критических частот вращения на этапе аванпроекта, определяемая, в первую очередь, корректностью построения расчетной математической модели ротора.

В настоящее время для расчета критических частот вращения роторов ГТД используются, в основном, два способа:

 первый, основанный на представлении колебаний ротора как поперечных колебаний двумерного стержня переменного сечения, использующий программы, основанные на методе начальных параметров;

- второй, использующий объемную математическую модель ротора, реализуется в программных комплексах (Ansys, Nastran, Dyna и т.д.) [1-3].

#### 1. Технология расчета

Создание трехмерной конечно-элементной модели ротора процесс достаточно трудоемкий и требует большого количества времени. А это зачастую неоправданно, особенно на этапе эскизных компоновок двигателя, когда для выбора оптимальной конструкции приходится проводить множество вариантных расчетов, связанных как

с выбором геометрии отдельных узлов ротора, так и с выбором конструкции опор.

За последние несколько лет при расчете критических частот вращения роторов ГТД широкое применение получил программный комплекс Dynamics R3.1, основанный на методе двумерного балочного моделирования. Его применение позволяет в несколько раз сократить время и упростить процесс создания расчетных моделей роторов по сравнению с 3D моделями.

Однако, для некоторых конструкций роторов, имеющих конические участки короткого консольного вала (рис.1, 2), использование балочной 2D математической модели не всегда оправдано. Обычными балочными элементами, предлагаемыми Dynamics R3.1, имитировать с достаточной точностью подобный участок с 3D напряженно-деформированным состоянием в расчетной модели затруднительно, т.к балочные элементы не позволяют учесть с достаточной точностью податливость этих участков вала.

Для решения этой проблемы разработана методика моделирования подобных участков роторов в двумерной среде, использующая возможности метода конечных элементов программного комплекса Ansys.

Расчетная 2D модель ротора в этом случае будет представлять две субмодели, соединенные между собой элементом программного комплекса Dynamics R3.1.

Суть методики сводится к созданию трехмерной математической модели участка ротора, имеющего сложную геометрическую форму (рис. 1, участок Б; рис. 2, участок Г), определению его

© А.Л. Михайлов, В.В. Воинова, 2010

массы, радиальной, угловой податливостей, и дальнейшей интеграции этих значений в двумерную расчетную модель программного комплекса Dynamics R3.1 с помощью элемента «Связь».

Этот элемент представляет собой упруго-демпферную связь общего вида взаимодействия двух смежных двумерных субмоделей исследуемой конструкции. Он позволяет перейти при моделировании участков Б, Г вместо их 3D геометрии и свойств материала к 2D модели.



Рис. 1. Диск вентилятора



Рис. 2. Барабан бустера

### 2. Апробация методики

В качестве примера рассмотрим ротор установки для раскрутки диска вентилятора (рис. 3). Он состоит из двухопорного вала, расположенного в двух подшипниках качения, конического переходника к которому с помощью фланцевого болтового соединения крепится исследуемый диск вентилятора ГТД. Величина радиальных податливостей опор ротора: передней 54·10<sup>-6</sup> см/кг (с учетом податливости упругих элементов в опоре 49·10<sup>-6</sup> см/кг, Материал вала

ротора и втулки переходника - сталь ЭИ 961Ш, диска вентилятора — титановый сплав ВТ 6. Рабочие температуры не выше 200 °С.

В программном комплексе ANSYS была создана трехмерная твердотельная конечно-элементная модель участка Б (рис. 4). Для ее построения использовался элемент SOLID45 — основной элемент при объемном твердотельном моделировании (определяется восемью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле в трех ортогональных направлениях). Заданы необходимые механические свойства материала (модуль упругости, плотность) и граничные условия, имитирующие воздействие смежных участков рассматриваемого ротора.



Рис. 3. Ротор установки для раскрутки диска вентилятора



Рис. 4. Конечно-элементная модель участка Б



Рис. 5. Схема нагружения участка Б Знак (+) – принятое положительное направление нагрузки и перемещений

В нашем случае узлы конечно-элементной модели сечения В-В фиксируются по всем направлениям, а к узлам сечения А-А следует приложить единичную радиальную силу, например Fy = 1000 кгс (равномерно распределенную по окружности), под действием которой сечение А-А совершает радиальное перемещение  $\delta$  (рис. 6).

F<sub>y</sub> = 1000 кгс в плоскости А



Закрепление узлов плоскости диска по всем направлениям



Таким образом, радиальная податливость участка Б от действия силы Fy:

$$\delta_{\rm rad} = \frac{\delta}{F_{\rm v}} = 2.21 \cdot 10^{-9} \, [{\rm m/H}].$$

Помимо радиального перемещения, сечение A-A под действием силы Fy совершает поворот на угол  $\Theta$ .

Тогда перекрестная податливость участка Б:

$$\delta_{cF_y} = \frac{\Theta}{F_y} = -1.73 \cdot 10^{-8} [1/H].$$

Затем сечение A-A равномерно по окружности следует нагрузить единичным изгибающим моментом, например,  $M_z = 1000$  кгс·м, и по углу  $\Theta$  [рад] поворота сечения определится угловая податливость участка Б:

$$\delta_{\rm rot} = \frac{\Theta}{M_{\rm z}} = 3.39 \cdot 10^{-7} \, [1/{\rm H} \cdot {\rm m}]$$

Помимо поворота, сечение А-А под действием изгибающего момента  $M_z$  совершает радиальное перемещение  $\delta^{,}$ . Тогда перекрестная податливость участка Б:

$$\delta_{cM_z} = \frac{\delta'}{M_z} = -1.637 \cdot 10^{-8} [1/H].$$

Для одной и той же конечно-элементной модели значения податливостей (поворот сечения от действия силы Fy и радиальное перемещение сечения от действия момента Mz) должны быть равны.

$$\delta_{cF_v} = \delta_{cM_z} = \delta_c$$

Это необходимое условие проверки корректности построения математической модели. В нашем случае различие этих значений составляет 5,38%, что говорит о достаточной точности построенной конечно-элементной модели и об отсутствии необходимости в ее уточнении. Если разность сравниваемых значений превысит 10% то, как правило, конечно-элементная модель уточняется.

Далее в матрицу коэффициентов жесткости элемента «Связь» (рис. 7) следует ввести полученные из расчета 3D модели значения радиальной и угловой податливостей участка Б (предварительно переведенные в жесткость).



Рис. 7. Элемент «Связь»

Применение в 2D математической модели абсолютно жестких безмассовых элементов сохраняет длинновые размеры ротора и дает возможность точного расположения элемента «Связь», определяемого расстоянием  $L_2$  от плоскости фланца A (места нагружения) до плоскости B.

Учет массы участка Б натурного ротора в математической 2D модели осуществляется введением двух точечных масс по сечениям А и В, каждая из которых равна половине массы участка.

На рис. 8 показана расчетная 2D модель ротора.

Результаты расчета критических частот вращения данного ротора при моделировании участка Б различными способами приведены в табл. 1.

Следует заметить, что если различие значений критических частот вращения ротора по опорным формам не превышает  $\sim 3\%$ , то при колебаниях ротора по изгибной форме, эта разница составляет ~ 10%, что необходимо учитывать при выборе конструкции ротора.

Первая и вторая формы колебаний ротора приведены на рис. 9, 10.

Распределение потенциальной энергии колебаний по элементам ротора приведено в таблице 2.



Рис. 8. Математическая модель ротора



Рис. 9. Первая опорная критическая частота вращения ротора



Рис. 10. Вторая форма колебаний ротора

Таблица 1 Данные по двум вариантам расчетной модели ротора ТНД

Критическая часто	По-	
об/ми	греш-	
По балочной схеме	в Ansys	ность,
2D модель	3D модель	%
2052	2000	2,6*
(опорная)	(опорная)	
34919	33941	2,9*
(опорная)	(опорная)	
54328	49654	9,4*
(изгибная)	(изгибная)	

\*по отношению к балочной 2D модели.

#### Таблица 2

Распределение потенциальной энергии, %

Ν	Критическая частота, об/мин	2000	33941	49654
1	Связь	2.2	3.5	16.3
2	Опора 1	1.7	84.8	9.5
3	Опора 2	89.2	3.6	3.8
4	Вал	6.9	8.1	70.4

#### Заключение

Предложен способ учета реальных упругих характеристик сложных с трехмерным напряженнодеформированным состоянием участков роторов ГТД при вычислении их критических частот вращения на двумерных математических моделях. Моделирование участков ротора сложной геометрической формы в программном комплексе ANSYS, а затем интеграция результатов их расчета в двумерную модель ротора позволяет рассчитывать критические частоты вращения роторов ГТД с более высокой точностью, что упрощает процесс оптимизации конструкции на этапе аванпроекта.

#### Перечень ссылок

1. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. Рыбинск, РГАТА, 2001, 288 с.

2. Михайлов А.Л. Проектирование и вибродиагностика деталей ГТД на основе исследования объемного напряженно-деформированного состояния. Рыбинск, НПО «Сатурн», РГАТА, 2005, 214 с.
3. Терешко А.Г., Леонтьев М.К. Использование МКЭ для решения задачи уточнения расчетной модели при определении критических частот вращения ротора классическими методами. Вестник СГАУ №2 (10), 2006.

Поступила в редакцию 28.05.2010 г.

### A. L. Mihailov, V.V. Voinova

# OPTIMIZATION OF 2D MODEL OF THE SHORT CONSOLE SHAFT OF THE ROTOR BY MEANS OF ANSYS FOR CALCULATION OF THE CRITICAL FREQUENCIES BY CLASSICAL METHODS

Визначення форм і критичних частот обертання ротора є обов'язковим при проектуванні ГТД. Точність їх розрахунку на етапі аванпроекту залежить від коректності математичної моделі ротора. Запропоновано спосіб визначення податливості конічного короткого консольного вала ротора, який використовує MCE програмного комплексу ANSYS для оцінки НДС об'ємної моделі конічної частини. Такий підхід дозволяє уточнити розрахункову 2D модель ротора при обчисленні критичних частот обертання методом начальних параметрів.

### Ротор ГТД, критична частота обертання, податливість, ANSYS, Dynamics R3.1

Determination of the forms and critical frequencies of the rotation of the rotor are an obligatory problem when designing the engines. Accuracy of their calculation in step of pilot project depends on correct building mathematical model of the rotor. Offered method of the determination to flexibility of the cone short console shaft of the rotor using complex ANSYS for estimation of stress to 3d model of the cone-shaped area. Such way allows to make more accurate 2D model of the rotor at calculation of the critical frequencies of the rotation by method initial parameter.

Rotor, critical frequency of rotation, flexibility, ANSYS, Dynamics R3.1

# УДК 621.539.822

## Ю.Б. Назаренко, Л.Ф.Светашова

Федеральное государственное унитарное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют», Россия

# КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ НА ОПОРАХ

Разработанная модель кинематики тел качения подшипников позволяет оценивать возможность зависания роторов, когда ротор через ролики не контактирует с валом, и при посадке возникает динамический удар. Ударные нагрузки, действующие синхронно с частотой вращения ротора, могут возбуждать плоские колебания ротора во вращающейся системе координат. На основе рассмотрения уравнений динамического равновесия вращающегося ротора при изгибных колебаниях получено решение и разработана методика определения собственных частот плоских колебаний, которые являются также и критическими частотами роторов при ударных нагрузках на опорах.

Ротор высокого давления, вал, межроторный подшипник, критическая частота ротора, плоские колебания, собственная частота колебаний, прецессия

#### Введение

Динамические расчеты вращающихся роторов основываются, как правило, на рассмотрении регулярной прецессии. При синхронной прецессии изогнутая ось вала вращается с частотой вращения ротора и не совершает физических колебаний. Возникновение в этом случае физических колебаний ротора невозможно, так как центробежные силы будут этому препятствовать.

В данной работе рассматривается возможность возникновения плоских колебаний во вращающихся роторах при ударных нагрузках на опорах. Это возможно при сильных воздействиях, действующих синхронно с вращением ротора и попадающим в такт с колебаниями.

Формирование ударных нагрузок на опорах и динамическое поведение ротора рассмотрим на примере ротора высокого давления (ВД) двигателя АЛ-31Ф на опоре (межроторный подшипник).

#### 1. Кинематика тел качения межроторного подшипника

Для оценки формирования ударных нагрузок, возникающих при каждом обороте ротора в одном и том же направлении, рассмотрим кинематику тел качения подшипника под действием только статической нагрузки от собственного веса ротора ВД и центробежных сил от его дисбаланса (без перегрузок и гироскопических моментов от эволюции). При этом кинематика тел качения определяется в основном соотношением сил от дисбаланса и собственного веса ротора, которые формируют три типа их поведения.

Первый случай, когда центробежная сила от дисбаланса не превышает собственный вес ротора, которые приходятся на заднюю опору. В этом случае ролики всегда будут прижаты весом ротора ВД в верхней части подшипника и находиться с зазором в нижней части. При этом по мере кругового перемещения центробежной силы точка контакта ролика с максимальным прижимом будет перемещаться на некоторый угол, но не более 45 от вертикальной оси.

Второй случай, когда центробежная сила от дисбаланса ротора намного превышает собственный вес ротора. В этом случае внешнее кольцо подшипника, связанное с ротором ВД от действия центробежной силы будет смещаться в сторону действия силы и прижимать ролики к внутреннему кольцу. Так как центробежная сила совершает круговое движение, то прижим роликов будет также перемещаться и отслеживать частоту вращения ротора ВД.

Третий случай, когда центробежная сила ненамного превышает собственный вес ротора. В этом случае при определенных условиях происходит зависание ротора ВД, когда в определенный момент времени ротор не контактирует через ролики с посадочным кольцом и валом, а при контакте происходит удар.

Вертикальная составляющая центробежной силы от дисбаланса ротора, направленная снизу вверх при некотором угле (от вертикальной оси), становится равной силе от собственного веса, и при перемещении центробежной силы в определенном секторе (от т. А до т. С) будет происходить подъем ротора ВД (рис. 1). Здесь принято вращение по часовой стрелке.

$$h = \int_{t_1}^{t_2} \left[ -g + \gamma g \cos(\zeta t) \right] t dt = -\frac{g\Delta t^2}{2} + \frac{\gamma g t \sin(\zeta t_2)}{\zeta}, \quad (1)$$

где  $\gamma$  — отношение центробежной силы к весу ротора ВД, приходящиеся на заднюю опору; g — ускорение свободного падения; T — время одного оборота ротора ВД; t<sub>1</sub> и t<sub>2</sub> —время начала и окончания подъема;  $\xi = 2\pi/T$ ;  $\Delta t = t_2 - t_1$ .



Рис.1. Кинематика роликов для оценки ударных контактов на дорожках качения

Если величина подъема не превысит зазор подшипника на вертикальной оси, то при дальнейшем перемещении центробежной силы от вертикальной оси (т. В) до горизонтальной оси (т. С) будет происходить горизонтальное перемещение ротора.

$$\delta = \int_{0}^{T/4} \frac{\gamma g [-\zeta t \cos(\zeta t) + \sin(\zeta t)]}{\zeta^2}.$$
 (2)

В формуле (2) оценивается сближение ротора на горизонтальном диаметре. При посадке ротора в любой точке в ФГУП ММПП «Салют» разработана программа на ЭВМ.

Также оценим величину опускания ротора ВД с момента окончания всплытия t<sub>2</sub>, когда проекция центробежной силы на вертикальную ось и собственный вес ротора равны, и до момента посадки ротора на горизонтальном диаметре при линейной экстраполяции изменения ускорения от нулевого значения до g (погращность небогае 5%).

$$h_{o\pi} = \int_{0}^{\Delta t} \frac{gt^2}{\Delta t} dt = \frac{g\Delta t^2}{3}.$$
 (3)

Здесь  $\Delta t = T/4 - t_2$ . Если опускание не будет превышать величину подъема ротора, а горизонтальное сближение будет больше люфта подшипника, то произойдет динамический удар.

Напряжения и перемещения при ударе будут равны статическим умноженным на коэффициент динамичности /3/, который определим из выражения

$$K_{\Pi} = 1 + \sqrt{1 + T_0 / U_c}$$
, (4)

где  $T_0$  – кинетическая энергия ротора ВД, которая приходится на один ролик;  $U_c$  – энергия упругого статического вдавливания ролика в дорожку качения.

Для оценки кинетической энергии ротора ВД при его соударении определим его скорость

$$V = \int_{0}^{T/4} \gamma g \sin(\zeta t) dt = \frac{\gamma g T \cos(\zeta t)}{2\pi} \quad . \tag{5}$$

Тогда кинетическая энергия ротора ВД при его соударении, которая будет приходиться на один ролик, составит

$$T_0 = \frac{1}{2} M V^2 \frac{4.6}{Z},$$
 (6)

где Z – количество роликов в подшипнике.

Упругое сближение при контакте ролика с обоймой подшипника определяется на основании экспериментальных и теоретических исследований ВНИИП /2/

$$\Delta_{\rm CT} = \frac{8.1 \cdot P^{0.925}}{10^5 \cdot L_{3\Phi}^{0.85}},\tag{7}$$

где Р — контактная сила на один ролик,  $P=P_{II}^{*4.6/Z}$ ;  $P_{II}$  — центробежная сила ротора от дисбаланса, приходящаяся на заднюю опору;  $L_{\Theta\Phi}$ - эффективная (линия контакта) длина ролика.

Тогда энергия упругого статического вдавливания ролика в дорожку качения определится из выражения

$$U_{c} = \frac{4.6\gamma P_{II}}{Z} \cdot \Delta_{CT} . \tag{8}$$

Вертикальные и горизонтальные перемещения при превышении центробежной силы в

1.4 раза собственного веса ротора, приходящиеся на заднюю опору для 100, 90 и 85% приведены в таблице 1.

В таблице 2 приведены коэффициенты динамичности при ударе ротора о внутренне кольцо, посаженное на вал ротора турбины низкого давления.

90

85

			таолица
Режим, %	q, мкм	h под, мкм	h оп, мкм
100	7.1	1.57	0.76

1.94

2.17

-	_			
114	ъбл	тат	10	1
	aun		La la	

Таблина	2
гаолица	-

0.94

1.06

Режимы, %	V, м/с	Т <sub>О</sub> *10 <sup>4</sup> , Н*м	Кд
100	0.01	7.37	2.75
90	0.011	8.9	2.88
85	0.012	9.92	2.95

8.7

9.8

Как видно из приведенных данных, коэффициент динамичности изменяется от 2.75 до 2.95, т.е. гораздо больше двухкратного превышения центробежной силы и ударная нагрузка действует синхронно с вращением ротора и попадает в такт с колебаниями. Такие сильные ударные воздействия могут обеспечить преодоление сопротивления центробежных сил при вращении ротора и возбудить плоские колебания.

#### 2. Плоские колебания вращающегося ротора при ударных нагрузках

Для определения собственной частоты плоских колебаний врашающегося ротора рассмотрим уравнения динамического равновесия инерционных и упругих сил вала одного диска при невращающемся роторе

$$m \dot{y} + \alpha y - \delta v = 0;$$
  
...  
$$J_c v - \gamma y + \beta v = 0,$$
 (9)

где а и у – поперечная сила и момент от единичного прогиба вала; б и β – поперечная сила и момент от единичного углового смещения; Ј<sub>С</sub> – осевой момент инерции диска; у и v - поперечное перемещение и угол поворота диска.

Подставляя решение уравнений (8) в виде  $y = y_0 \cos \lambda t$  и  $v = v_0 \cos \lambda t$  будем иметь

$$-m\eta^{2}y_{0} + \alpha y_{0} - \delta v_{0} = 0;$$
  

$$J_{c}\eta^{2}v_{0} - \gamma y_{0} + \beta v_{0} = 0,$$
(10)

где у<sub>0</sub> и v<sub>0</sub> – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний; п - частота плоских колебаний.

При ударных нагрузках для вращающегося диска в системе координат связанной с ним (совершающей круговое движение с частотой ω) в уравнение (8) необходимо добавить центробежные силы и гироскопический момент

$$m \overset{\cdots}{y} + m\omega^{2} y + \alpha y - \delta v = 0;$$
  
$$J_{c} \overset{\cdots}{v} - (J_{c}\lambda - J_{\rho}\omega) \cdot v\lambda - \gamma y + \beta v = 0,$$
 (11)

где  $J_{\rho}$  – полярный момент инерции;  $\lambda$  – частота прецессии.

Во вращающейся системе координат ротора ВД в плоскости, где происходят его колебания, будет происходить два вида движения диска.

Первое связано с колебаниями вала, а второе с его круговым движением. Гироскопический момент диска в этом случае можно определить в квазистатической постановке, т.е. как при синхронной прецессии только при изменяющемся угле поворота диска в соответствии с фазой его колебаний.

Принимая частоту прецессии λ, равной угловой скорости вращения вала  $\omega$  и полагая для тонких дисков J<sub>C</sub>=J<sub>P</sub>/2, получим значение гироскопического момента

$$\mathbf{M} = \left(\mathbf{J}_{c}\lambda - \mathbf{J}_{\rho}\omega\right) \cdot \nu\lambda = -\mathbf{J}_{c}\nu\omega^{2}.$$
(12)

Подставляя решение уравнений (10) в виде  $y = y_0 \cos \omega t$  и  $v = v_0 \cos \omega t$  и после упрощений (11), получим уравнение плоских колебаний врашаюшегося ротора

$$-2m\omega^{2}y_{0} + \alpha y_{0} - \delta v_{0} = 0;$$
  
- $\gamma y_{0} + \beta v_{0} = 0,$  (13)

где у $_0$  и v $_0$  – амплитуда поперечных и угловых перемещений плоских колебаний вращающегося ротора.

Как видно из уравнений (13), динамический момент диска при плоских колебаниях и гироскопический момент при вращении диска погашают друг друга, а инерционная поперечная и центробежная сила действуют совместно и равны между собой.

В этом случае, если рассматривать гармонический анализ модели неподвижного ротора с дисками и лопатками, у которых момент инерции равен нулю и при увеличении их массы в два раза, то это будет соответствовать плоским колебаниям вращающегося ротора.

Собственная частота изгибной формы колебаний ротора ВД изделия АЛ-31Ф при ударных нагрузках были определены в программном комплексе "ANSYS" при сохранении жесткостных характеристик дисков, при задании нулевой плотности и призадании массовых характеристик точечными элементами Mass 21 (рис. 2).

Частота плоских колебаний вращающегося ротора по второй изгибной форме является в то же время и критической частотой ротора ВД и она составляет 186.7 Гц при собственной частоте неподвижного 221 Гц. При этом критическая частота без ударных нагрузок находится намного выше рабочего диапазона вращения и составляет 260 Гц.



Рис. 2. Критическая частота вращающегося ротора ВД при ударных нагрузках

#### 3. Заключение

1. Представлен механизм формирования ударных нагрузок на опорах роторов, действующих синхронно с вращением ротора.

2. Ударные нагрузки возбуждают плоские колебания ротора во вращающейся системе координат.

3. Собственная частота изгибной формы колебаний вращающегося ротора при ударных нагрузках может быть определена как собственная частота неподвижного ротора при нулевых моментах инерции всех дисков и при увеличении их массы в два раза.

#### Перечень ссылок

1. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов/Д.В. Хронин.-М.: Машиностроение, 1970. – 411 с.

2. Подшипники качения : справочник — каталог / Под общей редакцией Л.В. Черневского, Р.В. Коросташевского. — М.: Машиностроение, 1997. — 895 с.

3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев – М.: Наука, 1976. -607 с.

Поступила в редакцию 01.06.10 г.

#### Yu.B. Nazarenko, L.F. Svetashova

# THE CRITICAL FREGUENCIES OF THE GAS-TURBINE ENGINE ROTORS INFLUENCED BY THE IMPACT LOADS ON THE SUPPORT BEARINGS

Розроблена математична модель кінематики тіл кочення підшипників дозволяє оцінювати можливість зависання роторів, коли ротор через ролики не контактує з валом, і при посадці виникає динамічний удар. Ударні навантаження, які діють синхронно з частотою обертів ротора, можуть збуджувати плоскі коливання ротора в обертальній системі координат. На основі розгляду рівнянь динамічного рівноваження обертових роторів при коливаннях на вигин одержано рішення і розроблена методика визначення власних частот плоских коливань, які являються також і критичними частотами роторів при ударних навантаженнях на опорах.

#### Ротор високого тиску, вал, турбина низького тиску, міжроторний підшипник, критична частота ротора, плоскі коливання, власна частота коливань

The new model of inter-rotor bearing rolls kinematics enables one to evaluate the possibility of rotor hanging, when the rotor doesn't engage the shaft through the balls, and the fitting results in the dynamic impact. The impact loads, which function synchronically with the rotor revolution frequency, can induce the planar vibrations of the rotor in the rotating coordinate system. The solution was made up and a new methodology of the planar vibrations self-frequencies evaluation was developed on the basis of the dynamic balance equation analysis. These planar vibrations self-frequencies are coincidently the critical frequencies of the rotors, when they are influenced by the impact loads on the support bearings.

High-pressure rotor, shaft, low-pressure turbine, inter-rotor bearing, critical rotor frequency, planar vibrations, self-vibration frequency

УДК 621.438-226.2-719

### Д.М. Письменний

ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», Україна

# ТЕПЛООБМІН І ВТРАТИ ТИСКУ В ОХОЛОДЖУЮЧОМУ КАНАЛІ УЗДОВЖ ВХІДНОЇ КРОМКИ ЛОПАТКИ ПРИ ЧАСТКОВОМУ ОРЕБРЕННІ СТІНОК

У статі наведені результати СFD-дослідження теплообміну та втрат тиску в охолоджувальному каналі вздовж вхідної кромки лопатки з мікрооребренням. Розглянуто вплив різного розташування ділянок з ребрами-турбулізаторами по контуру поперечного перерізу на теплогідравлічні характеристики течії для конфігурацій оребрения з нормальними та V-подібними ребрами. Дослідження проведено при числі Рейнольдса рівному 100000. Виконано аналіз структури течії в каналі та розподілення інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу каналу від охолоджуючого повітря з урахуванням характерної нерівномірності тепловіддачі з боку газу.

### Охолоджувальна лопатка, теплообмін, інтенсивність тепловіддачі, гідравлічний опір, CFD-розрахунок, модель турбулентності, турбулізатор

#### Вступ

Одним з найбільш складних завдань при розробці охолоджуваних лопаток сучасних високотемпературних газотурбінних двигунів (ГТД) є забезпечення необхідної глибини охолоджування вхідної кромки. Це викликано, з одного боку, високою інтенсивністю теплообміну з боку газу в районі точки гальмування потоку, а з іншої малою площею теплообміну з боку охолоджуючого повітря.

Одним з найчастіше вживаних способів інтенсифікації теплообміну в каналах систем охолоджування РЛ сучасних ГТД є застосування ребер-турбулізаторів квадратного перерізу, які розташовуються на стінках каналів, що мають безпосередній контакт з газом. Інтенсифікація теплообміну при цьому досягається за рахунок постійного руйнування прикордонного шару і додаткової турбулізації потоку біля теплообмінної поверхні. Протягом останніх років були проведені численні дослідження теплогідравлічних характеристик таких каналів, серед яких можна відзначити [1, 2]. Проте в більшості випадків ці роботи стосуються каналів прямокутного перерізу з двома протилежними оребреними стінками. Застосування результатів цих досліджень для розрахунків інших форм каналів, зокрема для охолоджуючого каналу, уздовж вхідної кромки, не дозволяє отримати достовірні результати. Дані по застосуванню ребер-турбулізаторів у такому каналі у відкритій літературі вельми обмежені і в основному стосуються каналів трикутного перерізу. До таких робіт можна віднести [3], де досліджувався теплообмін у каналі, попереч-

© Д.М. Письменний, 2010

ним перерізом якого є рівносторонній трикутник з двома оребреними стінками. У даній роботі представлений аналіз впливу різного розташування ребер-турбулізаторів на розподіл інтенсивності теплообміну в каналі. Проте трикутна форма поперечного перерізу не зовсім коректно відображає канал уздовж вхідної кромки лопатки і не дозволяє оцінити інтенсивність тепловіддачі на циліндричній ділянці вхідної кромки, що є важливим.

В роботі [4] досліджувався канал, форма поперечного перерізу якого ближче до тих, що мають місце в реальних охолоджуваних лопатках. Проте в цій роботі розглянута лише одна конфігурація оребрення, і результати даної роботи не дозволяють оцінити вплив різних конфігурацій на теплообмін і втрати тиску.

На відміну від каналів прямокутного перерізу, які застосовуються в центральній частині профілю, де зміна інтенсивності тепловіддачі з боку газу по ширині оребреної ділянки незначна, в каналі уздовж вхідної кромки інтенсивність тепловіддачі з боку газу істотно нерівномірна, що необхідно враховувати при проектуванні оребрення в таких каналах. Тому великого значення набуває визначення розподілу тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря по контуру каналу.

Основною метою цієї роботи є дослідження впливу різного розташування ділянок з ребрами-турбулізаторами по контуру поперечного перерізу на інтенсивність тепловіддачі і втрати тиску в каналі з формою поперечного перерізу аналогічною охолоджуючого каналу уздовж вхідної кромки, при найбільш поширених конфігураціях оребрення.

#### 1. Об'єкт дослідження

У даній роботі досліджувався охолоджуючий канал уздовж вхідної кромки лопатки, як показано на мал. 1. Досліджуваний канал характеризується відношенням внутрішнього радіусу вхідної кромки до гідравлічного діаметру каналу  $R/D_{\Gamma} = 0,3$ , і кутом загострення вхідної кромки  $g = 30^{\circ}$ . Такі параметри є типовими для каналів, що зустрічаються в конструкціях лопаток.



Мал. 1. Ділянка вхідної кромки лопатки і досліджувані конфігурації оребрення

На мал. 1 представлено дві досліджувані конфігурації оребрення каналу (нормальні ребра та V-подібні ребра), застосування яких найтиповіше. Обидві конфігурації мають однакові параметри оребрення, які характерні для систем охолоджування лопаток ГТД і мають оптимальні теплогідравлічні характеристики: ребра квадратного поперечного перерізу, відносна висота ребра  $e/D_{\Gamma} = 0,1$ , відносний крок оребрення p/e = 10, для V-подібних ребер кут нахилу ребер до напряму течії охолоджуючого повітря  $\alpha = 45^{\circ}$ . Для кожної конфігурації ребер в роботі розглянуто чотири варіанти розташування оребрених ділянок (див. мал. 1):  варіант 1 - повне оребрення стінок, що мають безпосередній контакт з газом (оребрення виконане на вхідній кромці і на бічних стінках);

- варіант 2 - неповне оребрення (оребрення виконане на вхідній кромці і частинах бічних стінок, що примикають до неї);

- варіант 3 - оребрення вхідної кромки;

- варіант 4 - оребрення бічних стінок.

Крім показаних на мал. 1 конфігурацій і варіантів оребрення, для порівняння також досліджувався гладкий канал.

Параметри теплообміну і втрати тиску в каналі досліджувалися при числі Рейнольдса (Re) рівному 100000.

#### 2. Метод дослідження

Пере-Пере-Мичка Втрат тиску в каналі використовувалися СFD-розрахунки (Computational Fluid Dynamics), виконані за допомогою комерційного програмного комплексу ANSYSCFX11.0. Такі розрахунки все частіше застосовуються для визначення теплогідравлічних характеристик каналів систем охолоджування і розрахунку температурного стану охолоджуваних лопаток.

> Для визначення параметрів кінцево-елементної сітки (КЕС) і моделі турбулентності, що забезпечують якнайкраще узгодження результатів розрахунку з експериментальними даними, попередньо були виконані тестові CFD-розрахунки, результати яких частково наведені в [5].

> Для виконання розрахунків були створені розрахункові моделі, відповідні досліджуваним конфігураціям каналу. З метою скорочення кількості елементів КЕС розрахунок виконувався на довжині каналу, рівній двом крокам оребрення в періодичній постановці, що дозволяє отримати результати розрахунку, відповідні повністю розвиненому турбулентному режиму течії. Для розрахунків використовувалася k-є модель турбулентності.

Як граничні умови задавалися:

- постійна температура стінки каналу;

 об'ємний стік тепла, що забезпечує періодичність температурного поля;

- втрати повного тиску на розрахунковій ділянці, що забезпечують необхідну витрату повітря через канал, відповідний числу Рейнольдса Re = 100000.

Для кожної геометрії розрахункових моделей за допомогою програмного комплексу ANSYSICEMCFD11.0 були створені гексаедричні структуровані КЕС, що забезпечують вимоги до величини безрозмірної відстані від першого позастінкового вузла до стінки (у<sup>+</sup>). Для всіх варіантів розрахунку значення у<sup>+</sup> складало від 5 до 10, що задовольняє вимогам k-е моделі турбулентності із застосуванням масштабованої (scalable) пристінкової функції [6].

#### 3. Результати досліджень

Отримана в результаті розрахунку інтенсивність тепловіддачі, виражена числом Нуссельта (Nu), була зведена до значення числа Нуссельта для розвиненої турбулентної течії в гладкому круглому каналі (Nu<sub>0</sub>), визначеного по залежності Діттуса-Бойлтера:

$$Nu_0 = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$
(1)

На мал. 2 представлений розподіл по контуру поперечного перерізу каналу зведеного числа Нуссельта, усередненого у напрямі течії на довжині каналу рівній кроку оребрення. При цьому теплообмін на оребрених поверхнях зводився до площі відповідної поверхні гладкого каналу, тобто включає збільшення площі теплообмінної поверхні за рахунок оребрення. Такий підхід характерний для більшості розрахунків теплообміну у разі застосування турбулізаторів даного типу. Розподіл по контуру представлений уздовж координати x (див. мал. 1), значення якої зведено до внутрішнього радіусу вхідної кромки **R**.



Мал. 2. Розподіл інтенсивності теплообміну по контуру поперечного перерізу досліджуваного каналу

Окрім цього, в таблиці 1 представлені середні значення зведених чисел Нуссельта (Nu/Nu<sub>0</sub>), для чотирьох ділянок теплообміну, розташування яких зображено на мал. 1, і для каналу в цілому.

Таблиця 1 Теплогідравлічні характеристики течії в каналі

		N/	<b>N</b> I			Nu/Nu <sub>0</sub>			
		INU/	INU <sub>0</sub>			$(f/f_0)^{1/3}$			
Варіант розрахунку	вхідна кромка	спинка та корито	перемичка	середній в каналі	f/f <sub>0</sub>	вхідна кромка	середній в каналі		
Гладкий канал	0,84	0,95	0,86	0,91	0,97	0,85	0,91		
Варіант 1									
Нормальні ребра	2,21	2,76	2,03	2,46	19,11	0,83	0,92		
V-подібні ребра	3,70	3,17	1,98	2,94	18,72	1,39	1.11		
Варіант 2									
Нормальні рсбра	1,52	1,84	1,36	1,65	5,88	0,84	0,91		
V-подібні ребра	3,41	2,49	1,33	2,34	11,68	1,51	1,03		
Варіант 3									
Нормальні ребра	1,40	1,23	1,03	1,20	2,12	1,09	0,94		
V-подібні ребра	2,17	1,15	0,96	1,29	2,62	1,58	0,93		
Варіант 4									
Нормальні ребра	1,63	2,49	1,75	2,13	12,79	0,70	0,91		
V-подібні ребра	2,22	3,16	1,86	2,62	13,77	0,93	1,10		

Окрім інтенсивності тепловіддачі, у якості характеристики течії в каналі, в цій роботі розглянуті гідравлічний опір (втрати тиску) і теплогідравлічна ефективність. Втрати тиску в каналі в цій роботі характеризуються коефіцієнтом тертя Фаннінга (f), зведеним до значення коефіцієнта тертя для розвиненої турбулентної течії в гладкому круглому каналі (f<sub>0</sub>), визначеного по залежності Блазіуса:

$$f_0 = 0.079 \cdot \text{Re}^{-0.25} \tag{2}$$

Значення коефіцієнта теплогідравлічної ефективності  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$  застосовується для порівняння ефективності досліджуваних варіантів оребрення і характеризує приріст інтенсивності тепловіддачі при однаковій витраченій потужності на прокачування охолоджувача.

Отримані в результаті розрахунків значення зведених коефіцієнтів тертя  $(f/f_0)$  і значення

коефіцієнта теплогідравлічної ефективності, визначені з урахуванням збільшення інтенсивності тепловіддачі тільки на ділянці вхідної кромки і з урахуванням середнього значення в каналі також показані в таблиці 1.

Варіант 1. Як видно з наданих результатів, у варіанті повного оребрення конфігурація оребрення навіть при однакових параметрах оребрення ( $e/D_{\Gamma}$ , p/e), істотно впливає не тільки на розподіл інтенсивності теплообміну по контуру поперечного перерізу, але і на середнє значення числа Нуссельта в каналі.

Застосування V-подібних ребер забезпечує більший приріст інтенсивності тепловіддачі в районі вхідної кромки, що узгоджується з результатами досліджень, наведених в [3]. У даному варіанті середнє зведене число Нуссельта на ділянці вхідної кромки складає 3,70. У разі застосування нормальних ребер характер розподілу інтенсивності тепловіддачі аналогічний гладкому каналу, і в районі вхідної кромки збільшення тепловіллачі склалає 2.21. Це викликано тим. що, застосування V-подібних ребер приводить до виникнення парного вихору, який підводить холодніше повітря з ядра потоку в область вхідної кромки, де тільки починає формуватися примежовий шар. У разі застосування нормальних ребер істотних вторинних течій, що впливають на структуру течії в каналі в цілому, не спостерігається.

Необхідно відзначити, що стрибкоподібне зменшення числа Нуссельта при переході з плоскої оребреної стінки, що характеризує ділянки спинки і корита, на циліндричну стінку, що характеризує вхідну кромку, викликано в основному зменшенням коефіцієнта оребрення з 1,2 до 1,13 для нормальних ребер і з 1,28 до 1,21 для V-подібних ребер.

Коефіцієнти тертя для обох варіантів оребрення мають близькі значення. Видно, це пояснюється тим, що зниження втрат тиску, викликане плавнішим обтіканням похилих ребер-турбулізаторів (у конфігурації з V-подібними ребрами), компенсується збільшенням втрат тиску через виникнення парного вихору.

Значення коефіцієнтів теплогідравлічної ефективності для обох конфігурацій оребрення вище, ніж для гладкого каналу. При цьому, з погляду забезпечення максимальної інтенсивності теплообміну на ділянці вхідної кромки, конфігурація з V-подібними ребрами має істотні переваги.

Варіант 2. Застосування неповного оребрення стінок при використанні нормальних ребер призводить до істотного зниження тепловіддачі в порівнянні з варіантом 1 по всьому контуру каналу, і на вхідній кромці це зниження досягає 31%. У разі використання V-подібних ребер зниження тепловіддачі на вхідній кромці істотно менше і складає 8%. Так само трохи отримано зниження тепловіддачі на бічних стінках на оребрених ділянках. При цьому, при обох конфігураціях оребрення зменшення тепловіддачі на перемичці в порівнянні з варіантом 1 склало 33%.

Коефіцієнт тертя f за рахунок зменшення оребреної частини контура поперечного перерізу також істотно зменшився, особливо для нормальних ребер. Проте, з погляду теплогідравлічної ефективності, визначеної по ділянці вхідної кромки, варіант з V-подібні ребрами залишається переважнішим.

Варіант 3. Не зважаючи на відсутність розвиненого парного вихору, у разі оребрення лише на ділянці вхідної кромки, V-подібні ребра також забезпечують перевагу з погляду інтенсивності тепловіддачі на вхідній кромці. Це викликано тим, що поганообтічні нормальні ребра за рахунок більшого гідравлічного опору викликають зсуви ядра потоку далі від вхідної кромки до перемички, оточеної неоребреними бічними стінками. Це приводить до того, що для нормальних ребер значення числа Нуссельта на вхідній кромці навіть з урахуванням збільшеної поверхні теплообміну дуже близькі до значень на ділянках гладких бічних стінок, що примикають до вхідної кромки.

Зведене значення коефіцієнта тертя для нормальних і V-подібних ребер відповідно складає 2,12 і 2,62, а значення коефіцієнта теплогідравлічної ефективності, визначеного по ділянці вхідної кромки для V-подібних ребер досягає 1,58, тобто найбільшого значення зі всіх розглянутих варіантів.

Варіант 4. Оребрення тільки бічних стінок у разі застосування нормальних ребер приводить до зменшення інтенсивності теплообміну в порівнянні з варіантом 1 на 10% на бічних оребрених стінках і на 26% на неоребреній ділянці вхідної кромки. При цьому 20% зменшення інтенсивності тепловіддачі на вхідній кромці викликано відсутністю збільшення поверхні теплообміну за рахунок ребер. Для V-подібних ребер, завдяки парному вихору інтенсивність тепловіддачі на оребрених бічних стінках практично не змінилася в порівнянні з варіантом 1. Але тепловіддача на вхідній кромці істотно знизилася до значення приведеного числа Нуссельта 2,22. Значення ж коефіцієнта теплогідравлічної ефективності, визначеного по ділянці вхідної кромки, отримані найменшими з усіх досліджуваних варіантів, а для визначеного за середньою інтенсивністю тепловіддачі в каналі близькі до варіанту 1.

#### Висновки

В результаті виконаного дослідження впливу конфігурації ребер-турбулізаторів і варіантів роз-

ташування оребрених ділянок на інтенсивність тепловіддачі і втрати тиску в каналі можна відзначити наступне:

1. Конфігурація оребрення істотно впливає на розподіл інтенсивності тепловіддачі по контуру поперечного перерізу і на середню інтенсивність тепловіддачі в каналі.

2. Застосування V-подібних ребер при всіх варіантах розташування оребрених ділянок забезпечує більше підвищення тепловіддачі в районі вхідної кромки, де має місце максимум інтенсивності тепловіддачі з боку омиваючого газу.

3. Скорочення довжини оребреної ділянки зі збереженням оребрення на вхідній кромці (варіант 2 і 3) призводить до зниження інтенсивності тепловіддачі як в каналі в цілому, так і в районі вхідної кромки, особливо у разі застосування нормальних ребер. Проте коефіцієнт теплогідравлічної ефективності, визначений по тепловіддачі на ділянці вхідній кромки зростає.

4. У разі неможливості виконання оребрення на ділянці вхідної кромки, наприклад через причини технологічного характеру, на бічних стінках доцільно застосовувати V-подібні ребра, при яких зниження середньої інтенсивності тепловіддачі мінімальне.

#### Перелік посилань

1. Хан, Парк, Лей Интенсификация теплообмена в канале с турбулизаторами // Энергетические машины. – 1985. – Т. 107, №3. – С. 38-45.

2. Taslim M.E., Li T., Kercher D.M. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls // - 1994, ASME Paper 94-GT-163.

3. Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H. Heat transfer measurements in a rotating equilateral triangular channel with various rib arrangements // ASME Turbo Expo 2006. ASME Paper GT2006-90973.

4. Dmaschke N., Wolfersdorf J., Semmler K. Heat transfer and pressure Drop measurements in a rib roughened leading edge cooling channel // ASME Turbo Expo 2009, ASME Paper GT2009-59399.

5. Письменный Д.Н. СFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрами-турбулизаторами // Вісник двигунобудування. — 2009. — №3 (22). — С. 82—87.

6. Turbulence and near-wall modeling // ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0.

Поступила до редакції 31.05.2010 р.

### D.M. Pysmennyi

# HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN A LEADING EDGE PARTLY RIB-ROUGHENED COOLING CHANNEL

В статье представлены результаты CFD-исследования теплообмена и потерь давления в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки с микрооребрением. Рассмотрено влияние размещения участков с ребрами-турбулизаторами по контуру поперечного сечения канала на теплогидравлические характеристики течения в канале при конфигурациях оребрения с нормальными и V-образными ребрами. Исследование проведено при числе Рейнольдса равном 100000. Выполнен анализ распределения интенсивности теплоотдачи по контуру поперечного сечения канала от охлаждающего воздуха с учетом характерной неравномерности теплоотдачи со стороны газа.

# Охлаждаемая лопатка, теплообмен, интенсивность теплоотдачи, гидравлическое сопротивление, CFD-расчет, модель турбулентности, турбулизатор

This paper presents heat transfer and pressure loss CFD-investigations in the blade leading edge rib roughed cooling channel. The effect of rib roughed section arrangement on thermal and hydraulic performances for normal and V-shaped rib configurations is described. The Reynolds number is equal to 100000 for this investigation. Analysis of heat transfer distribution from cooling air along the cross section perimeter of the channel was carried out.

# Cooling blade, heat transfer, hydraulic resistance, CFD-simulation, turbulence models, turbulence promoter

УДК 621.43.056

## С.И. Сербин, С.В. Вилкул, В.В. Вилкул

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНОГО ЗАВИХРИТЕЛЯ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ И СТРУКТУРУ ПОТОКА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД

Статья посвящена вопросам численного моделирования жидкотопливных камер сгорания газотурбинных двигателей с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (CFD) и трехмерных виртуальных моделей. Показана возможность применения численного эксперимента для проведения оптимизации структуры потока и температурного поля при проектировании камер сгорания газотурбинных двигателей. Полученные в ходе расчетов данные позволили определить влияние геометрических параметров радиального завихрителя и схемы подачи воздуха в жаровую трубу на распределение температуры и структуру потока в камере сгорания судового ГТД с максимальной температурой газа 1645 К.

Газотурбинный двигатель, камера сгорания, математическое моделирование, радиальный завихритель, поле температур, структура потока

#### Введение

Одним из главных способов повышения коэффициента полезного действия газотурбинных установок является увеличение температуры рабочего тела в цикле газотурбинного двигателя. Достижение максимально эффективной температуры рабочего цикла ограничивается допустимой температурой материалов элементов камер сгорания и лопаток турбин. Применение системы воздушного охлаждения позволяет повышать температуру рабочего тела, но требует более точного прогнозирования распределения температур возле стенок и на выходе из камеры сгорания [1-3]. Изучение структуры течения внутри камеры с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (CFD) и трехмерных виртуальных моделей позволяет проводить многовариантные расчеты с целью оптимизации аэродинамики потока и распределения температур, концентраций основных продуктов горения и токсичных компонентов по сечениям жаровой трубы. В результате уменьшаются сроки и стоимость проектных и доводочных работ по созданию перспективных типов камер сгорания ГТД.

В статье представлены результаты численного моделирования процессов смесеобразования и сгорания жидкого топлива в камере сгорания судового ГТД с максимальной температурой цикла 1645 К. Путем изменения геометрии радиального завихрителя и схемы подачи воздуха в жаровую трубу осуществляется оптимизация процессов перемешивания компонентов и химического реагирования жидкого топлива, распыливоемого форсункой, с воздухом. Выбирается рациональное распределение охлаждающего воздуха по поясам охлаждения с целью обеспечения необходимого распределения температур рабочего тела вблизи стенок жаровой трубы и на выходе из камеры сгорания. Для данной камеры сгорания исследовалась структура течения потока для трех различных вариантов соотношений углов выхода потока из внутреннего и внешнего каналов завихрителя: а) 50/55, б) 40/45, в) 45/40 градусов.

#### 1. Математическая модель

Предложенная математическая модель камеры сгорания, работающей на жидком топливе, основана на следующих уравнениях: неразрывности, сохранения количества движения, сохранения энергии, переноса химических компонентов.

Из-за сложности физико-химических процессов в таких камерах сгорания при построении математической модели были сделаны определенные допущения, которые упрощают процедуру численного решения:

 течение газа трехмерное турбулентное, установившееся во времени и дозвуковое;

 объемной вязкостью, вязким нагревом и лучистым теплообменом и теплообменом через стенки камеры сгорания пренебрегаем.

В качестве модели горения принята модель Eddy Dissipation Concept для смеси gasoil-air ( $C_{16}H_{29}$  - air) программного продукта ANSYS Fluent. Топливо  $C_{16}H_{29}$  выбрано как наиболее близкое по физико-химическим показателям к

дизельному (рабочая масса топлива  $C^p = 0,8687$ ,

© С.И. Сербин, С.В. Вилкул, В.В. Вилкул, 2010

 $H^p = 0,1313$ ). Механизм горения  $C_{16}H_{29}$  описывается пятиступенчатой реакцией горения углеводородов [4]:

$$\begin{split} 2\mathrm{C}_{16}\mathrm{H}_{29} + 16\mathrm{O}_2 &\rightarrow 32\mathrm{CO} + 29\mathrm{H}_2 \\ 2\mathrm{H}_2 + \mathrm{O}_2 &\rightarrow 2\mathrm{H}_2\mathrm{O}\,; \\ 2\mathrm{CO} + \mathrm{O}_2 &\rightarrow 2\mathrm{CO}_2\,; \\ 2\mathrm{H}_2\mathrm{O} &\rightarrow 2\mathrm{H}_2 + \mathrm{O}_2\,; \\ 2\mathrm{CO}_2 &\rightarrow 2\mathrm{CO} + \mathrm{O}_2\,. \end{split}$$

Важным шагом для эффективного моделирования рабочего процесса в камере сгорания ГТД является правильный выбор модели распыливания жидкого топлива.

Для расчетов выгорания жидкого топлива, распыливаемого форсункой, выбрана модель Discrete Phase Model. Эта модель прогнозирует траектории движения отдельных частиц. Обмен импульсом, теплотой и массой между газом и каплями топлива включаются в расчет. чередуясь с расчетом траекторий частиц и уравнений газовой фазы. Капли жилкого топлива при лвижении в газовой среде будут испаряться, а образовавшиеся газообразные горючие вещества будут являться источником для реакций горения. Капли топлива имеют неравномерное распределение диаметров по закону Розина-Раммлера. Максимальный размер капель 75 мкм, средний 35 мкм, минимальный 5 мкм. В расчетах принималась характеристика дисперсии капель 3,5, обеспечивающая достаточно хорошее качество распыливания жидкого топлива.

В качестве модели турбулентности принята RNG-k-є-модель [5], которая позволяет более эффективно рассчитывать гидродинамические показатели сильно закрученных потоков в отличие от стандартной k-є-модели.

Для численного решения системы дифференциальных уравнений, которая описывает физико-химические процессы в жидкотопливных камерах сгорания ГТД, использован метод контрольного объема, реализованный в программном комплексе ANSYS Fluent.

#### 2. Структура течения в жаровой трубе

В данной конструкции камеры сгорания судового ГТД используется радиальный двухканальный завихритель воздуха (рис. 1), предназначенный для качественного перемешивания воздуха и основной массы топлива в головном сечении жаровой трубы, где вследствие центробежного эффекта закрученного потока и дополнительного подвода первичного воздуха имеет место интенсивное турбулентное перемешивание компонентов. Особенностью данной конструкции завихрителя является наличие внутреннего и внешнего каналов, что обеспечивает более развитые рециркуляционные течения в периферийной части фронтового устройства жаровой трубы и возможность регулирования положения зон обратных токов. Так, путем взаимного изменения углов выхода потока из радиального завихрителя можно значительно варьировать размеры зон обратных токов (приосевой и периферийных) и количество воздуха, поступающего в локальные зоны головной части камеры, что существенно изменяет характер течения и выгорания жидкого топлива.



Рис. 1. Геометрическая модель радиального двухканального завихрителя

В рассматриваемых вариантах жаровых труб воздушный поток, проходя через каналы радиального завихрителя, отклоняется от первоначального направления движения и в виде кольцевых закрученных струй распространяется вдоль боковой поверхности конических и цилиндрических обечаек жаровой трубы. В образовавшуюся зону пониженного давления из кольцевой струи, а также из первичных отверстий, подсасывается часть воздуха, которая меняет направление своего движения и, пройдя к головной части жаровой трубы, опять подмешивается к прямому закрученному потоку.

Большие углы (50/55 градусов) выхода потока из радиального завихрителя (вариант *a*) способствуют возникновению значительных центробежных сил, которые приближают зоны стабилизации к стенкам жаровой трубы, что при реализации режима горения с большой вероятностью приведет к перегреву стенок жаровой трубы. Также неравномерность потока наблюдается и за отверстиями подачи первичного воздуха. Отметим, что уменьшение углов выхода потоков из радиального завихрителя до 40/45 градусов не привело к существенному улучшению структуры зоны обратных токов, хотя стабилизировало течение за отверстиями подачи первичного воздуха (рис. 2,  $\delta$ ). Недостаточная протяженность первичной зоны в этом случае приводит к тому, что кольцевая струя воздуха из завихрителя ударно встречается со струями первичного воздуха, что препятствует формированию стабильной зоны обратных токов.

На четкое формирование устойчивой зоны обратных токов повлияло изменение углов выхода потоков из радиального завихрителя до 45/40 градусов и передвижение отверстий подачи первичного воздуха на две обечайки жаровой трубы вперед по потоку (рис. 2, *в*).







Рис. 2. Структура потока в первичной зоне жаровой трубы при углах выхода потока внутреннего/внешнего каналов завихрителя: *а*) - 50/55, *б*) - 40/45, *в*) - 45/40 градусов

в)

Анализируя характер течений в жаровой трубе с различными вариантами углов закрутки радиального завихрителя, можно сделать вывод, что наиболее рациональным является соотношение углов выхода потока из каналов радиального завихрителя (внутренний/наружный) 45/40 градусов (вариант *в*).

Характер втекания струй первичного воздуха оказывает значительное влияние на аэродинамическую структуру потока в камере сгорания. Так, для увеличения глубины проникновения радиальных струй первичного воздуха в конструкции жаровой трубы предусмотрены специальные втулки. Установка втулок также способствует однородности распределения первичного воздуха по окружности жаровой трубы. Отметим, что у варианта *в* втулки подачи первичного воздуха наклонены по отношению к оси камеры на 75°, что улучшает формирование необходимой зоны обратных токов и увеличивает ее протяженность (рис. 2, *в*).

#### 3. Неравномерность температурного поля

При впрыске капель жидкого топлива полым конусом распыливания с углом 75° происходит интенсивное тепловыделение, сопровождающееся увеличением осевой и палением тангеншиальной составляющей скорости рабочего тела. При этом увеличивается радиальная составляющая скорости, изменяются размеры зоны обратных токов и количество газов, возвращающихся к корню факела. В районе отверстий подачи первичного воздуха вследствие трения и турбулентной диффузии интенсивность закрутки потока резко уменьшается, зона рециркуляции замыкается, и сечения жаровой трубы заполняются перемешивающимися потоками продуктов сгорания и охлаждающего воздуха, движущимися преимущественно в осевом направлении.

Для оценки качества процессов сгорания топлива и перемешивания продуктов сгорания с охлаждающим воздухом используется параметр степени неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания, который определяется по формуле:

$$\Theta = \frac{\mathrm{T_{max}} - \mathrm{T_{cp}}}{\mathrm{T_{cp}} - \mathrm{T_2}} \cdot 100\%,$$

где Т<sub>тах</sub> — максимальная температура газа в выходном сечении жаровой трубы, К;

T<sub>2</sub> – температура воздуха на входе в камеру сгорания, K;

T<sub>cp</sub> – среднемассовая температура газа на выходе из жаровой трубы, К. 2.26e+03 2.16e+03 2 07e+03 1.98e+03 1.88e+03 1.79e+03 1.70e+03 1.60e+03 1.51e+03 1.42e+03 1.32e+03 1.23e+03 1.14e+03 1.04e+03 9.49e+02 8 56e+02 7.63e+02 6.69e+02 5 76e+02



a)

2.35e+03 2.26e+03 2 16e+03 2.07e+03 1.98e+03 1.88e+03 1.79e+03 170e+03 1.60e+03 1.51e+03 1.42e+03 1.32e+03 1.23e+03 1.14e+03 1.04e+03 9.49e+02 8.56e+02 7.63e+02 6.69e+02 5.76e+02





Рис. 3. Распределение температур в первичной зоне жаровой трубы при углах выхода потока внутреннего/внешнего каналов завихрителя: а) - 50/55, б) - 40/45, в) - 45/40 градусов

Вариант а (рис. 3, а) с соотношением углов выхода потоков из внутреннего и внешнего каналов завихрителя 50/55 градусов обеспечивает значительные рециркуляционные течения в первичной зоне жаровой трубы, устойчивые зоны стабилизации пламени, примыкающие к стенкам жаровой трубы, но не обеспечивает необходимую протяженность зоны обратных токов. Это приводит к возникновению очагов горения непосредственно у стенок жаровой трубы до и после отверстий подачи первичного воздуха, куда также подается охлаждающий стенки воздух. Все это вызывает догорание оксидов углерода и молекулярного водорода далеко за отверстиями подачи вторичного воздуха в районе смесителя жаровой трубы. Поэтому максимальные температуры в выхолном сечении жаровой трубы лостигают 2122 К, а общая неравномерность поля температур 38.1%.

Вариант  $\delta$  (рис. 3,  $\delta$ ) с измененными соотношениями углов выхода потоков из внутреннего и внешнего каналов завихрителя (40/45 градусов) изменяет общую структуру течения топливовоздушной смеси в первичной зоне жаровой трубы. Значительно меньшее количество очагов горения находится в районе стенок камеры, ядро пламени вытягивается в осевом направлении. Но нерациональное распределение количества первичного и охлаждающего воздуха, а также недостаточная протяженность зоны обратных токов (из-за относительно близкого расположения отверстий подачи первичного воздуха к радиальному завихрителю) приводят к резкому увеличению максимальной температуры газа до 2356 К и неравномерности поля температур на выходе из жаровой трубы до 65,4%.

В варианте в (рис. 3, в) увеличена на 70% подача воздуха через отверстия пленочного охлаждения на четырех обечайках перед отверстиями подачи первичного воздуха и на 30% - на остальных обечайках. Выбранное распределение охлаждающего воздуха по поясам охлаждения позволило обеспечить рациональное распределение температур рабочего тела вблизи стенок жаровой трубы. Также из-за стабильной структуры зоны обратных токов из головной части жаровой трубы исчезли очаги горения, а фронт пламени более равномерно распределился по всему объему жаровой трубы. При этом максимальные температуры в выходном сечении снизились до 1812 К, а общая неравномерность поля температур - до 13,1%.

### Выволы

С помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики (CFD) и трехмерной виртуальной модели камеры сгорания путем изменения геометрии радиального завихрителя и схемы подачи воздуха в жаровую трубу проведены оптимизационные расчеты процессов смесеобразования и сгорания жидкого топлива в камере сгорания судового ГТД с максимальной температурой цикла 1645 К.

Показано, что наиболее рациональным является соотношение углов выхода потока из каналов радиального завихрителя (внутренний/наружный) 45/40 градусов. Для увеличения глубины проникновения струй первичного воздуха и его однородности распределения по окружности жаровой трубы целесообразно использовать специальные втулки.

Оптимизация распределения охлаждающего воздуха по поясам охлаждения жаровой трубы и подачи первичного воздуха позволила обеспечить рациональное распределение температур рабочего тела вблизи стенок жаровой трубы и на выходе из камеры сгорания.

#### Перечень ссылок

1. Романовський Г.Ф. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.

2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: пер. с англ. / А. Лефевр. – М. : Мир, 1986. – 566 с.

3. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Ю.М. Пчелкин. – М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.

4. Karl V. Meredith Automated Global Mechanism Generation for use in CFD Simulations / Karl V. Meredith, David L. Black // 44-th AIAA-Paper. -Reno, Nevada, 2006. – P.1-13.

5. Launder B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence / B.E. Launder., D.B. Spalding, – London: Academic Press, 1972. – 310 p.

6. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания / Н.Ф. Дубовкин. - М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. - 288 с.

7. Fenimore C.P. Studies of fuel-nitrogen in rich flame gases / C.P. Fenimore // 17th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburg, 1979.

8. Иноземцев А.А. Газотурбинные двигатели / А.А. Иноземцев, В.Л. Сандрацкий. – ОАО "Авиадвигатель", Пермь, 2006. – 1204 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### S.I. Serbin, S.V. Vilkul, V.V. Vilkul

# RESEARCH THE INFLUENCE OF RADIAL SWIRLER PARAMETERS ON THE TEMPERATURE FIELD AND THE FLOW PATTERN IN THE GTE COMBUSTION CHAMBER

Стаття присвячена питанням числового моделювання рідкопаливних камер згоряння газотурбінних двигунів за допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки (CFD) і тривимірних віртуальних моделей камер згоряння. Показано можливість застосування числового експерименту для проведення оптимізації структури потоку і температурного поля при проектуванні камер згоряння газотурбінних двигунів. Отримані в ході розрахунків дані дозволили визначити вплив параметрів радіального завихрювача і схеми подачі повітря в жарову трубу на розподіл температури і структуру потоку в камері згоряння суднового ГТД із максимальною температурою газу 1645 К.

#### Газотурбінний двигун, камера згоряння, математичне моделювання, радіальний завихрювач, поле температур, структура потоку

The article is devoted to the questions of numerical simulation of liquid-fuel combustion chambers of gas turbine engines by the instrumentality of modern tools of computational fluid dynamics (CFD) and three-dimensional virtual models of combustion chambers. The opportunity of application of numerical experiment is shown for carrying out of optimization of flow pattern and a field of the temperature at designing combustion chambers of gas turbine engines. The data received during the calculations have allowed to determine influence of key parameters of the radial swirler and the air input scheme on the temperature distribution and flow pattern in the combustion chamber of the marine GTE with maximum cycle temperature 1645K.

Gas turbine engine, combustion chamber, computer flow modelling, radial swirler, a field of the temperatures, flow pattern

# УДК 539.3

### С.В. Филипковский

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины

# НЕЛИНЕЙНЫЕ НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Получена модель колебаний симметричного ротора на подшипниках качения. Силы упругости подшипника описаны теорией контакта Герца. Нелинейная зависимость силы от перемещений разложена в степенной ряд. Учтены гироскопические моменты диска, и распределенная масса вала. Математическая модель колебаний ротора сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка. Для анализа полученной системы применяется метод нелинейных нормальных форм Шоу-Пьерра. Получены формы колебаний ротора и фазовые траектории системы, построены скелетные кривые нелинейных колебаний ротора.

#### Ротор, подшипник качения, контактное взаимодействие, метод нелинейных нормальных форм, фазовые траектории, скелетные кривые

#### Введение

Многие приборы и агрегаты летательных аппаратов содержат вращающиеся роторы на подшипниках качения. Эти подшипники являются нелинейными опорами. Требование снижения веса и вибрации этих устройств приводит к необходимости повышения точности расчета амплитудно-частотных характеристик в различных режимах эксплуатации.

Поперечные колебания валов с дисками в линейной постановке с учетом гироскопических моментов, внешнего и внутреннего трения исследовано Ф.М. Диментбергом [1]. Собственные частоты механической системы, представляющей собой жесткий ротор с определенным кинетическим моментом, помещенный на упругих радиально-упорных шарикоподшипниках в жестком корпусе исследованы в линеаризованной постановке Л.З. Новиковым [2]. Е.Г. Голоскоков исследовал квазипериодическое движение ротора [3]. Нелинейные нормальные формы колебаний вращающегося вала в подшипниках скольжения исследованы в статье [4]. К.В. Аврамовым и К. Пьерром применен метод нелинейных нормальных форм к исследованию колебаний систем с гироскопическими силами [5].

Целью настоящей работы является исследование нелинейных колебаний жесткого ротора с диском на радиально-упорных шарикоподшипниках.

#### 1. Уравнения движения системы

Расчетная модель рассматриваемой системы показана на рис. 1. Начало координат располагаем в сечении опоры А. Длина вала — 1, диск закреплен посередине между опорами. Перемещения сечений вала по направлениям коорди-

© С.В. Филипковский, 2010

натных осей обозначим  $u_x$ ,  $u_y$ . Углы поворота сечения вала обозначим  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$ . Угловые скорости сечений вала  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$  связаны с углами поворота известными кинематическими соотношениями [6]. Определим перемещения вала [4]:

$$u_{x}(z,t) = x_{1}(t)\frac{z}{1} + x_{2}(t)\frac{1-z}{1}$$
  
$$u_{y}(z,t) = y_{1}(t)\frac{z}{1} + y_{2}(t)\frac{1-z}{1},$$
 (1)

где  $x_v(t)$ ,  $y_v(t)$  — перемещения опорных сечений, v — номера опор.

Представим зависимости углов поворота от перемещения опорных сечений следующим образом:

$$\theta_1 = -(y_2 - y_1)/l$$
,  $\theta_2 = (x_2 - x_1)/l$ . (2)



Рис. 1. Расчетная схема ротора

Кинетическая энергия вала ТВ будет иметь вид:

$$T_{B} = \frac{\rho I}{2} \left( \int_{0}^{1} \dot{\theta}_{1}^{2} dz + \int_{0}^{1} \dot{\theta}_{2}^{2} dz \right) + \rho I \omega^{2} l -$$
  
$$- 2\rho I \omega \int_{0}^{1} \dot{\theta}_{2} \theta_{1} dz + \frac{\rho S}{2} \int_{0}^{1} \left( \dot{u}_{x}^{2} + \dot{u}_{y}^{2} \right) dz , \qquad (3)$$

где *р* – плотность материала вала,

I – момент инерции сечения вала,

S – площадь сечения вала

 $\omega = \omega_z$  — угловая скорость ротора.

Кинетическая энергия диска T<sub>D</sub> запишется так:

$$T_{\rm D} = \frac{I_1}{2} \left( \dot{\theta}_2^2 + \dot{\theta}_1^2 \right) + \frac{I_0}{2} \omega^2 - I_0 \omega \dot{\theta}_2 \theta_1 + \frac{m_0}{2} \left[ \left( \frac{\dot{x}_1 + \dot{x}_2}{2} \right)^2 + \left( \frac{\dot{y}_1 + \dot{y}_2}{2} \right)^2 \right], \quad (4)$$

где I<sub>1</sub> – экваториальный момент инерции диска,

 $I_0^{-}$  полярный момент инерции диска,  $m_0^{-}$  масса диска.

. .

Считаем ротор жестким телом, поэтому потенциальная энергия системы П складывается только из потенциальных энергий деформации подшипников П<sub>п</sub>. Компоненты силы упругости подшипника определены следующими формулами [2]:

$$P_{x} = K \sum_{\nu=1}^{N} [x \cos \alpha \cos \beta_{\nu} + y \cos \alpha \sin \beta_{\nu} + (z + z_{0}) \sin \alpha]^{\frac{3}{2}} \cos \alpha \cos \beta_{\nu},$$

$$P_{y} = K \sum_{\nu=1}^{N} [x \cos \alpha \cos \beta_{\nu} + y \cos \alpha \sin \beta_{\nu} + (z + z_{0}) \sin \alpha]^{\frac{3}{2}} \cos \alpha \sin \beta_{\nu},$$

$$P_{z} = K \sum_{\nu=1}^{N} [x \cos \alpha \cos \beta_{\nu} + y \cos \alpha \sin \beta_{\nu} + (z + z_{0}) \sin \alpha]^{3/2} \sin \alpha,$$
(5)

где Р – сила упругости подшипника,

x, y, z - смещения центра внутреннего кольца относительно центра наружного кольца,

α – угол между линиями, проходящими через середины площадок контакта шариков с кольцами и плоскостью перпендикулярной оси ротора (рис. 2 а),

 $\beta_v$  – угол между направлением на шарик n и осью х (рис. 2б),

N - количество шариков,

К - величина, определяемая формулой

$$K = \frac{3Q}{2N} z_0^{-3/2} \sin^{-5/2} \alpha , \qquad (6)$$

где Q – сила предварительного осевого натяга, z<sub>0</sub> - осевое смещение внутреннего кольца от-

носительно внешнего кольца от действия силы Q.

Величину z<sub>0</sub> можно определить рассмотрев геометрические соотношения в зонах контакта

$$z_0 = (2R_{\kappa} + w_1 + w_2 - d_{\mu})\sin\alpha$$
, (7)

где R<sub>к</sub> – радиусы канавок качения в кольцах подшипника,

w<sub>1</sub> и w<sub>2</sub> - сближения внутреннего и внешнего колец с шариком по направлению линии контакта, вызванное предварительным осевым поджатием,

d<sub>ш</sub> – диаметр шарика.

Сближения вычисляются по формуле Герца [6]:

$$w_1 = b_1 P_{\kappa}^{3/2}, \quad w_2 = b_2 P_{\kappa}^{3/2}$$
 (8)

где b<sub>1</sub> и b<sub>2</sub> – коэффициенты формулы Герца,

Р – сила сжатия, действующая по направлению линии контакта

$$P_{\kappa} = Q/(N\sin\alpha)$$
 (9)

Угол α находим путем решения уравнения

$$(2R_{\kappa} - d_{\mu} + w_1 + w_2)\cos\alpha = R_1 + 2R_{\kappa} - R_2$$
, (10)

где R<sub>1</sub> и R<sub>2</sub> – радиусы внутреннего и внешнего колец, измеренные от оси подшипника до серелин канавок качения.

Коэффициенты формулы Герца определены выражением

$$b = \frac{3}{2} F_1 \sqrt[3]{(K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22})k^2(\Theta_1 + \Theta_2)^2/(3E_1)}$$
(11)

где F<sub>1</sub> = 
$$\int_{0}^{\pi/2} \frac{d\phi}{\sqrt{1 - k_1^2 \sin^2 \phi}}$$
, E<sub>1</sub> =  $\int_{0}^{\pi/2} \sqrt{1 - k_1^2 \sin^2 \phi} d\phi$ 

- эллиптические интегралы, в которых  $k_1^2 = 1 - k^2$ ,

К<sub>11</sub>, К<sub>12</sub>, К<sub>21</sub>, К<sub>22</sub> - кривизны главных нормальных сечений контактирующих поверхностей, k – корень трансцендентного уравнения

$$(F_1 - E_1)/(F_1 - \frac{1}{k^2}E_1) = (K_{11} - K_{21})/(K_{12} - K_{22}), (12)$$

 $\Theta_1$  и  $\Theta_2$  – величины, зависящие от свойств материалов контактирующих тел.

$$\Theta = \left(1 - \sigma^2\right) / (\pi E), \qquad (13)$$

где σ – коэффициент Пуассона, Е – модуль упругости.

- 161 -



Рис. 2. Расчетная схема шарикоподшипника

Выражения (5) можно представить в виде степенных рядов, если предположить, что смещение в направлении оси вала, вызываемое предварительным осевым натягом подшипников, значительно превышает смещения, возникающие в процессе вибрации [2]. Тогда, полагая x/z<sub>0</sub>, у/z<sub>0</sub>, z/z<sub>0</sub> малыми и, учитывая величины вплоть до третьего порядка малости, получим:

$$P_{x} = c_{r}x + \frac{c_{r}xz}{2z_{0}} - \frac{c_{r}x^{3}}{32z_{0}^{2}tg^{2}\alpha} - \frac{c_{r}xy^{2}}{32z_{0}^{2}tg^{2}\alpha} - \frac{c_{r}xz^{2}}{8z_{0}^{2}},$$

$$P_{y} = c_{r}y + \frac{c_{r}yz}{2z_{0}} - \frac{c_{r}y^{3}}{32z_{0}^{2}tg^{2}\alpha} - \frac{c_{r}yx^{2}}{32z_{0}^{2}tg^{2}\alpha} - \frac{c_{r}yz^{2}}{8z_{0}^{2}},$$

$$P_{z} = \frac{c_{a} 2z_{0}}{3} + c_{a} z + \frac{c_{r} x^{2}}{4z_{0}} + \frac{c_{r} y^{2}}{4z_{0}} + \frac{c_{a} z^{2}}{4z_{0}} - \frac{c_{r} z x^{2}}{8z_{0}^{2}} - \frac{c_{r} z y^{2}}{8z_{0}^{2}} - \frac{c_{a} z^{3}}{24z_{0}^{2}},$$
(14)

где  $c_r = \frac{3}{4} NKz_0^{1/2} \sin^{1/2} \alpha \cos^2 \alpha$ ,  $c_a = 2c_r tg^2 \alpha$ .

В силу симметрии расположения опор относительно центра инерции ротора будем полагать, что колебания по оси z отсутствуют. Тогда в первом и втором выражениях (14) исчезнут слагаемые, содержащие перемещение z, а третье выражение вообще не используется.

Соотношения (14) являются производными потенциальной энергии по перемещениям опорных сечений ротора. Таким образом, кинетическая и потенциальная энергии выражены функциями обобщенных перемещений и скоростей:

$$T = T_{B} + T_{D} = T(\dot{x}_{1}, \dot{x}_{2}, \dot{y}_{1}, \dot{y}_{2})$$
  

$$\Pi = \Pi_{\Pi} = \Pi(x_{1}, x_{2}, y_{1}, y_{2})$$
(15)

Диссипацией энергии в шарикоподшипнике пренебрегаем. Составим уравнение движения в виде уравнений Лагранжа второго рода. В результате получим:

$$\begin{split} & [\mathbf{M}]\!\!\left[\mathbf{\ddot{U}}\right]\!\!+\!\left[\mathbf{G}\right]\!\!\left\{\mathbf{\dot{U}}\right\}\!\!+\!\left[\mathbf{K}\right]\!\!\left\{\mathbf{U}\right\}\!\!+\\ & +\left[\widetilde{\mathbf{K}}\right]\!\!\left[\mathbf{U}^{3}\right]\!\!+\!\left[\overline{\mathbf{K}}\right]\!\!\left[\mathbf{U}^{2}_{\mu}\mathbf{U}_{\nu}\right]\!\!=\!0 , \end{split} \tag{16}$$

V

где [K],  $\left[\widetilde{K}\right]$  и  $\left[\overline{K}\right]$  – матрицы жесткости,

[G] – гироскопическая матрица,

[М] – матрица масс,

 $\{U\} = \begin{bmatrix} x_1 & y_1 & x_2 & y_2 \end{bmatrix}^T$  — вектор перемещений. Компоненты матриц имеют следующий вид:

$$\begin{split} & K_{1,1} = K_{2,2} = K_{3,3} = K_{4,4} = c_r , \\ & \overline{K}_{1,1} = \overline{K}_{2,2} = \overline{K}_{3,3} = \overline{K}_{4,4} = - c_r / (32z_0^2 tg^2 \alpha)), \\ & \widetilde{K}_{1,1} = \widetilde{K}_{2,2} = \widetilde{K}_{3,3} = \widetilde{K}_{4,4} = - c_r / (32z_0^2 tg^2 \alpha)), \\ & G_{1,2} = G_{2,3} = G_{4,1} = G_{3,4} = \frac{2\rho I\omega}{1} + \frac{I_0 \omega}{1^2} , \\ & G_{2,1} = G_{3,1} = G_{4,3} = G_{1,4} = -G_{1,2} , \\ & M_{1,1} = M_{2,2} = \frac{\rho SI}{3} + \frac{\rho I}{1} + \frac{m_0}{4} + \frac{I_1}{1^2} , \\ & M_{1,3} = M_{2,4} = M_{3,1} = M_{4,2} = \frac{\rho SI}{3} - \frac{\rho I}{1} + \frac{m_0}{4} - \frac{I_1}{1^2} , \end{split}$$

$$M_{3,3} = M_{4,4} = \frac{\rho Sl}{3} + \frac{\rho I}{l} + \frac{m_0}{4} + \frac{I_1}{l^2}.$$
 (17)

Остальные компоненты матриц равны нулю. Введем обозначения:

$$[M]^{-1}[K] = [K]$$
$$[M]^{-1}[\widetilde{K}] = [\widetilde{K}]$$
$$[M]^{-1}[\overline{K}] = [\widetilde{K}], \qquad (18)$$
$$[M]^{-1}[G] = [G]$$

тогда (16) примет вид:

$$\left\{ \ddot{U} \right\} + \left[ G \right] \left\{ \dot{U} \right\} + \left[ K \right] \left\{ U \right\} + \left[ \widetilde{K} \right] \left\{ U^3 \right\} + \left[ \widetilde{K} \right] \left\{ U^2_{\mu} U_{\nu} \right\} = 0 , (19)$$

#### 2. Нелинейные формы колебаний

Нелинейные нормальные формы (ННФ) дают возможность упростить без потери точности и наглялности решения задач нелинейной динамики. Основа этого метода заключается в том, что система нелинейных дифференциальных уравнений заменяется одним уравнением.

Принимаем, что при движении по ННФ обобщенные координаты изменяются синхронно. Тогда все фазовые координаты можно выразить через одну, выбранную произвольно, базовую пару фазовых координат [7]: р — перемещение и  $q = \dot{p}$  скорость. Представим ННФ в следующем виде:

где  $V = \dot{U}$  — обобщенные скорости,

[γ] — матрица коэффициентов разложения перемещений и скоростей в степенной ряд по фазовым координатам:

$$p_{n}(p,q) = \gamma_{n,1}p + \gamma_{n,2}q + \gamma_{n,3}p^{2} + \gamma_{n,4}pq + \gamma_{n,5}q^{2} + \gamma_{n,6}p^{3} + \gamma_{n,7}p^{2}q + \gamma_{n,8}pq^{2} + \gamma_{n,9}q^{3},$$

$$q_{n}(p,q) = \gamma_{4+n,1}p + \gamma_{4+n,2}q + \gamma_{4+n,3}p^{2} + + \gamma_{4+n,4}pq + \gamma_{4+n,5}q^{2} + \gamma_{4+n,6}p^{3} + + \gamma_{4+n,7}p^{2}q + \gamma_{4+n,8}pq^{2} + \gamma_{4+n,9}q^{3},$$
(21)

где <sub>n = 1,4</sub> – номера степеней свободы в ННФ. Определим коэффициенты линейной части (21). Согласно работе [5]

$$\gamma_{n,1} = \frac{\varsigma_n \delta_{4+J} - \varsigma_{4+J} \delta_n}{\varsigma_J \delta_{4+J} - \varsigma_{4+J} \delta_J}, \gamma_{n,2} = \frac{\varsigma_J \delta_n - \varsigma_n \delta_J}{\varsigma_J \delta_{4+J} - \varsigma_{4+J} \delta_J} , (22)$$

где  $\varsigma$  и  $\delta$  — действительная и мнимая части собственных векторов линейной части системы (19),

J – номер базовой степени свободы.

Продифференцировав (21) получим:

$$\dot{p}_{n}(p,q) = \frac{\partial p_{n}(p,q)}{\partial p}\dot{p} + \frac{\partial p_{n}(p,q)}{\partial q}\dot{q},$$

$$\dot{q}_{n}(p,q) = \frac{\partial q_{n}(p,q)}{\partial p}\dot{p} + \frac{\partial q_{n}(p,q)}{\partial q}\dot{q}, \qquad (23)$$

обозначим

$$\begin{aligned} & \left\{ \dot{q}_{j} \right\} = -\left[ \left[ G \right] \left\{ q_{j} \right\} - \left[ \left[ K \right] \left\{ p_{j} \right\} - \left[ \left[ \widetilde{K} \right] \left\{ p_{j} \right\} \right] - \left[ \left[ \widetilde{K} \right] \left\{ p_{\nu} p_{\mu}^{2} \right]_{j} \right\} \\ & - \left[ \left[ \overline{K} \right] \left\{ p_{\nu} p_{\mu}^{2} \right]_{j} \right\} = \left\{ W_{j} \left\{ \left\{ p_{j} \right\}, \left\{ q_{j} \right\} \right\} \right\} \end{aligned}$$

$$(24)$$

где ј — номер формы. Подставив (24) в (23) получим:

$$\begin{split} \dot{\mathbf{p}}_{j,n} = & \mathbf{q}_{j,n} = \frac{\partial \mathbf{p}_{j,n}}{\partial \mathbf{p}_{j,l}} \mathbf{q}_{j,J} + \frac{\partial \mathbf{p}_{j,n}}{\partial \mathbf{q}_{j,J}} \mathbf{W}_{j,J} \left( \mathbf{p}_{j,J}, \mathbf{q}_{j,J} \right), \\ \dot{\mathbf{q}}_{j,n} = & \mathbf{W}_{j,n} \left( \mathbf{p}_{j,J}, \mathbf{q}_{j,J} \right) = \frac{\partial \mathbf{q}_{j,n}}{\partial \mathbf{p}_{j,J}} \mathbf{q}_{j,J} + \\ & + \frac{\partial \mathbf{q}_{j,n}}{\partial \mathbf{q}_{i,J}} \mathbf{W}_{j,J} \left( \mathbf{p}_{j,J}, \mathbf{q}_{j,J} \right), \end{split}$$

$$(25)$$

Приравняв коэффициенты при одинаковых степенях  $p^{\mu}q^{\nu}$ , получим систему линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов матрицы [ $\gamma$ ]. В результате решения этой системы получаем ННФ.

Вычисленные коэффициенты ННФ (21) подставляем в базовое (J-е) уравнение системы (19). В результате получим одно обыкновенное дифференциальное уравнение движения по ННФ:

$$\dot{q} + B_1 q + B_2 p + B_3 p^3 + B_4 p^2 q + B_5 p q^2 + B_6 q^3 = 0,$$
 (26)

где 
$$B_1 = \sum_{n=1}^{4} G_{J,n} \gamma_{4+n,1} + \sum_{n=1}^{4} K_{J,n} \gamma_{n,1}$$
,  
 $B_2 = \sum_{n=1}^{4} G_{J,n} \gamma_{4+n,2} + \sum_{n=1}^{4} K_{J,n} \gamma_{n,2}$ ,  
 $B_3 = \sum_{n=1}^{4} G_{J,n} \gamma_{4+n,6} + \sum_{n=1}^{4} K_{J,n} \gamma_{n,6} + \sum_{n=1}^{4} \widetilde{K}_{J,n} \gamma_{n,1} + \sum_{n=1}^{4} \widetilde{K}_{J,n} \gamma_{\nu,1} \gamma_{\mu,1}^2$ ,

$$\begin{split} B_{4} &= \sum_{n=1}^{4} {}^{\mathsf{C}}\!\mathbf{G}_{J,n} \gamma_{4+n,7} + \sum_{n=1}^{4} {}^{\mathsf{C}}\!\mathbf{K}_{J,n} \gamma_{n,7} + \\ &+ \sum_{n=1}^{4} 3 {}^{\mathsf{C}}\!\widetilde{\mathbf{K}}_{J,n} \gamma_{n,1}^{2} \gamma_{n,2} + \sum_{n=1}^{4} {}^{\mathsf{C}}\!\overline{\mathbf{K}}_{J,n} \Big( \gamma_{\mu,1}^{2} \gamma_{\nu,2} + 2 \gamma_{\nu,1} \gamma_{\mu,1} \gamma_{\mu,2} \Big), \end{split}$$

$$B_{5} = \sum_{n=1}^{4} G_{J,n} \gamma_{4+n,8} + \sum_{n=1}^{4} K_{J,n} \gamma_{n,8} + \sum_{n=1}^{4} 3 \widetilde{K}_{J,n} \gamma_{n,2}^{2} \gamma_{n,1} + \sum_{n=1}^{4} \overline{K}_{J,n} \left( \gamma_{\mu,2}^{2} \gamma_{\nu,1} + 2 \gamma_{\nu,2} \gamma_{\mu,1} \gamma_{\mu,2} \right).$$
(27)

Значения индексов  $\mu$  и  $\nu$  в зависимости от номера перемещения п для формул (27) даны в таблице.

- 163 -

Таблица

n	1	2	3	4
ν	1	2	3	4
μ	2	1	4	3

Поскольку по условиям симметрии у нас исчезли слагаемые с перемещениями по направлению z квадратичные члены в (19) и (26) отсутствуют.

#### 2. Численный анализ колебаний

На рис. 3 представлена ННФ колебаний ротора на подшипниках качения. Размеры ротора следующее: 1 = 0,5 м, диаметр вала d = 0,025 м, m<sub>0</sub> = 10 кг, I<sub>1</sub> = 0,1 кг·м<sup>2</sup>, I<sub>0</sub> = 0,2 кг·м<sup>2</sup>,  $\omega$  = 628,3 рад/с. Параметры подшипников таковы: R<sub>1</sub> = 0,01600 м, R<sub>2</sub> = 0,02753 м, R<sub>K</sub> = 0,00593 м, d<sub>III</sub> = 0,01151 м, N = 7, E = 2·10<sup>11</sup> Па,  $\sigma$  = 0,3, Q = 300 H.



Рис. 3. ННФ ротора на шарикоподшипниках

Проверка правильности построения ННФ выполнена численным интегрированием полной системы уравнений движения (19) при задании начальной точки фазой траектории на поверхности нормальной моды. Фазовая траектория на ННФ показана точечной линией на рис. 3.

Для исследования амплитудно-частотной характеристики этих колебаний применен метод гармонического баланса [8]. На рис. 4 показаны скелетные кривые для первой, второй и третьей форм колебаний ротора. Первая частота кратная, она соответствует колебаниям ротора в двух плоскостях.



Рис. 4. Скелетные кривые ротора. Номер линии соответствует номеру HHФ

#### Заключение

Разработана методика исследования нелинейных колебаний жесткого ротора на подшипниках качения. Построены нелинейные нормальные формы и фазовые траектории системы. Исследованы скелетные кривые системы. С ростом амплитуды частоты колебаний уменьшаются потому, что кривизна канавок качения в шарикоподшипниках переменная. При увеличении амплитуды колебаний шарики перемещаются в область большей кривизны контактирующей поверхности, то есть в зону меньшей жесткости зоны контакта.

#### Перечень ссылок

1. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Диментберг. – М.: Издво АН СССР, 1959. – 248с.

2. Определение собственных частот колебаний электродвигателя, связанных с нелинейной упругостью подшипников/ Л.З. Новиков// Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. – 1961. – №6. – С.84–91.

3. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – Киев: Наук.думка, 1977. – 340с.

4. Nonlinear Normal Modes of a Rotating Shaft Based on the Invariant Manifold Method / M.Legrand, D.Jiang, C.Pierre, S.W.Shaw// International Journal of Rotating Machinery. – 2004. – Vol.10, №4.– P 319–335.

5. Нелинейные нормальные формы колебаний систем с гироскопическими силами / К.В. Аврамов, К. Пьерр, Н.С. Ширяева// Доповіді Національної Академії Наук України. — 2006.— №1. — С.7-10.

6. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж.Гудьер.– М.: Наука, 1975.–576с.

7. Normal modes for nonlinear vibratory systems / S.W. Shaw, C. Pierre // J. Sound and Vibr.-  $1993.- N_{0}164. - P.85-124.$ 

8. Хаяси Т. Нелинейные колебания в физических системах / Т.Хаяси. – М.: Мир, 1968. – 432 с.

Поступила в редакцию 26.05.2010 г.

### S.V. Filipkovsky

# ROTOR OSCILLATION NONLINEAR NORMAL MODES A ON THE BALL BEARINGS

Отримано модель коливань симетричного ротора на підшипниках кочення. Сили пружності підшипника описані теорією контакту Герца. Нелінійна залежність сили від переміщень розкладена в степеневий ряд. Враховано гіроскопічні моменти диска, і розподілена маса вала. Математична модель коливань ротора зводиться до системи звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. Для аналізу отриманої системи застосовується метод нелінійних нормальних форм Шоу-Пьерра. Отримано форми коливань ротора й фазові траєкторії системи, побудовані кістякові криві нелінійних коливань ротора.

#### Ротор, підшипник кочення, контактна взаємодія, метод нелінійних нормальних форм, фазові траєкторії, кістякові криві

The model of oscillations of a symmetrical rotor on ball bearings is obtained. Elastic forces of the bearing are characterized by the Hertz contact theory. The non-linear relationship of force by movements is represented by the power series. Gyroscopic torques and the allocated mass of the shaft are taken into account. This model is reduced to a system of ordinary differential second-kind equations. To research of a system the method of nonlinear normal modes of Shaw and Pierre is applied. The modes of road with disk oscillations and phase paths are obtained. The skeletal curves of nonlinear oscillations of a rotor are constructed.

Rotor, ball bearing, contact interaction, nonlinear normal modes method, phase paths, skeletal curves

УДК 621.7.044

# В.К. Борисевич, В.В. Третьяк, И.В. Скорченко

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ", Украина

# К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИМПУЛЬСНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗАМКНУТОЙ КАМЕРЕ ДЛЯ ВЗРЫВНЫХ ПРЕССОВ

Рассматриваются вопросы моделирования импульсных процессов в замкнутой камере для взрывного пресса при его использовании для процессов итамповки объемных деталей. Исследуются процессы волнового взаимодействия ударных волн. Приведены схемы распространения прямых и отраженных ударных волн в параболической взрывной камере. Исследуются процессы расчета полей давления в прямой и отраженной ударной волне при подрыве заряда БВВ в фокусе параболической взрывной камеры. Приведены зависимости для расчета энергии гидропотока и газового пузыря. Приведены аналитические зависимости для расчета коэффициента полезного действия.

Взрывная объемная штамповка, волновые взаимодействия, прямые и отраженные волны, параболическая взрывная камера, поля давления, коэффициент полезного действия

#### Введение

Одной из перспективных разработок в использовании импульсных (взрывных) процессов можно считать конструкцию взрывного пресса для объемной штамповки. Одним из существенных модулей этой конструкции является замкнутая взрывная камера.

Процессы деформирования металлов взрывом в замкнутых камерах могут быть описаны двумя различными путями: с использованием теории гидродинамики взрыва или с допущениями, приводящими к принципу суперпозиции. Первый путь приводит к необходимости решения замкнутой и исключительно сложной системы уравнений, описывающих неустановившееся двумерное движение частиц передающей среды и обрабатываемого материала.

При этом учитывают условия неразрывности и адиабатичности, законы трения и истечения жидкости через кольцевые каналы, к определению параметров процесса с учетом влияния многократных отражений возмущений от дна и стенок камеры, а также от заготовки, непрерывно изменяющей свою конфигурацию. Относительно точное решение такой системы уравнений отвечало бы только частному случаю штамповки какой-то определенной детали.

Второй путь — обоснованного упрощения математической модели.

При штамповке в замкнутых камерах наряду с волновым процессом передачи энергии заготовке, проявляется и гидростатическое действие жидкости, сжимаемой во всем объеме камеры. Оно тем больше, чем больше энергия газового пузыря расходуется на ее сжатие.

© В.К. Борисевич, В.В. Третьяк, И.В. Скорченко, 2010

При штамповке заготовок с малой жесткостью, основная роль в процессе передачи энергии заряда БВВ заготовке принадлежит ударной волне и гидропотоку.

Оптимальной формой внутренней поверхности взрывной камеры является параболическая поверхность. Это объясняется тем, что при подрыве заряда БВВ в фокусе такой камеры образуется плоская отраженная волна, которая движется перпендикулярно к заготовке и передает ей максимально возможную энергию.

При рассмотрении волновых процессов, происходящих в замкнутой камере, можно воспользоваться принципом Гюйгенса, состоящего, как известно в том, что каждая точка волны либо поверхности, с которой волна взаимодействует, может рассматриваться как элементарный источник волновых возмущений. Пользуясь этим принципом, можно построить фронты прямых и отраженных волн.

#### 1. Волновое взаимодействие в замкнутой камере

Рассмотрим картины волновых взаимодействий при подрыве заряда БВВ у дна, в фокусе и на дистанции равной двум фокальным расстояниям в параболической взрывной камере. Положение и последовательность ударных волн, образовавшихся в результате подрыва заряда БВВ в фокусе, представлены на рис. 1. При выходе детонационной волны на поверхность заряда 1 в жидкости создается сферическая ударная волна 2, которая отражаясь от поверхности камеры образует плоскую волну 3, а в результате отражения от границ газового пузыря 1 возникает волна разряжения 4.



Рис. 1. Картина волновых взаимодействий в сферической камере

Возникновение этой волны объясняется меньшим акустическим сопротивлением продуктов взрыва по сравнению с акустическим сопротивлением воды.

Кроме того давление в продуктах взрыва падает быстрее, чем давление во фронте ударной волны.

Поэтому граница газового пузыря для отраженных волн сжатия может считаться свободной поверхностью. При подходе волны разряжения 4 к поверхности камеры возникает еще одна волна разряжения 5. Выход волны разряжения на границу газового пузыря 1 приводит к появлению волны сжатия 6 и т. д.

Газовый пузырь экранирует отраженные волны. Сквозь него они не проходят.

Взаимодействие границ проявляется лишь через дифракционные волны. При огибании газового пузыря отраженная плоская волна 3 дифрагирует и давление в ее центральной части падает, но затем оно опять выравнивается. Отражаясь от заготовки сферическая ударная волна 2 образует волну сжатия 7, вслед за которой идет волна разряжения 8. Отражаясь от заготовки плоская ударная волна 3 также образует волну разряжения 13.

Волны разряжения 8 и 19 могут создать у поверхности заготовки кавитационные зоны.

Достигая поверхности камеры, волна сжатия 7 образует волну сжатия 15, а волна разряжения 8 – волну сжатия 18. Так как прочность воды на разрыв мала, то амплитуда волны разряжения 4 также мала и созданными ею волнами сжатия 6, 9, 12, 13, 22, 23, 24 и волнами 5, 10, 11, 15, 17, 20, 22 можно пренебречь.

При подрыве заряда у дна камеры от него распространяются сферическая ударная волна (рис. 2) удвоенной амплитуды, которая отражаясь от заготовки, образует волну сжатия 3, вслед за которой идет волна разряжения 4.

Достигая поверхности камеры, эти волны соответственно создают волну сжатия 5 и волну разряжения 6.



Рис. 2. Распространение ударных волн, образовавшихся у дна камеры

Картина волновых взаимодействий при подрыве заряда БВВ на дистанции равной двум фокальным расстояниям представлен на рис. 3. Сферическая ударная волна 3, отражаясь от поверхности камеры, образует ударную волну 2 с криволинейным фронтом.



Рис. 3. Характер волновых взаимодействий при подрыве заряда на дистанции, равной двум фокальным расстояниям

Как видно из рис. 1-3, основную роль в деформировании заготовки играют сферическая и плоская отраженная ударные волны.

Изменение давления за фронтом сферической ударной волны можно описать зависимостями [1, 2]

$$P_{c\phi} = P_m e^{-t/\theta} , \qquad (1)$$

$$P_{\rm m} = A \left(\frac{R_0}{R}\right)^{\alpha} \tag{2}$$

Характерное время спада давления в ударной волне вычисляется по эмпирическому соотношению 3

$$\theta = B_2 \left(\frac{R}{R}\right)^{\beta} \frac{R_0}{C_0}$$
(3)

Для тротила [34]

A = 1,47 · 10<sup>9</sup> 
$$\frac{\text{H}}{\text{M}^2}$$
;  $\alpha$  = 1,13 при  $\frac{\text{R}}{\text{R}_0} > 6$  (4)

$$B_2 = 1,4; \beta_1 = 0,24$$
 при  $20 > \frac{R}{R_0} > 240$  (5)

Давление за фронтом плоской отраженной ударной волны определяется при решении задачи об отражении сферической ударной волны от параболической поверхности.

При этом можно получить точное решение для определения амплитуды давления в плоской отраженной ударной волне и приближенное решение, описываемое зависимостью (1), в которой надо положить

$$P_{m2} = \frac{AR_0^{\alpha}}{a^{\alpha} (\bar{x} + 1)^{0.5}} \left\{ \left\{ \frac{1}{2\alpha - 1} \left\{ 1 - \frac{1}{(2 + \bar{x})^{\alpha - 1}} \right\} \right\} \right\}^{0.5}$$
(6)

при  $\bar{x} > 0$ . Полученные зависимости изображены на рис. 4.



Рис. 4. Характер изменения давления за фронтом плоской отраженной ударной волны

Кривая 1 соответствует амплитуде давления в плоской отраженной ударной волне, вычисленной по приближенной формуле (1), а кривая 2 - по точной зависимости.

Для сравнения на рис. 4 нанесена кривая 3, соответствующая амплитуде давления в сферической ударной волне.

Взрывчатое вещество ТЭН. Вес заряда 1г. Фокусное расстояние параболы 3,06 см.

Из рисунка 4 следует, что оптимальным является расположение выходного сечения взрывной камеры с координатой  $\bar{\mathbf{x}} = 2$ .

#### 2. Энергия гидропотока

Газовый пузырь, расширяясь, сообщает жидкости, находящейся в замкнутой камере, кинетическую энергию, которую она затем передает штампуемой заготовке. Для упрощения решения задачи примем, что жидкость в камере движется со средней скоростью V<sub>1</sub> (рис. 5).



Рис. 5. Схема расчета энергии гидропотока

Под действием сферической и плоской ударных волн заготовка разгоняется и достигает скорости  $V_2$ , а в жидкости появляется кавитационный разрыв  $\Delta h$ .

За счет сопротивления заготовки пластическому деформированию, скорость ее перемещения уменьшается, кавитационный разрыв сокращается и на поверхность заготовки оседает слой жидкости высотой h.

В определенный момент времени гидропоток достигает слоя жидкости высотой h и смыкается с ним. Потери энергии, возникающие при этом, определяются выражением [3]

$$\Delta E = \frac{M_1 \left( \pi R_k^2 h \rho_0 + M_2 \right) (V_1 - V_2)^2}{2 \left( M_1 + \pi R_k^2 h \rho_0 + M_2 \right)}$$
(7)

где M<sub>1</sub> - масса жидкости в камере; M<sub>2</sub> - масса заготовки.

На границе смыкания слоев формируются волны давления, которые распространяются в обе стороны от нее. Максимальное давление, возникающее при соударении, в акустическом приближении равно:

$$P = \rho_0 C_0 (V_1 - V_2)$$
 (8)

С увеличением разности скоростей давление увеличивается, но при этом возрастают и потери энергии.

Величины объемов газового пузыря при подрыве зарядов тротила в диапазоне от 0,001 кг до 1 кг в различные моменты времени приведены на рис. 6.

Зависимость величины энергии гидропотока от времени при подрыве тех же зарядов приведена на рис. 7.

Графики на рисунках 6 и 7 построены на основании зависимостей, полученных в работе [2].

Средняя скорость гидропотока  $\mathrm{V}_{\mathrm{l}}$  определяется следующим образом

$$V_1 = \sqrt{\frac{2E}{M_1}}$$
(9)

Если штампуемая деталь осесимметричной формы, то время соударения гидропотока с заготовкой и величину передаваемой энергии можно определить зная закон перемещения заготовки. Для деталей сложной формы объем газового пузыря в момент соударения гидропотока с заготовкой определяется ориентировочно по окончательному объему отштампованной детали.



Рис. 6. Зависимость величины объема газового пузыря от времени для различных зарядов



Рис. 7. Зависимость величины энергии гидропотока от времени для различных вариантов

К.п. д. энергии гидропотока равен:

$$\eta = 1 - \frac{\Delta E_{r\pi}}{E_{r\pi}}$$
(10)

Подставив выражение (7) в формулу (10), получим:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\frac{M_1}{\pi P_{\kappa}^2 h \rho_0 + M_2} + 1} \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)^2 \quad (11)$$

Значения к.п.д. гидропотока в зависимости от соотношения соударяемых масс для различных

отношений 
$$\frac{V_2}{V_1}$$
 приведены на рис. 8.



Рис. 8. Значение КПД гидропотока в зависимости от соотношения соударяющихся масс

Как видно из графиков, при соотношении массы воды в камере к суммарной массе осевшего на заготовку слоя жидкости и заготовки больше 8, что почти всегда выполняется при штамповке взрывом в замкнутой камере, к.п.д. почти не уменьшается с увеличением этого соотноше-

ния для любых значений  $\frac{V_2}{V_1}$ .

Однако возможны случаи (при штамповке жестких заготовок, калибровке, формовке рифтов и др.), когда скорость заготовки в момент соударения с ней гидропотока равна нулю, а давления (6,8), возникающее при этом, недостаточно для ее деформирования. В этом случае к.п.д. энергии гидропотока равен нулю.

#### 3. Давление, создаваемое в жидкости газовым пузырем при подрыве заряда БВВ в камере с инерционным замыканием

В операциях формовки, калибровки, просечки отверстий, когда изменение объема заготовки в процессе штамповки невелико, скорость изменения объема газового пузыря мала, что приводит к малости кинетической энергии гидропотока, движущегося от газового пузыря к заготовке.

В этом случае энергия газового пузыря передается заготовке через потенциальную энергию жидкости, сжимаемой им во взрывной камере.

Для упрощения физической модели процесса пренебрежем волновым характером нарастания давления в камере при расширении газового пузыря. Это допущение предполагает бесконечно большую скорость распространения волны давления во взрывной камере, что позволяет считать давление одинаковым во всех точках жидкости в любой момент времени. Кроме того, для упрощения расчетов взрывную камеру и заготовку будем считать абсолютно жесткими.

#### Выводы

Как показали расчеты, проведенные в ХАИ, с учетом этих допущений, первую пульсацию давления в жидкости при подрыве заряда БВВ во взрывной камере с инерционным замыканием можно аппроксимировать зависимостью

$$P = P_{\rm m} \sin^{3/2} \omega t \quad \text{при } t \le \frac{1}{2\omega} \tag{12}$$

Данную зависимость можно использовать для расчета параметров технологического процесса для прессов, использующихся для штамповки объемных деталей.

Приведенные в статье зависимости можно использовать для математического моделирования процессов деформирования объемных деталей импульсными источниками энергии [5].

#### Перечень ссылок

1. Садовский М.А. Механическое действие воздушных ударных волн взрыва по данным экспериментальных исследований / М.А Садовский // Сб. «Физика взрыва» - М.: АН СССР - 1952. -№1.

2. Коул Р. Подводные взрывы / Р. Коул // М.:Ил.-1950. - 495 с.

3. Чачин В.Н. Механизм нагружения заготовки гидропотоком при электрогидравлической штамповке / В.Н.Чачин и др. // Известия АКБССС-1970.- №2 - 282 с.

4. Демчук А.Ф. Металлические взрывные камеры / А.Ф. Демчук // Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. - Новосибирск. - 1971.

5. Борисевич В.К. Разработка механизированной промышленной установки для изготовления заготовок деталей авиационных двигателей методом импульсной штамповки / В.К.Борисевич, В.В. Третьяк, В.Ф. Мозговой, А.А. Брунак // Авиационно-космическая техника и технология: №1 (58). Научно-технический журнал, Харьков, «ХАИ». - 2009. - С. 38-43.

Поступила в редакцию 18.06.2010 г.

# V.K. Borisevich, V.V.Tretyak, S.V. Skorchenko TO QUESTION OF IMPULSIVE PROCESSES MODELING IN RESERVED CHAMBER FOR EXPLOSIVE PRESSES

Розглядаються питання моделювання імпульсних процесів в замкнутій камері для вибухового пресу при його використовуванні для процесів штампування об'ємних деталей. Досліджуються процеси хвильової взаємодії ударних хвиль. Приведені схеми розповсюдження прямих і відображених ударних хвиль в параболічній вибуховій камері. Досліджуються процеси розрахунку полів тиску в прямій і відображеній ударній хвилі при підриві заряду БВВ у фокусі параболічної вибухової камери. Приведені залежності для розповсюдження енергії гідропотоку і газового міхура. Приведена аналітична залежність для розрахунку коефіцієнта корисної дії.

#### Вибухове об'ємне штампування, хвильові взаємодії, прямі і відображені хвилі, параболічна вибухова камера, поля тиску, коефіцієнт корисної дії

Questions are considered of design of impulsive processes in the reserved chamber for the explosive press at its use for the processes of stamping of by volume details. Processes are explored of wave co-operation of shock waves. Charts are resulted of distribution of direct and reflected shock waves in the parabolic explosive chamber. Processes are explored of computation of fields of pressure in the direct and reflected shock wave at injury of the charge BVV in focus of parabolic explosive chamber Dependences are resulted for computation of energy of hydraulic thread and gas bubble. Analytical dependences are resulted for computation of output-input ratio.

Explosive by volume stamping, wave co-operations, direct and reflected waves, parabolic explosive chamber, fields of pressure, output-input ratio

УДК 539.4-621.365.5

## А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова Национальный исследовательский университет-Московский энергетический институт

# НОВЫЙ ЭФФЕКТ ПРИ ИНДУКЦИОННОМ НАГРЕВЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДИСКОВ

Разработана конечно-элементная трехмерная модель для расчета электромагнитных и температурных полей и параметров индукторов при нагреве вращающихся дисков в программном комплексе ANSYS. Проведены исследования характеристик стержневых индукторов с учетом влияния зазора и частоты тока. Получен новый эффект при индукционном нагреве дисков, заключающийся в дополнительном выделении тепловой энергии в изделии за счет вращения. Проанализировано влияние частоты вращения на формирование мощности внутренних источников тепла во вращающемся диске с использованием стержневых и эллипсных индукторов.

#### Индукционный нагрев, вращающийся диск, дополнительная тепловая энергия, распределение температуры, индукторы

#### Введение

Одной из областей применения индукционного нагрева является реализация тепловых процессов в телах вращения для проведения разгонных и термоциклических испытаний дисков и бандажей авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и турбин энергетических установок на разгонных и специализированных стендах [1-10]. Индукционный нагрев позволяет обеспечить высокие скорости нагрева и получить заданное неравномерное распределение температур по радиусу диска, соответствующего эксплуатационным условиям при испытаниях на разгонных стендах [1-5,7-10]. Обычная система индукционного нагрева состоит из нескольких плоских кольцевых индукторов, расположенных на разных радиусах диска. Ее недостатками являются: невозможность получения дополнительной тепловой энергии за счет вращения (т.к. индукторы осесимметричные), дискретное расположение индукторов по поверхности диска ухудшает точность воспроизведения температурных полей изделий. Ранее использовались, в основном, аналитические методы и одно- или двухмерные численные методы расчета, а также физическое моделирование или натурные эксперименты по разработке индукторов. Указанные методы не позволяют учесть сложную геометрию системы индукционного нагрева, влияния вращения на распределение температуры и выделение мощности внутренних источников тепла в диске и требуют введения многих допущений, снижающих точность расчетов. Натурные эксперименты по нагреву вращающихся дисков на установках связаны с существенными материальными затратами и ограничивались по времени исследований.

них наводится ЭДС и, таким образом, появляется дополнительная мощность внутренних источников тепла при определенных условиях в зависимости от формы индукторов. Однако ранее при расчетах систем индукционного нагрева вращающихся дисков, в том числе и на разгонных стендах вклад этого эффекта в нагрев не рассматривался и не оценивался.

При вращении деталей в магнитном поле в

Разработка расчетно-экспериментальной методики индукционного нагрева, основанной на 3Dмоделях, с учетом нового эффекта - получения дополнительной тепловой энергии в дисках за счет вращения (дополнительного выделения мощности внутренних источников тепла) и обеспечения заданного температурного поля дисков является актуальной задачей. При термоциклических испытаниях максимальная частота вращения дисков может составлять 20000 - 70000 об/мин.

#### 1. Теория

Разрабатывается методика расчета режимов индукционного нагрева, трехмерные математические модели в программном комплексе ANSYS для расчета электромагнитных полей с учетом выделения дополнительной мощности внутренних источников тепла в дисках и моделирования распределения температуры по диску с учетом вращения. Минимальные частоты вращения определяются, при которых температура на любом радиусе диска была бы равномерной в окружном направлении при моделировании неравномерного распределения температуры диска в радиальном направлении.

Исследования влияния частоты вращения на выделение мощности внутренних источников теп-

ла в диске за счет двух составляющих ЭДС проводятся с использованием стержневых и плоских индукторов. Первая составляющая возникает на средней частоте тока в неврашающемся диске. Вторая составляющая ЭДС наводится при вращении диска в электромагнитном поле, создаваемом индуктором, в соответствии с законом электромагнитной индукции Фарадея. В результате чего дополнительно возникают индушированные токи. На небольшой частоте врашения указанная составляющая мала. При увеличении частоты вращения увеличивается скорость изменения (пульсации) магнитного потока в диске и наведенная ЭДС (вторая составляющая) становится значимой в диапазоне больших частот вращения. В результате мощность дополнительных внутренних источников тепла увеличивается и повышается интенсивность индукционного нагрева вращающегося диска.

Таким образом, мощность Р индукционного нагрева определяется по формуле

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_2 \tag{1},$$

где  $P_1$  - мощность, выделяемая в диске за счет частоты тока, пропорциональна квадратному корню частоты тока,  $P_2$  - мощность, выделяемая в диске за счет вращения, пропорциональна экспоненциальной зависимости частоты вращения.

В данной работе впервые рассмотрен нагрев дисков, вращающихся в переменном электромагнитном поле, с учетом дополнительного выделения мощности внутренних источников на высоких частотах вращения.

При расчете параметров электромагнитного поля задаются свойства среды. Система уравнений Максвелла, представляет собой модель электромагнитного процесса. Эта модель лежит в основе как аналитических, так и численных методов расчета электромагнитных полей.

В математической модели системы диск-индуктор конечно-элементное решение электромагнитной задачи осуществляется с использованием формулировки магнитного векторного потенциала в программном комплексе ANSYS. Данная формулировка является узловой, она позволяет проводить анализ статических, гармонических и переходных задач и имеет три основные степени свободы. Ее преимуществом является возможность использования уравнений связи для интеграции двух разных сеток, несвязанных между собой (в частности для моделирования вращения).

#### 2. Результаты исследований

Для уменьшения времени расчета, построение сетки конечных элементов проводилось с учетом глубины проникновения электромагнитной волны в материал, т.е. ближе к поверхности объекта сетка была более густая по сравнению с центром. Построенная конечно-элементная сетка системы «индуктор-диск» содержит примерно 70000-150000 элементов. Геометрия указанной математической модели представлена на рис. 1 и 2.



Рис. 1. Геометрическая модель системы «индуктор-диск»

Для электромагнитного расчета гармонической задачи в программном комплексе ANSYS использован трехмерный элемент SOLID97 (узловая постановка задачи). Другими словами использована форма элемента шестигранник («кирпич»). На внешних границах области воздуха было задано нулевое значение векторного магнитного потенциала, то есть предполагается, что на внешней границе модели, удаленной от источников, происходит полное затухание электромагнитного поля.



Рис. 2. Сетка конечных элементов системы «индуктордиск» вместе с объемом воздуха (верхняя часть объема воздуха не представлена)

На всех участках внешней границы, где явно не указаны иные виды граничных условий, задано условие Неймана.

Исследования электрических и энергетических характеристик с применением стержневых индукторов проводились в системе индуктор-диск. Были проведены расчетные исследования влияния зазора между индуктором и диском и частоты тока на основные электрические параметры стержневых индукторов: КПД и  $\cos\varphi$ . Расчеты производились на частотах f = 0,05÷8,00 кГц. При этом использовались различные значения зазора между индуктором и диском 5÷15 мм. Ток индуктора 500 А. На рис. 3 изображены расчетные зависимости электрического КПД и  $\cos\varphi$  от частоты тока индуктора при зазорах: 5, 10 и 15 мм (соответственно кривые *1, 2, 3*).



б)

Рис. 3. Зависимости КПД (а) и соsф (б) от частоты при разных зазорах 5, 10 и 15 мм (соответственно кривые 1, 2 и 3)

f, KFU

Из графиков (рис. 3) видно, что при повышении частоты тока КПД увеличивается, а затем остается примерно постоянным. Таким образом, можно сделать вывод о неэффективности использования низких частот (0,05 – 1,00 кГц).

Проведены расчеты индукционного нагрева диска с вращением и без вращения. При увеличении частоты вращения п увеличивается скорость изменения магнитного потока в диске и наведенная ЭДС. В результате мощность внутренних источников тепла увеличивается и повышается интенсивность индукционного нагрева вращающегося диска (см. кривая 2 на рис. 4). Результаты расчетов мощности, выделяющейся в диске из никелевого сплава при индукционном нагреве с учетом вращения диска приведены на рис. 4. Параметры режима: ток — 500 А, частота — 2400 Гц, зазор — 10 мм. Также на рис. 4 представлена зависимость мощности *1*, выделяемой в диске без вращения. Значение P = 100 % соответствует мощности, выделяемой в неподвижном диске - 30 кВт.



Рис. 4. Зависимость выделяемой мощности в диске от частоты вращения:

1 – без вращения, 2 – с учетом вращения (стержневой индуктор), 3 – с учетом вращения (эллипсный индуктор)

Из рис. 4 следует, что влияние наведенных за счет вращения диска токов, т.е. увеличение мощности внутренних источников теплоты становится существенным при частотах вращения выше 15000-20000 об/мин. Это является дополнительным фактором энергосбережения при проведении термоциклических испытаний дисков с использованием индукционного нагрева.

Все задачи, так или иначе связанные с индукционным нагревом, являются междисциплинарными, то есть для того, чтобы определить температурное поле в изделии, необходимо сначала решить электромагнитную задачу и найти внутренние источники теплоты в изделии. А затем уже на основе найденных внутренних источников теплоты определить распределение температурного поля в диске в заданный момент времени. Программный комплекс ANSYS позволяет решать связанные электромагнитные-тепловые задачи.

На основе разработанных моделей в комплексе ANSYS приводятся результаты расчетных исследований по моделированию с использованием разных индукторов распределений температур во врашающихся плоских лисках. В соответствии с методикой трехмерного расчета индукционного нагрева созданы конечно-элементные модели плоского диска и индуктора с учетом постоянного зазора между индуктором и поверхностью диска. При вращении наиболее эффективный нагрев достигается в тех кольцевых зонах диска, которые более длительное время находятся под участками индуктора. Следовательно, каждый такой участок индуктора характеризуется отношением его ширины к соответствующей кольцевой зоне нагрева. В данном случае ширина такого участка индуктора сложной формы определяется на основе его пересечения соответствующей кольцевой зоной нагрева. Указанные факторы учитывались в расчетных исследованиях распределений температур во вращающемся плоском диске с использованием двух эллипсных индукторов, расположенных с двух его сторон (рис. 5).

Так как указанная задача индукционного нагрева диска является многодисциплинарной, то для того, чтобы определить температурное поле, необходимо сначала решить электромагнитную задачу и найти внутренние источники теплоты в диске. А затем уже на основе найденных внутренних источников теплоты определить распределение теплового поля в диске. Для решения задачи созданы две независимые электромагнитная и тепловая модели с одинаковой геометрией. Для моделирования температурного поля использовался элемент SOLID90. Алгоритм решения связанной задачи осуществлялся с помощью ANSYS Multi-field Solver.

С использованием эллипсных индукторов (рис. 5), расположенных эквидистантно относительно поверхности диска с двух его сторон, были проведены расчетные исследования по моделированию неравномерного распределения температуры по радиусу диска постоянной толщины. Индукционный нагрев диска осуществлялся до максимальной заданной температуры 550 °С. Для всех индукторов ток был одинаковый - 500 А, частота тока 2400 Гц.

В результате решения электромагнитной задачи получены без вращения распределение внутренних источников тепла (рис. 6) и зависимость выделяемой мощности в диске от частоты вращения (кривая 3, рис. 4). До 50000 об/мин эллипсный индуктор более эффективен, чем стержневой индуктор. После решения тепловой задачи определено распределение температуры (рис. 7, 8) в диске с учетом вращения в переменном электромагнитном поле.



Рис. 5. Эллипсный индуктор



Рис. 6. Распределение удельной мощности нагрева в неподвижном диске



Рис. 7. Распределение температуры во вращающемся диске



Рис. 8. Распределение температуры по радиусу вращающегося диска

#### Заключение

Разработана конечно-элементная трехмерная модель для расчета электромагнитных и температурных полей параметров индукторов при нагреве вращающихся дисков в программном комплексе ANSYS.

Получены результаты исследований энергетических характеристик стержневых индукторов с учетом влияния зазора и частоты тока при нагреве дисков.

Получен новый эффект при индукционном нагреве дисков, заключающийся в дополнительном выделении тепловой энергии в изделии за счет вращения.

Проанализировано влияние частоты вращения на выделение мощности внутренних источников тепла во вращающемся диске с использованием разных индукторов.

Приведены результаты расчетных исследований распределений температур во вращающихся дисках с использованием стержневых и эллипсных индукторов.

В дальнейшем планируются расчетно-экспериментальные исследования по влиянию индукторов различной формы на выделение мощности внутренних источников тепла и на моделирование распределений температур во вращающихся дисках при испытаниях на разгонных стендах.

#### Перечень ссылок

1. Патент № 2239582 Россия. Способ термоциклических и разгонных испытаний дисков турбомашин / А.Р. Лепешкин, В.А. Скибин 2004. Бюл. №25.

2. Лепешкин А.Р., Кувалдин А.Б. Скоростные режимы индукционного нагрева и термонапряжения в изделиях: Монография / А.Р. Лепешкин, А.Б. Кувалдин - Новосибирск: Изд.-во НГТУ, 2006. - 286 с.

 Лепешкин А.Р. Циклические испытания дисков ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева / А.Р. Лепешкин / / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. Тепловые двигатели и энергоустановки. Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т "ХАИ", – 2000. – Вып. 19. – С. 456-460.

4. Лепешкин А.Р. Моделирование нестационарного теплового и термонапряженного состояния дисков и рабочих колес ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева при неизотермических циклических испытаниях / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. — Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т "ХАИ", -2001. — Вып.23. Двигатели и энергоустановки. — С. 144-146.

5. Лепешкин А.Р. Индукторы для нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонных стендах / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т "ХАИ", 2002. – Вып. 334. Двигатели и энергоустановки. – С. 163-165.

6. Лепешкин А.Р. Методика статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т "ХАИ". 2003. — Вып. 41/6.. — С. 154-159.

7. Лепешкин А.Р. Метод термоуправляемого обрыва лопаток рабочих колес ГТД при испытаниях конструкций и корпусов на непробиваемость / А.Р. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т "ХАИ". 2005. – Вып. 4/20. – С. 77-82.

8. Лепешкин А.Р. Формирование испытательных циклов дисков ГТД при термоциклических испытаниях на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева / А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 121-125.

9. Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Многокритериальная оптимизация индукционного нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонном стенде / А.Р Лепешкин., С.А. Лепешкин // Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: Национальный аэрокосмический ун-т "ХАИ". 2007. — Вып. 8/44. — С. 156-164.

10. Кувалдин А.Б., Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Метод испытаний дисков турбомашин и бандажей роторов турбогенераторов с использованием индукционного нагрева/ А.Б. Кувалдин, А.Р. Лепешкин, С.А. Лепешкин // Электричество. 2009. – № 7. – С. 33-38.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

## A.R. Lepeshkin, C.A Lepeshkin

## **NEW EFFECT AT INDUCTION HEATING OF ROTATING DISKS**

Розроблено скінченно-елементну трьохвимірну модель для розрахунку електромагнітних і температурних полів і параметрів індукторів при нагріві дисків, що обертаються, у програмному комплексі ANSYS. Проведено дослідження характеристик стрижньових індукторів із урахуванням впливу зазору і частоти току. Отримано новий ефект при індукційному нагріві дисків, сутність якого становить додаткове виділення теплової енергії у виробі за рахунок обертання. Проаналізовано вплив частоти обертання на формування потужності внутрішніх джерел тепла у диску, що обертається, із використанням стрижньових і еліпсних індукторів.

#### Індукційний нагрів, диск, що обертається, додаткова теплова енергія, розподіл температури, індуктори

The finite-element three-dimensional model is developed for calculation of electromagnetic and temperature fields and inductor parameters at heating of rotating disks in program complex ANSYS. The investigations of characteristics of rod inductors in view of influence of a clearance and frequency of a current are carried. The new effect is received at induction heating the disks consisting in additional allocation of thermal energy in a product due to rotation. The influence of rotation frequency on formation of power of internal sources of heat in a rotating disk with use rod and ellipse inductors is analysed.

Induction heating, rotating disk, additional thermal energy, temperature distribution, inductors

УДК 621.452

## А.А. Михалкин, В.И. Гуляев

ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс», Украина

# МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ПОВЫШЕННЫМИ ВИБРАЦИЯМИ ПО РОТОРУ ВЕНТИЛЯТОРА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ Д-36

Выполнен анализ вероятных причин возникновения повышенных вибраций по каналу вентилятора при эксплуатации двигателя Д-36. Выполнена расчетная проверка теоретической возможности недозатяжки пакета вала вентилятора с диском вентилятора. Выполнен контроль радиального биения и фактической разнотолщинности по всей длине вала вентилятора. По результатам исследований найдены причины возникновения повышенных вибраций. Внедрена новая методика балансировки колеса вентилятора. Выданы рекомендации по устранению повышенных вибраций по каналу вентилятора двигателя Д-36 в условиях эксплуатации.

Вибрации, ротор вентилятора, дисбаланс, момент затяжки

#### Введение

В процессе эксплуатации двигателя Д-36 отмечались случаи эпизодического срабатывания табло «Повышенные вибрации» вентилятора на режимах снижения самолета ( $\alpha_{PV\Pi} = 42...60^\circ$ ).

В условиях эксплуатации была произведена перебалансировка рабочего колеса вентилятора, а также перестановка его на другой самолет. Проведенные работы вызвали повышение вибраций до 90% по вентилятору во всем диапазоне оборотов вентилятора, начиная с ПМГ. После балансировочные грузики были возвращены в исходное положение, колесо развернуто на 180°, установлены новые шайбы контровочные, выполнена затяжка гаек крепления колеса вентилятора, вибрации по вентилятору не превышали 18% во всем диапазоне оборотов двигателя.

Через некоторое время при выполнении снижения самолета и переводе РУД двигателя в положение ЗМГ вновь загорелось табло «Опасная вибрация». Значение вибрации по указателю вентилятора составило 55...60%. На земле были осмотрены лопатки вентилятора и турбины, замечаний не выявлено.

При опробовании двигателя на земле уровень вибраций по вентилятору при аналогичном положении РУД составлял 40%. Перебалансировка и разворот колеса не привели к снижению уровня вибраций. Согласно руководству по эксплуатации двигателя Д-36 максимальный уровень вибраций по указателю вентилятора допускается до 50+7,5%.

Двигатель Д-36 был снят и направлен для исследований на ГП «Ивченко-Прогресс».

© А.А. Михалкин, В.И. Гуляев, 2010

### 1. Содержание работы (ход исследования)

При поступлении на ГП «Ивченко-Прогресс» двигатель Д-36 был осмотрен, при этом отмечен посторонний шум в полости кока.

После входного осмотра двигатель был установлен на стенд для прохождения вибрографирования. При вибрографировании отмечены вибрации от 0,055 до 0,095 мм (48%) по ротору вентилятора на режимах от 0,6 номинального до Номинального (рис. 1).



Рис. 1. Результаты вибрографирования двигателя

При разборке и дефектации ротора вентилятора выявлены:

 шум перемещающихся частиц под фланцем крепления кока к колесу вентилятора;

 грубые повреждения посадочного бурта и внутренней конусной части вала вентилятора и полотна диска вентилятора в местах контрения гаек крепления диска к валу от механических ударов;

- грубые забоины на шайбах контровочных и несоответствие ТУ их контрения на гайки.

После демонтажа фланца в полости, образованной фланцем и диском вентилятора, обнаружены 7 фрагментов от заклепок общим весом 1,03 г (рисунок 2).



Рис. 2. Полость в которой находились фрагменты заклепок

При демонтаже колеса вентилятора с вала вентилятора был выполнен контроль моментов затяжки гаек крепления диска вентилятора к валу вентилятора. Моменты затяжки составили 1,0...2,9 кгс·м (по ТУ 3,0...3,5 кгс·м).

Перед демонтажом турбины вентилятора был выполнен замер торцевого биения по полотну диска 3 ступени турбины вентилятора и радиального биения по внутреннему диаметру ступицы этого диска. Результаты замеров — 0,03 мм и 0,06 мм соответственно, при предыдущей сборке эти величины были 0,04 мм и 0,05 мм.

После демонтажа были проверены исходные дисбалансы колеса вентилятора и турбины вентилятора. Они составили: 3200 г·мм для колеса вентилятора (по ТУ не более 1000 г·мм), 1297г·мм и 960 г·мм для турбины вентилятора по первой и второй плоскостям соответственно (по ТУ 600 г·мм в каждой плоскости).

Выполнена расчетная проверка возможной недозатяжки пакета вала вентилятора с диском вентилятора по теоретическим размерам и фактическим размерам, полученных при обмерах входящих деталей пакета при проведении исследования (рис. 3).



Рис. 3. Схема расчета пакета

При контроле геометрии вала вентилятора были дополнительно выполнены замеры ради-

ального биения по наружному диаметру по длине вала, а также толщина стенок вала в тех же самых сечениях, в которых выполнялся замер радиального биения. Результаты измерений приведены на рисунке 4. График «А» показывает максимальную теоретическую толщину вала в контролируемых сечениях. График «В» показывает минимальную теоретическую толщину вала в контролируемых сечениях. График «С» показывает среднюю фактическую толщину вала в контролируемых сечениях. На рисунке 5 показано изменение фактического радиального биения по длине вала по наружному диаметру, которое не превышает 0,07 мм (по ТУ не более 0,05 мм).



Рис. 4. Графики распределения толщины стенок вала по сечениям



Рис. 5. График радиального биения по длине вала

При анализе имевшихся случаев повышенных вибраций по ротору вентилятора в эксплуатации на двигателях Д-36 выявлен один случай повышенных вибраций по ротору вентилятора, при котором двигатель был снят с самолета и исследован.

На том двигателе причиной повышенных вибраций по ротору вентилятора явилось увеличение дисбаланса колеса вентилятора, вследствие его радиального смещения относительно вала вентилятора, из-за повышенной овальности отверстий диаметром 10<sup>+0,016</sup> мм вала вентилятора и диска вентилятора, что при исследовании данного двигателя не подтвердилось.

#### Выводы

На основании проведенных исследований были введены следующие мероприятия:

1. Увеличен момент затяжки гаек крепления диска вентилятора к валу вентилятора.

2. Изменена методика балансировки колеса вентилятора. То есть, до этого колесо балансировалось до дисбаланса 5000 г∙мм (в основном за счет расстановки лопаток), а затем колесо устанавливалось на двигатель. Во время приемо-сдаточных испытаний, если имели место повышенные вибрации по каналу вентилятора колесо добалансировалось на стенде. Новая методика предусматривает балансировку колеса вентилятора на баласировочном станке до уровня неуравновешенности в 1000 г мм перед его постановкой на двигатель.

Повышенные вибрации по каналу «Вентилятор» в диапазоне режимов двигателя ЗМГ – ПМГ могли быть устранены в условиях эксплуатации при строгом соблюдении рекомендаций руководства по эксплуатации двигателя Д-36.

Для исключения возникновения повышенных вибраций на двигателях Д-36 в эксплуатации обратить внимание эксплуатирующих авиакомпаний на необходимость разработки мероприятий, исключающих грубые повреждения деталей двигателей во время проведения на них ремонтных работ.

Поступила в редакцию 26.05.2010 г.

# O. MIHALKIN, V. I. GULYAEV THE METHOD'S VIBRATION ABATEMENT THE FAN ROTOR BY OPERATION ENGINES D-36

Виконан аналіз вірогідних причин виникнення підвищених вібрацій по каналу гвинтилятора при експлуатації двигуна Д-36. Зроблена розрахункова перевірка теоретичної можливості недозатягування пакету вала гвинтилятора з диском гвинтилятора. Проконтрольовано величину радіального биття і фактичної різнотовщинністі по всій дліні вала гвинтилятора. Згідно з результатами досліджень знайдені причини виникнення підвищенних вібрацій. Впроваджена нова методика балансування колеса гвинтилятора. Дані вказівки по усуненню підвищенних вібрацій по каналу гвинтилятора при експлуатації двигунів Д-36.

#### Вібрації, ротор гвинтилятора, дисбаланс, момент затягування

Perform an analysis probable cause occurrence of vibration the fan rotor by operation engine D-36. Operate checking possibility undertightening joint fan shaft with fan disk. Execute control radial runout and actual value crown on all length fan shaft. Introduce a new procedure balancing wheel fan. The found reason vibration on the test. Recommendations given for dispose vibration abatement the fan rotor by operation engine D-36.

Vibration, fan rotor, disbalance, tightening torque
УДК 681.586

## А.Г. Буряченко<sup>1</sup>, В.А. Антонец<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Элемент», <sup>2</sup>ОАО «Мотор Сич»

# ТРЕБОВАНИЯ К ДАТЧИКАМ ДАВЛЕНИЯ, ИНТЕГРИРУЕМЫМ В ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ КАНАЛЫ БОРТОВЫХ ЭСУ

Проведен анализ результатов более чем 5-летнего опыта интеграции датчиков давления фирмы Kulite (США) в бортовую аппаратуру украинских и российских разработчиков КИ АТ. Показаны проблемы технического и организационного характера и пути их решения. Сформулированы основные требования к датчику, соответствие которым обеспечивает его интеграцию в структуру измерительного канала с учетом современных методов обработки сигналов. Приведена структура канала, обеспечившего в составе системы измерения давления СИД-3-148 двигателя Д-436-148 самолета Ан-148 точность не хуже  $\pm 0,15$  % в диапазоне температур от минус 40 до + 100 °C на базе датчика с погрешностью до  $\pm 3$  %.

#### Датчик давления, первичный преобразователь, градуировка, погрешность измерений, измерительный канал, ресурс, срок службы

#### Введение

В России и на Украине датчики для авиакосмической индустрии — это прежде всего датчики НИИ ФИ (г. Пенза) и ЧеЗаРа (г.Чернигов). К сожалению, политико-экономическая ситуация, сложившаяся к концу прошлого века, вызвала падение уровня производства датчиков этими предприятиями и, соответственно, привела к снижению качества. К середине 90-х годов отечественные изготовители оказались неспособны обеспечить задачи поддержания работоспособности и модернизации имеющегося парка авиадвигателей, что привело к интенсивным поискам авиастроительными предприятиями зарубежных поставщиков.

ОАО «Элемент», как головная организация Минпромполитики Украины по направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями», провело ряд работ по выбору зарубежного поставщика, чьи изделия можно было бы использовать в собственных разработках и рекомендовать другим российским и украинским разработчикам комплектующих изделий авиационной техники. Проведенные работы и результаты выбора отражены в ряде публикаций [1 – 5].

По результатам предварительного анализа и последующих испытаний в составе систем СИД-3 и СИД-3-148 были рекомендованы к использованию датчики давления фирмы Kulite Semiconductor Products (США).

Говоря о выборе, следует заметить: ситуация на рынке такова, что по всеобщему признанию собственно технические характеристики датчиков, заявляемые фирмами-лидерами (Kulite, Druck, Auxitrol) сходны, если не идентичны, для датчиков одинакового назначения. Особую актуальность в этих условиях приобретает учет таких факторов, как:

 доработка модели под заказ по Техническому заданию Заказчика;

 информационная и техническая поддержка при выборе датчиков, доступность оперативной связи с представителем изготовителя (как при выборе, согласовании, оформлении заказа, так и при эксплуатации датчиков);

- соотношение цена-качество.

По этим критериям Kulite продемонстрировала бесспорные преимущества, и сегодня датчики Kulite включены в комплектацию агрегатов и систем самолетов Ан-148, Ан-70, Як-130, Ту-334, проходят испытания в составе вновь разрабатываемых изделий.

Опыт сотрудничества насчитывает уже более 10 лет, причем последние 5 из них осуществляются поставки на ОАО «Мотор Сич», ГП «Ивченко-Прогресс», филиал АНТК «Серийный завод «Антонов», ОАО «ВАСО» и другие предприятия.

Пришло время проанализировать результаты и проблемы, а проблемы есть, правда, прежде всего такие, которые подтверждают тезис: «Наши недостатки — это продолжение наших достоинств».

#### 1. Формулирование проблемы

Опыт заказов и использования датчиков Kulite отечественными авиастроителями, в частности ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» и ОАО «Мотор

© А.Г. Буряченко, В.А. Антонец, 2010

Сич», позволяет утверждать, что одно из основных достоинств фирмы как поставщика готовность дорабатывать датчики под заказ и даже изготавливать по полнопрофильному Техническому заданию Заказчика — обернулось на сегодняшний день неоправданным расширением номенклатуры заказываемых датчиков, полным пренебрежением к их унификации как в отношении конструктивного исполнения, так и в части электрических параметров.

Более того, даже для совершенно идентичных датчиков (а речь здесь и далее идет о первичных преобразователях, которые составляют большую часть заказываемых датчиков) выдвигается, например, требование обеспечить заданный уровень выходного сигнала при различных значениях нагрузки на выходе, после чего они перестают быть идентичными (взаимозаменяемыми), что создает проблемы как Заказчику, так и Изготовителю.

На рис. 1 приведена схема градуировки датчика с нагрузочным резистором R<sub>load</sub>, а также вариант другой схемы градуировки.





б)
Рис. 1. Схемы градуировки датчиков:
а) с нагрузкой R<sub>load</sub> на выходе датчика;
б) с имитацией резисторов диагностики

Оценить влияние значения  $R_{load}$  на выходной сигнал  $U_{out}$  можно, рассматривая выход датчика как генератор тока ( $I_{out}\approx const$ ), тогда:

$$U_{out} \approx I_{out} \bullet (R_{load} \bullet R_{out}) / (R_{load} + R_{out})$$

Типичное выходное сопротивление датчика  $R_{out}$  составляет 1 ÷ 3 кОм, а задаваемые значения  $R_{load}$  лежат в диапазоне от 20 кОм до 20 МОм.

Подобное изменение нагрузки вызывает изменение выходного сигнала до 5%, в то время как задаваемые Заказчиком требования к пределам погрешности этих датчиков, как правило, составляют  $\pm 1,0 \div 1,5\%$ .

Такой подход делает каждый вариант применения датчика уникальным в своем роде, усложняет даже процесс заказа датчиков (не говоря, об изготовлении), служит помехой для создания ЗИП.

#### 2. Решение проблемы

Требования, предъявляемые к электрическим параметрам заказываемого датчика (первичного преобразователя) давления, диктуются Разработчиком блока бортовой аппаратуры, частью измерительного канала которого должен стать датчик.

К сожалению, как показала практика, превалируют устаревшие подходы, сформировавшиеся еще в то время, когда микропроцессорная обработка сигнала была недоступна. Разработчик стремится переложить на первичный преобразователь требования компенсации температурной погрешности, разброса от экземпляра к экземпляру, не говоря уже о нелинейности.

Так, например, для поставляемых на ОАО «Мотор Сич» и ЗМКБ «Прогресс» датчиков АРТ-381 заданы пределы допускаемой приведенной погрешности  $\pm 1\%$  в диапазоне температур от минус 55 до плюс 100 °С. Между тем, типичными для первичных преобразователей в этих условиях являются пределы  $\pm 3\%$ .

Именно на базе датчиков с пределами погрешности  $\pm 3\%$  (датчики APT-327) построены измерительные каналы разработанной и изготавливаемой в ОАО «Элемент» бортовой системы измерения давления СИД-3-148 для двигателя Д-436-148 самолета Ан-148, обеспечивающие точность измерений на уровне  $\pm 0,15\%$  в диапазоне от минус 40 до плюс 100 °С, т.е. погрешность каналов с датчиками более чем на порядок ниже, чем погрешность датчиков в тех же условиях.

Результаты сертификационных испытаний указанной системы СИД-3-148 в составе самолета приведены в [6].

Принципы построения измерительного канала давления, использованные при разработке системы СИД-3-148, описаны в [3], где даны обобщенная структура канала (рис.2) и алгоритм градуировки, т.е. формирования двухпараметрической математической модели преобразования (на рис.2 отражены математические модели, реализуемые в структурных единицах канала).

Дополнительно к данным [3] следует отметить, что сенсор температуры, необходимо присутствующий в составе канала, показанного на рис. 2, может быть реализован различными способами — от применения специального чувствительного элемента того или иного типа до интеграции его в состав кристалла датчика давления, вплоть до использования зависимости входного сопротивления тензомоста в качестве информативного сигнала о температуре (этот способ был успешно применен в одном из изделий ОАО «Элемент»).



Рис. 2. Обобщенная структурная схема канала измерения давления

При таком построении измерительного канала датчик должен интегрироваться в его структуру изготовителем блока, в состав которого входит канал, и проверка метрологических характеристик должна выполняться для канала в целом.

Между тем, анализируемый нами опыт применения датчиков Kulite показал, что весьма распространен подход, когда Разработчик блока стремится, условно говоря, «отмежеваться» от датчика.

Это было бы оправдано, если бы речь шла о заказе датчика с унифицированным выходным сигналом (т.е. датчика, в составе которого предполагается наличие схемы обработки сигнала первичного преобразователя). Но Разработчик заказывает «первичники» с «милливольтовым» выходом и при этом стремится свести функции собственной части канала фактически только к усилению сигнала. Это приводит к тому, что:

 погрешность измерительного канала в целом превышает погрешность датчика (вместо того, чтобы компенсировать составляющие погрешности «первичника», схема обработки только добавляет к ним свои);

к первичным преобразователям предъявляются завышенные требования, поскольку есть ограничения на погрешность канала в целом, а вторичная схема не обеспечивает компенсации;

- требование снижать до  $\pm 1\%$  и менее суммарную погрешность первичного преобразователя в широком диапазоне температур (включая и разброс характеристик от экземпляра к экземпляру) означает введение в структуру первичного преобразователя дополнительных (подстроечных) элементов (что, кстати, отнюдь не является средством повышения надежности) и индивидуальную настройку первичного преобразователя в рабочем температурном диапазоне, но в результате всех этих усилий достигается суммарная погрешность измерительного канала на уровне  $\pm 1,5...2\%$ , т.е. на порядок хуже, чем при использовании микропроцессорной обработки сигнала датчика в составе канала описанного выше.

Разработчик, исключая градуировку канала в целом (с датчиком), аргументирует это стремлением к взаимозаменяемости датчиков, т.е. имеется в виду, что любой экземпляр датчика данного типа можно подключить к любому экземпляру данного типа измерительного канала и без подстройки получить ожидаемые пределы погрешности ±1,5...2%.

Однако на практике это уже обернулось отсутствием взаимозаменяемости датчиков в широком смысле.

Примером, в частности, служит прецедент с упомянутыми датчиками APT-381, обеспечивающими пределы суммарной погрешности (включая разброс от экземпляра к экземпляру)  $\pm 1\%$  в диапазоне температур от минус 55 до плюс 100 °С при выходе 50 мВ на диапазон в условиях питания 5 В постоянного тока.

Стоило Разработчику изменить схему включения диагностических резисторов (резистор 1 МОм по схеме рис. 1а был заменен на два резистора по 1 МОм согласно рис. 1 б), как датчики, проградуированные Изготовителем по первой схеме, были объявлены непригодными для использования, поскольку их выходной сигнал при новой схеме включения смещается на 1...3 мВ, а подстройка после интеграции датчика в состав канала не предусмотрена.

Парадокс состоит еще и в том, что смещение сигнала датчиков APT-381 при изменении схемы градуировки — следствие наличия в структуре датчика подстроечных элементов, т.е., как было сказано ранее, следствие стремления выполнить требования по снижению температурной погрешности первичного преобразователя и разброса от экземпляра к экземпляру. Не только расчетная оценка, но и проведенные измерения подтвердили, что для обычного симметричного тензомоста, каким является используемый ОАО «Элемент» датчик АРТ-327 (к которому не предъявлялось завышенных требований по погрешностям) такое изменение схемы градуировки несущественно (табл. 1).

Таблица	1
---------	---

	Значения выходного сигнала			
Давление на входс	Uout, мВ (Uпит = 5 B)			
	Без дополни-	Рис.1а	Рис.1б	
	тельных рези-	$R_{load} \approx$	$R_1 = R_2$	
	сторов	1 МОм	$\approx 1 \text{ MOm}$	
АРТ-327, используемые ОАО «Элемент»				
$\mathbf{P} \approx 0$	2,0	2,0	2,0	
$P \approx Pmax$	51,5	51,4	51,4	
APT-381				
$\mathbf{P} \approx 0$	_	0,0	-3,1	
$\mathbf{P} \approx \mathbf{Pmax}$	—	50,1	47,1	

Результаты измерений

Вообще для измерительного канала, представленного на рис. 2, построенного как единое целое с датчиком, датчики являются взаимозаменяемыми не потому, что они имеют строго одинаковые характеристики, а потому, что предусмотрен учет индивидуальных характеристик датчика.

Единственное действительно принципиальное требование к первичному преобразователю в этом случае — стабильность характеристик во времени, достаточные ресурс и срок службы (для используемых ОАО «Элемент» датчиков АРТ-327 Изготовитель установил ресурс и срок службы в соответствии с требованиями к ресурсам и срокам службы самолета — 40000 ч и 40 лет).

В условиях обеспечения ресурсов и сроков службы датчика (и измерительного канала), соответствующих показателям надежности самолета, вопрос о замене датчиков в процессе эксплуатации вообще утрачивает актуальность и стремление к «взаимозаменяемости», понимаемой как замена без подстройки, замена, ради которой жертвуют точностью измерений, лишается последних сколько-нибудь разумных оснований.

В этих условиях единственным объяснением такого стремления может служить только нежелание Разработчика строить измерительный канал как единое целое, обеспечивать компенсацию погрешностей первичного преобразователя и брать на себя ответственность за метрологические характеристики канала с датчиком.

Но именно как единое целое строятся современные измерительные каналы и интеллектуальные датчики давления.

Попытка «разделить» измерительный канал, требуя максимального снижения погрешностей первичных преобразователей в температуре и минимизации разброса их параметров, попытка уйти от учета индивидуальных характеристик при обработке сигнала и свести эту обработку к усилению — это движение в направлении, противоположном интеллектуализации измерительных устройств.

К сожалению, нельзя не прийти к выводу, что тут организационные проблемы превалируют над техническими.

Обращает на себя внимание тот факт, что в большинстве случаев Разработчик блока не является Заказчиком (покупателем) датчика, а в некоторых случаях даже не проводит метрологическую проверку канала с датчиком. То есть изначально предполагается своего рода «механическая стыковка» первичного преобразователя с блоком обработки сигнала, при которой ответственность за результат весьма размыта, а возникшие проблемы становятся проблемами Потребителя.

Что же касается технических решений, то на примере использования датчиков APT-381 (и есть другие аналогичные примеры — APT-335, -337) очевидно, что при таком подходе, ценой заметного усложнения первичного преобразователя, удается достичь пределов суммарной погрешности канала, в лучшем случае,  $\pm 1,5\%$ , в то время, как для канала, показанного на рис. 2, эти пределы не превышают  $\pm 0,15\%$  при упрощении требований к первичному преобразователю.

#### Заключение

1. Опыт, полученный за время использования авиастроительными предприятиями Украины и России датчиков давления фирмы Kulite, позволяет утверждать, что возможность заказа датчиков по Техническому заданию следует использовать не для расширения номенклатуры датчиков (что происходило в предшествующие 5 лет), а для создания унифицированного ряда, обеспечивающего специфические требования при минимальном количестве исполнений.

2. При формировании требований к датчикам (первичным преобразователям) необходимо максимально учитывать возможности современных методов цифровой обработки сигнала и не переносить на первичный преобразователь требования, которые могут и должны быть обеспечены вторичной аппаратурой.

3. Измерительный канал давления следует градуировать после интеграции первичного преобразователя в его состав, обеспечивая компенсацию температурной погрешности и разброса от экземпляра к экземпляру за счет микропроцессорной обработки сигнала датчика. Это позволяет на базе датчиков с погрешностью до  $\pm 3\%$ построить канал с пределами погрешности  $\pm 0,15\%$  в рабочем диапазоне температур (типично – от минус 40 до +100 °C). 4. Главным критерием при формировании требований к первичным преобразователям должны быть долговременная стабильность (не хуже ±0,1% в год) и достаточные ресурсы и сроки службы (например, для датчиков Kulite, используемых ОАО «Элемент» в системе СИД-3-148 установлены 40000 ч в течение 40 лет).

#### Перечень ссылок

1. Буряченко А.Г., Волошина Н.П., Ранченко Г.С., Деклама Ж. Критерии и результаты оценки надежности датчиков давления для авиационных двигателей // Авиационно-космическая техника и технология. 2004. №7 (15).

2. Буряченко А.Г., Волошина Н.П., Ранченко Г.С. Опыт использования датчиков давления фирмы Kulite // Датчики и системы.— 2004.— №11.— с.38 — 40.

3. Буряченко А.Г., Грудинкин В.М. Технические и алгоритмические средства повышения метрологического уровня и надежности датчиков и систем измерения давления // Авиационно-космическая техника и технология. 2005. №8 (24).

4. Буряченко А.Г., Ульяшин С.В., Ушаков В.Ю., Деклама Ж. Создание новых средств измерения пульсационного давления для контроля процессов в камерах сгорания малоэмиссионных ГТД / / Вестник двигателестроения. 2005. №2.

5. Буряченко А.Г., Ранченко Г.С., Чиверс Дж. Виброкомпенсированный высокотемпературный датчик переменного давления для малоэмиссионных ГТД // Датчики и системы.— 2007.— №10.— с.38 – 41.

6. Грудинкин В.М., Буряченко А.Г., Миргород В.Ф., Драпак М.В. Опыт и результаты сертификационных испытаний интеллектуальной системы измерения давления двигателя Д-436-148 самолета Ан-148 // Авиационно-космическая техника и технология. 2007. № 7 (43).

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

# A.G. Buryachenko, V.A. Antonetz REQUIREMENTS TO PRESSURE TRANSDUCERS WHICH ARE INTEGRATED IN MEASURING CHANNELS OF ECS ON BOARD

Проведено аналіз результатів більш ніж 5-річного досвіду інтегрування датчиків тиску фірми Kulite (США) до складу бортової апаратури українських та російських розробників КВ АТ. Показано проблеми технічного та організаційного характеру та шляхи їх вирішення. Сформульовано головні вимоги до датчика, відповідність яким забезпечує інтегрування датчика до структури вимірювального каналу з урахуванням сучасних методів обробки сигналів. Наведено структуру каналу, що у складі системи вимірювання тиску СИД-3-148 двигуна Д-436-148 літака Ан-148 забезпечує точність не гіршу ніж ±0,15% у діапазоні від мінус 40 до + 100 °C на базі датчика ±3%.

Датчик тиску, первинний перетворювач, градуювання, похибка вимірювань, вимірювальний канал, ресурс, строк служби

Analysis of more than 5 years experience of Kulite (USA) transducers integration in the board aggregates of Ukrainian and Russian aviation component parts developers is done. Technical and organizational problems and the ways of their solution are shown. Main requirements, which compliance provides the transducers integration in measurement channel taking into account the modern signal processing methods. There is given the structure of channel which (being the part of pressure measuring system SID-3-148 of aircraft An-148 engine D-436-148) provides the accuracy not worse than  $\pm 0,15\%$  on temperature range from minus 40 up to + 100 °C on the base of transducer of  $\pm 3\%$ .

Pressure transducer, sensing device, calibration, inaccuracy of measurements, measuring channel, resource, life time

УДК 620.162

### Ю.А. Закиева, Г.Г. Безукладников

ОАО «Пермский Моторный Завод»

# ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ЗАГРУЗКИ ПРОМЫШЛЕННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ. РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ

Приведен аналитический обзор существующих систем загрузки промышленного газотурбинного двигателя. Загрузочным устройством может являться электрогенератор, компрессор и гидротормоз. При сдаточных испытаниях необходимо измерять эффективную мощность двигателя, которая поглощается загрузочным устройством. При выборе загрузочного устройства учитывают различные факторы, в том числе соответствие запрошенным характеристикам по мощности, диапазон регулирования, экономичность, номенклатура выпускаемой продукции предприятия, опыт других предприятий. Отмечено, что прогрессивным способом загрузки наземного газотурбинного двигателя и его модулей является осецентробежный компрессор с широким диапазоном регулирования эффективной мощности.

Загрузочное устройство, наземные газотурбинные двигатели, эффективная мощность двигателя, электрогенератор, компрессор, гидротормоз, испытание

#### Введение

Важнейшим этапом при создании газотурбинных двигателей являются сдаточные испытания. Испытаниям подвергаются все без исключения опытные и серийные двигатели. При проведении испытаний энергия, вырабатываемая двигателем, должна быть воспринята и преобразована загрузочным устройством с целью оценки соответствия заявленных характеристик действительным. В качестве загрузочных устройств могут быть использованы электрогенератор, вырабатывающий электрическую энергию, компрессор, сжимающий воздух или другой газ, и гидротормоз, превращающий механическую энергию вращения турбины в тепло, воспринимаемое водой.

Гидротормоз является специфичной машиной, в которой потребляемую мощность сознательно превращают в потери, так как тепловая энергия, в которую превратилась механическая энергия торможения, уносимая водой или рассеиваемая через стенки в воздухе, полезно не используется. Поэтому у гидротормозов отпадает такой показатель качества, как коэффициент полезного действия. Основными характеристиками являются возможные пределы использования гидротормоза по скорости и моменту, т.е. максимальная тормозная (эффективная) мощность и минимальная скорость вращения.

В условиях развития наземной газотурбинной промышленности, увеличения характеристик по

© Ю.А. Закиева, Г.Г. Безукладников, 2010

мощности ГТД, появляется проблема по выбору загрузочного устройства. При выборе загрузочного устройства нужно учитывать различные факторы, в том числе соответствие запрошенным характеристикам по мощности, диапазон регулирования, экономичность, номенклатура выпускаемой продукции предприятия, опыт других предприятий.

#### 1. Экспериментальная часть

На ОАО «Пермский Моторный Завод» (Россия) была поставлена задача: испытать ГТД 25 МВт. При испытаниях ГТД применялся двухдисковый гидротормоз Г828-0126 (рис. 1.). Гидротормоз Г828-0126 рассчитан на мощность 15 МВт при 6500 об/мин. Испытания 25 МВт ГТД осложняются тем, что использование двух гидротормозов в ряд на одной трансмиссии не обеспечивает требуемых 25 МВт. Предполагается, что два гидротормоза способны выдавать мощность 30 МВт, но, по требованиям руководящей документации испытания ГТД мощностью 25 МВт необходимо проводить при 5000 об/мин. Два гидротормоза не могут обеспечить требуемую мощность - 25 МВт при оборотах 5000 об/мин, т.к. зависимость мощности от оборотов непрямая. При оборотах 5000 об/мин мощность получается 18 МВт. Также существует проблема автоматического регулирования гидротормоза.





Рис. 1. Гидротормоз Г828-0126

#### 2. Обзорно-аналитическая часть

Применение гидротормоза в качестве загрузочного устройства при испытаниях ГТД не самый рациональный способ восприятия энергии двигателя при его испытаниях. Особенно по сравнению с электрогенератором, вырабатывающим электроэнергию, которую можно продать, либо компрессором способным обеспечить испытания газотурбинных установок в достаточно больших диапазонах 3 МВт до 35 МВт (фирма MAN GHH - Германия). Тем не менее, на сегодняшний день гидротормоз является наиболее распространенным типом загрузочного устройства при испытаниях ГТД, это связано с тем, что газотурбинные наземные двигатели не требуют большого диапазона регулирования по эффективной мощности и оборотам.

На ОАО «Авиадвигатель» внедрен в испытательный процесс гидротормоз «Осьминог» (производство — ГПНПК газотурбостроения «Заря»-«Машпроект» - город Николаев), с возможностью регулирования по оборотам: от 2800 до 3500 об/мин, при эффективной мощности: от 3 до 20МВт.

Однако для предприятий, которые производят ряд (по мощности) промышленных газотурбинных двигателей, эффективнее будет использование компрессора в качестве загрузочного устройства. Примером может служить испытательный комплекс фирмы MAN GHH (использование осецентробежного компрессора). Такой комплекс может обеспечить весь необходимый цикл испытаний большой номенклатуры изделий, как отдельных элементов, так и комплектных установок для газоперекачки и энергоснабжения. Процесс повышения давления газа осуществляться последовательно в нескольких камерах многоступенчатого осецентробежного компрессора. В результате сжатия воздуха его температура повышается и при осевом движении плотность воздуха возрастает. Механическая энергия, подводимая к компрессору от испытуемого двигателя, преобразуется в потенциальную и кинетическую энергию газа. Это преобразование энергии в компрессоре осуществляется в результате аэродинамического взаимодействия потока газа с вращающимся лопаточным аппаратом. Таким образом, регулировать компрессор можно, дросселируя газ либо редуктором по оборотам, что дает огромный спектр регулирования.

Генератор – устройство, преобразующее механическую энергию, получаемую от двигателя, в электрическую. Принцип действия генератора основан на явлении электромагнитной индукции - возникновении электрического напряжения в обмотке статора, находящейся в переменном магнитном поле. Оно создается с помощью вращающегося электромагнита - ротора при прохождении по его обмотке постоянного тока. При работе на режиме генераторного торможения очень просто регулировать скорость при постоянном тормозном усилии и величину тормозного момента при постоянной скорости. Применение электрогенераторов, в качестве испытательных устройств, ограничивается тем, что максимальные обороты испытуемого изделия могут достигать только 3000 об/мин. Необходимо электроэнергию, вырабатываемую электрогенератором гасить на сопротивлениях. Потому что требования, предъявляемые к качеству электроэнергии поставляемой во внешнюю сеть высоки (по частоте, напряжению) и обеспечить их достаточно сложно и дорого.

#### Заключение

Сравнение полученных данных зависимости полного обзора загрузочных устройств от заданных начальных характеристик испытываемого изделия является необходимыми сведениями при создании новых наземных газотурбинных двигателей. Поэтому в конечном итоге необходимо получить полную картину наиболее эффективного применения того или иного загрузочного устройства для определенного наземного газотурбинного двигателя с его характеристиками.

#### Перечень ссылок

1. Гавриленко Б.А. Гидравлические тормоза / Б.А.Гавриленко, В.А. Минин, Л.С. Оловников; под редакцией Б.А. Гавриленко – монография: МАШГИЗ: 1961. – 241 с.

2. Двигатель/ А. Головащенко, В. Спицын, А. Боцула, С. Косе // «Осьминог» или о роли тормоза в прогрессе турбиностроения. – 2004. – №4 (34). – С. 16 – 54.

3. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <u>http://www.man.de/MAN-Downloadgalleries/</u> All/ 3Investor\_Relations/Hauptversammlung/2010/ MAN GBd 2009 Lagebericht.pdf – C. 74 – 98.

Поступила в редакцию 31.05.2010 г.

#### Y.A. Zakiev, G.G. Bezukladnikov

#### OPTIMIZATION OF SYSTEMS OF LOADING OF THE EXAMINEE OF THE ENGINE. EXPANSION OF THE RANGE OF REGULATION

Наведено аналітичний огляд існуючих систем завантаження випробуваного газотурбінного двигуна. Завантажувальним пристроєм може бути електрогенератор, компресор і насос (гідротормоз). При випробуваннях необхідно заміряти ефективну потужність двигуна, яка поглинається завантажувальним пристроєм. При виборі завантажувального пристрою враховують різні фактори такі як: відповідність запитані характеристиками по потужності, діапазон регулювання, економічність, номенклатура підприємства, досвід інших підприємств. Відзначено, що прогресивним способом завантаження випробуваного газотурбінного наземного двигуна і його модулів з великою номенклатурою є осецентробежний компресор з широким діапазоном регулювання ефективної потужності.

# Завантажувальний пристрій, наземні газотурбінні двигуни, ефективна потужність двигуна, електрогенератор, компресор, гідротормоз, випробування

The state-of-the-art review of existing systems of loading of the examinee gas turbine the engine is resulted. The loading device the electrogenerator, the compressor and the pump (hydrobrake) can be. At tests it is necessary to measure effective power of the engine which is absorbed by the loading device. At a choice of the loading device consider various factors such as: conformity to the requested characteristics on capacities, a regulation range, profitability, the enterprise nomenclature, experience of other enterprises. It is noted that a progressive way loading test of gas turbine engine and its ground units with large nomenclature is osetsentrobezhny compressor with a wide range of effective regulatory capacity.

The loading device, land gas turbine engines, effective power of the engine, the electrogenerator, the compressor, a hydrobrake, test

УДК 629.7:519.63:536.21

### А.О. Кузьмичева, Н.С. Мельникова, В.Б. Коротков

Федеральное государственное унитарное предприятие «Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют»

# ФОРМИРОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПОТОКОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Рассматриваются вопросы формирования достоверных информационных потоков, получаемых от штатных датчиков, установленных на самолете и двигателе. Достоверность потоков определяет качество управления и диагностирования двигателя электронно-цифровым регулятором, в который эти потоки поступают. Показано, что для двигателя маневренного самолета получение этих потоков представляет большие трудности, обусловленные спецификой его эксплуатаций: частыми сменами режима работы двигателя, высоты и скорости. Предлагается ряд способов, позволяющих преодолеть эти трудности и получить информацию, необходимую для управления, диагностирования двигателя. Предложенные способы используются в ФГУП ММПП «Салют».

#### Авиационный двигатель, информационный поток, управление, диагностирование, параметр, тренд

#### Введение

Газотурбинный двигатель (ГТД) как восстанавливаемый объект в течение срока службы требует постоянного мониторинга, который обеспечивается рациональным выбором методов обработки информации, что определяет основные требования к информационным потокам, поступающим от датчиков, установленных на двигателе и самолете. От достоверности и качества информационных потоков зависит достоверность определения технического состояния двигателя и точность его управления.

Система автоматического управления и диагностирования современного авиационного ГТД — это совокупность электронно-цифрового регулятора (управляющего объекта), авиационного двигателя (объекта управления), контрольно-измерительной аппаратуры, каналов прямой и обратной связи между ними. Элементы рассматриваемой системы находятся в постоянном взаимодействии между собой и с внешней средой, в результате чего состояние элементов постоянно изменяется, что характерно для любой системы. Если в результате этих изменений система принимает состояние, не соответствующее заданному и не удовлетворяющее предъявленным к ней требованиям, то возникает необходимость в управлении системой — целенаправленном воздействии на ее элементы.

Информация о двигателе и его узлах, подсистемах на основе информационных потоков от контрольно-измерительных приборов с помощью прикладного программного обеспечения электронно-цифрового регулятора (ЭЦР) двигателя записывается и анализируется в течение полета, формируя информационную базу. Электронноцифровой регулятор вырабатывает управляющие воздействия на основе собранной информации о состоянии двигателя и его узлов и выдает управляющее воздействие двигателю. В течение полета эта информация используется в бортовой части системы диагностирования для проведения требуемого диагностирования для проведения требуемого диагностирования в полете и экспресс-диагностики двигателя после полета для решения вопроса о последующем вылете. Расширенное диагностирование должно проводиться после полета в наземной части автоматизированной системы диагностики.

Таким образом, подводя итог сказанному, следует отметить, что современные методы контроля и диагностирования авиационных двигателей требуют достоверного знания о текущих термодинамических характеристиках газового потока, таких как температура и давление по тракту двигателя, о положении элементов, организующих газовый поток (направляющие аппараты компрессоров), о тепловом и вибрационном состояниях двигателя. Достоверность такого знания во многом определяется свойствами системы измерений: точностью штатных датчиков, их быстродействием и достаточностью.

Даже самые совершенные датчики обладают недостатками, например, сбоями, возможность которых необходимо учитывать.

Поскольку современные авиационные двигатели (особенно двигатели маневренной авиации) работают на пределе своих возможностей, неточность в постановке диагноза из-за недосто-

© А.О. Кузьмичева, Н.С. Мельникова, В.Б. Коротков, 2010

верных измерений может привести к прекращению выполнения полетного задания.

Поэтому решение задачи формирования достоверных информационных потоков как для использования в системе управления двигателя, так и для оценки его текущего технического состояния (особенно двигателей маневренной авиации) является весьма актуальным и востребованным в авиации.

#### Организация информационных потоков

Для каждой задачи, решаемой ЭЦР, как по управлению двигателем, так и по оценке технического состояния отдельных узлов двигателя и такого интегрального параметра, как тяга двигателя, должен быть организован оптимальный информационный поток. При этом здесь необходимо достижение компромисса между параметрами. определяющими уравнения законов управления двигателем, например, по поддержанию оптимального коэффициента избытка воздуха в камере сгорания или температуры газов перед турбиной высокого давления, а также определяющими поузловые модели двигателя, и информационным потоком, организующим поставку информации для вычислений по этим моделям. Здесь допустимо не включение в диагностические модели узлов параметров или их производных, хотя и значимых, но реальные измерения которых, могут иметь недостоверные или мало точные значения.

Современные измерительные средства позволяют измерять параметры с частотой несколько тысяч герц. Такая частота измерений оправдана в ракетной технике в системах аварийного выключения двигателей. поскольку чрезвычайно высокие значения параметров в случае возникновения внештатной ситуации, способствуют практически мгновенному разрушению двигателей. Довольно быстрое разрушение авиационного двигателя может произойти в случае расцепления вала турбины с валом компрессора, поэтому здесь необходима высокая частота измерений. Высокая частота измерений необходима и при выполнении спектрального анализа виброскоростей при диагностировании технического состояния роторной части двигателя.

Следовательно, к организации информационных потоков высокочастотных измерительных каналов необходимо предъявить специальные требования, позволяющие обезопасить анализирующие средства от кратковременных случайных всплесков параметров (сбоев), которые могут быть приняты за начало аварийного процесса. Например, при расцеплении валов компрессора низкого давления и турбины резко снижаются обороты компрессора и еще более резко возрастают обороты турбины. Поэтому непрерывный контроль за производной частоты вращения роторов и турбин, или температуры газов за турбиной поможет избежать катастрофы.

В целом же, при контроле и диагностировании технического состояния авиационных двигателей по измеряемым параметрам достаточна более низкая частота обработки параметров, например, 1 Гц. Это позволяет сэкономить на вычислительных средствах, т.е. сделать их более простыми и более надежными. К тому же осреднение параметров и их сглаживание за достаточно длительный срок (1с) позволяет стабилизировать информационные потоки, сделать их более информативными.

При этом необходимо учитывать сложность математического описания двигательных процессов, зависимость технических характеристик двигателя от внешних условий работы, ограниченный состав измеряемых термогазодинамических параметров двигателя, их технологический разброс и т.д.

Возникает необходимость исследования нестационарности физических процессов в авиационном двигателе, особенно в двигателе маневренного самолета, в исследовании поведения параметров при увеличении и уменьшении режима работы двигателя. Для некоторых параметров возможен большой гистерезис, т.е. разные их значения при одном и том же значении параметра, принятого за аргумент, что опять же накладывает определенные условия на их использование в процессе контроля и диагностирования двигателя.



Рис. 1. Дроссельная характеристика n<sub>1</sub>=f(n<sub>2</sub>) при изменении режима работы двигателя.

Например, рис. 1 [2] показывает поведение частоты вращения ротора низкого давления при частичной приемистости и сбросе. Видно, что при одной и той же частоте вращения ротора высокого давления, частота вращения ротора низкого давления принимает значения, разнящиеся друг от друга на 10%. Такое же положение наблюдается и для других параметров. Отсюда следует необходимость организовать процесс диагностирования таким образом, чтобы исключить или учесть эффект (воздействие) на характеристики узлов проточной части изменения режима работы двигателя.

Особенно это важно при определении неизмеряемых параметров проточной части, таких как кпд компрессоров, турбин, пропускные способности турбин, коэффициент избытка воздуха, когда модели этих характеристик включают многие измеряемые параметры и достоверность определения текущих значений характеристик зависит от качества поступающей информации любого параметра, входящего в модель.

Обращает на себя внимание влияние высотно-скоростных условий при определении трендов отклонений параметров, приведенных к САУ, от дроссельных характеристик.



Рис. 2. Дроссельная характеристика  $n_1 = f(n_2)$  во всем диапазоне высотно-скоростных условий



Рис. 3. Дроссельная характеристика n<sub>1</sub>=f(n<sub>2</sub>) в диапазоне частоты вращения n<sub>2</sub>=11000...12000 об/мин и всего лиапазона высот



Рис. 4. Дроссельная характеристика  $n_1 = f(n_2)$ , построенная по данным, полученным в полете на H = 11 км и M = 1,5



Рис. 5. Дроссельная характеристика, построенная по данным, полученным в полете на высотах H=0; 8; 13; 18; 20 км и M=1;1,2

Из анализа рисунка 2, на котором показана дроссельная характеристика, построенная по данным, полученным в диапазоне высотно-скоростных условий эксплуатации двигателя, вытекает необходимость введения корректирующих коэффициентов в формулы приведения, устраняющих большое рассеяние параметров. Более простой путь для уменьшения рассеяния параметров в процессе приведения к стандартным атмосферным условиям - это выбор таких условий полета и режимов работы двигателя, на которых влияние высоты и скорости полета на приведенные параметры либо отсутствует, либо минимально. Исследования, проведенные на ФГУП ММПП «Салют», показали, что такие участки полета существуют и могут быть использованы в процессе определения технического состояния узлов проточной части двигателя. Так, введение некоторых ограничений на частоту вращения ротора высокого давления позволило получить более гладкую дроссельную характеристику (см. рис. 3), а дополнительное ограничение, накладываемое на высоту полета, позволяет уменьшить рассеяние параметров для приемлемого условия (см. рис. 4, 5). Дополнительно для уменьшения рассеяния параметров применяются и другие методы осреднения, сглаживания, выделение установившихся режимов работы двигателя.

Например, для определения установившихся режимов работы двигателя и их длительности (установившиеся режимы используются при контроле краткосрочных трендов виброскоростей) на ФГУПП «Салют» разработан и применяется метод, суть которого излагается ниже Пусть *i* обозначает *i*-тую секунду *j*-того полета. Начиная с *ij* + *z* секунды и каждую последующую секунду (т.е. в увеличивающихся временных интервалах), рассчитывается коэффициент линейной регрессии  $N_y$ . При нахождении коэффициента в пределах  $\pm w_{Ny}$  режим в этих *ij* + *z* секундах считается установившимся.

$$N_{y} = \frac{\sum_{ij=0}^{z+ij} (\tau_{ij} - \overline{\tau}_{ij}) \Pi_{2ij}}{\sum_{ij=0}^{z+ij} (\tau_{ij} - \overline{\tau}_{ij})^{2}}, \quad \overline{\tau}_{ij} = \frac{\sum_{ij=0}^{z+ij} \tau_{ij}}{z+ij}, \ ij = 0, 1, \ 2, \dots$$

Предусмотрен и более жесткий вариант определения установившихся режимов работы двигателя. В этом случае режим работы двигателя считается установившимся, когда и температура газов за турбиной изменяется в узком диапазоне наряду с частотой вращения ротора высокого давления.

$$T_{y} = \frac{\sum_{ij=0}^{z+ij} (\tau_{ij} - \overline{\tau}_{ij}) T_{04ij}}{\sum_{ij=0}^{z+ij} (\tau_{ij} - \overline{\tau}_{ij})^{2}}, \quad \frac{\sum_{ij=0}^{z+ij} \tau_{ij}}{\overline{\tau}_{ij} = \frac{z+ij}{z+ij}}, \quad ij = 0, \ 1,2,...$$

При совместном нахождении коэффициента  $N_y$  и коэффициента  $T_y$  в допустимых пределах одновременно режим в этих z+ij секундах считается установившимся.

Из сказанного видна вся сложность, стоящая перед инженерами и научными работниками,

занимающимися вопросами диагностирования двигателей маневренной авиации.

#### Заключение

Для двигателя маневренного самолета, особенно для двигателя однодвигательного самолета, существует острая необходимость в оптимальном управлении и диагностировании с помощью электронного цифрового регулятора, качество работы которого зависит от информационных потоков, поступающих от штатных датчиков.

В настоящее время на ФГУП ММПП «Салют» проводятся работы, позволяющие организовать поступление достоверных информационных по-токов в электронно-цифровой регулятор двигателя.

#### Перечень ссылок

1. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями / А. Хальдт. – М.: И\*Л, 1956. – 664 с.

2. Мельникова Н.С., Ионов Д.А. Оценка влияния погрешности измеряемых параметров на точность определения и  $T_{\Gamma}^{*}$  по регрессионным моделям / Н.С. Мельникова, Д.А. Ионов – Известия высших учебных заведений Авиационная техник, Казань.: 3/2009. – 6 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

#### A.O. Kuzmicheva, V.B. Korotkov, N.S. Melnikova

### INFORMATION STREAMS FOR MONITORING GAS TURBINE ENGINE

Розглянуто питання формування вірогідних інформаційних потоків, які отримуються зі итатних датчиків, установлених на літаку та двигуні. Вірогідність потоків визначає якість керування і діагностування двигуна електронно-цифровим регулятором, у який ці потоки надходять. Показано, що для двигуна маневреного літака отримання цих потоків становить великі труднощі, обумовлені специфікою його експлуатації: частими змінами режиму роботи двигуна, висоти і швидкості. Пропонується ряд засобів, які дозволяють подолати ці труднощі та отримати інформацію, необхідну для керування та діагностування двигуна. Запропоновані засоби використовуються у ФДУП ММПП «Салют».

#### Авіаційний двигун, інформаційний потік, керування, діагностування, параметр, тренд

The problems of forming reliable information stream going from the aircraft and engine staff gauges are. determines The quality of management and diagnosis engine by digital electronic controller is determines reliability of that streams. It is shown that obtaining information streams to control engine aircraft maneuverability is great difficulties arising from frequent changes of the engine. Propose a number of ways to overcome these difficulties to obtain necessary information for control, diagnose engine.

Aircraft engine, information stream, control, diagnosis, trend

УДК 681.518.5

## В.М. Грудинкин<sup>1</sup>, В.А. Качура<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО «Элемент», <sup>2</sup>ОАО «Мотор Сич»

# МЕТОДЫ И СРЕДСТВА МОДЕЛЬНОЙ ПОДДЕРЖКИ ПРОЦЕССОВ РАЗРАБОТКИ АСУ СТЕНДОВЫМИ ИСПЫТАНИЯМИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Отражены основные требования к ACУ технологическим процессом стендовых испытаний газотурбинных двигателей. Освещены проблемные вопросы, возникшие при информационном и математическом обеспечении процессов разработки и эксплуатации ACУ стендовыми испытаниями, и обоснованы пути их решения. Приведены предлагаемые решения по архитектуре и составу аппаратной и программной части средств модельной поддержки, предназначенных для обеспечения разработки указанных ACУ. Предложены варианты повышения адекватности математической модели и достижения соответствия конкретному экземпляру двигателя. Определены перспективы дальнейших исследований.

Стендовые испытания, автоматизированная система управления, модельная поддержка, индивидуальная динамическая математическая модель

#### Введение

Одним из наиболее важных этапов создания новых высокотехнологичных и ответственных объектов энергетики (ОЭ) является этап стендовых испытаний (СИ). От успешности проведения СИ, в первую очередь, зависят сроки освоения и качественный уровень создаваемых новых ОЭ.

Стендовые испытания в настоящее время рассматриваются как специфический и ответственный технологический процесс, который требует создания соответствующих автоматизированных систем управления (АСУ СИ). Создание таких АСУ, в наибольшей мере отвечающих сложности процессов в испытываемых энергетических объектах, является важной научно-технической проблемой для ряда отраслей, в частности, для отрасли газотурбостроения.

Обеспечение заданных технологических, ресурсных и экономических показателей вновь создаваемых силовых установок на базе газотурбинных двигателей (ГТД), их соответствие международно-признанным нормам достигается, в том числе, на основе совершенствования методов и средств автоматизации стендовых испытаний опытных и серийных двигателей с применением современных информационных технологий.

Применяемые АСУ СИ являются сложными информационно-измерительными и управляющими системами, обрабатывающими в реальном времени информацию по сотням измерительных каналов (ИК), контролирующими весь процесс СИ, управляя его протеканием по установленной программе и обеспечивая разработчиков объекта всей необходимой информацией как в интерактивном режиме, так и в виде соответствующей документации. Примером таких АСУ являются программно-технические комплексы (ПТК) для обеспечения СИ [1], разрабатываемые и поставляемые ОАО «Элемент» (г. Одесса) – головной организацией Минпромполитики Украины по научно-техническому направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями».

Проведение СИ является длительным процессом и требует существенных материальных затрат. Достигнутый высокий уровень понимания термогазодинамических процессов превращения энергии, протекающих в работающем ГТД, позволил в настоящее время предложить адекватные математические модели (ММ) ГТД, и на их основе определять характеристики объекта в широком диапазоне условий эксплуатации, замещая трудоемкие этапы СИ компьютерным моделированием [2...4].

Однако такие средства математического моделирования не интегрированы непосредственно в АСУ СИ, применяемые ММ ГТД не охватывают модели процессов управления такими объектами, что ограничивает возможности применяемых АСУ.

Для дальнейшего совершенствования АСУ СИ необходимо создание соответствующих средств модельной поддержки (СМП) как процессом разработки АСУ, так и процессом непосредственно стендовых испытаний.

<sup>©</sup> В.М. Грудинкин, В.А. Качура, 2010

Целью настоящей работы является обоснование архитектуры и состава средств модельной поддержки АСУ стендовых испытаний ГТД, на основе понимания задач, стоящих перед разработчиками и испытателями.

#### 1. Средства модельной поддержки в АСУ СИ

Под СМП понимается совокупность математических моделей процессов измерения, контроля и управления объектом стендовых испытаний, реализованных на базе программно-аппаратных средств АСУ СИ.

Целью создания СМП является повышение качественных и количественных показателей, характеризующих АСУ СИ, а именно:

 – сокращение сроков разработки АСУ и проведения непосредственно СИ;

 повышение надежности технических решений при разработке АСУ путем их предварительной отработки с помощью MM;

- улучшение метрологических характеристик ИК АСУ, достоверности и точности измеряемых параметров;

 повышение надежности контроля параметров объекта в процессе СИ путем сопоставления значений контролируемых параметров, наблюдаемых в процессе испытания, со значениями, определяемыми по MM;

 усовершенствование алгоритмов управления объектом СИ путем их предварительной проверке на ММ процессов управления;

 обеспечение АСУ СИ информацией о косвенно-измеряемых и неизмеряемых параметрах объекта СИ (тяга, мощность и т.п.), получаемых по его MM;

 получение «электронного паспорта» объекта СИ в виде его индивидуальной диагностической ММ, необходимой для решения задач оценки технического состояния в процессе последующей эксплуатации;

 обеспечение разработчиков объекта необходимой информацией об отклонениях параметров от проектных значений и причинах этих отклонений для внесения изменений в конструкцию;

 обеспечение разработчиков электронных систем управления (ЭСУ) необходимыми для проектирования данными в виде индивидуальной динамической ММ объекта управления во всем диапазоне рабочих режимов.

#### 2. Задачи средств модельной поддержки

Применительно к специфике АСУ СИ, должна обеспечиваться модельная поддержка:

 процессов разработки новых перспективных АСУ с более высокими характеристиками и процессов модернизации и усовершенствования существующих АСУ путем расширения их функциональных возможностей;  непосредственно процессов проведения стендовых испытаний новых объектов для повышения надежности и достоверности получаемых результатов, сокращения сроков СИ и расширения формата получаемых данных.

Решение первой задачи осуществляется на основе применения на всех этапах разработки ACУ эталонных MM ИК и процессов управления для отработки проектных аппаратно-программных технических решений, их верификации и обеспечения приемо-сдаточных испытаний ACУ на стендах-имитаторах.

Решение второй задачи осуществляется путем реализации в составе ACУ программно-аппаратной подсистемы СМП, взаимодействующей с ACУ в процессе стендовых испытаний.

#### 3. Требования к подсистеме СМП в составе АСУ СИ

Подсистема СМП в составе АСУ СИ должна обеспечивать автоматизацию выполнения следующих функций:

 – формирование баз данных СИ, их статистическая обработка;

 оценка газодинамических (дроссельных) характеристик ГТД в процессе СИ и построение его индивидуальной статической ММ;

 обучение и параметризация индивидуальной динамической ММ процессов управления ГТД на режимах, ее эквивалентные преобразования к виду, необходимому разработчику ЭСУ;

 – оценка статистических характеристик ИК АСУ, функций распределения ошибок, доверительных интервалов и надежности получаемых данных;

 – оценка косвенно-измеряемых и неизмеряемых параметров ГТД, вычисляемых по ММ ИК и ММ процессов управления;

- построение диагностической ММ ГТД в виде его «электронного паспорта».

Подсистема СМП реализуется в виде SCADA-системы открытой архитектуры, допускающей подключение новых программно-аппаратных блоков для расширения ее функциональных возможностей. Предусматривается удаленный доступ к подсистеме СМП со стороны ее разработчика.

Программное обеспечение подсистемы СМП должно включать универсальные программные продукты для моделирования (MATLAB, LabVIEW).

#### 4. Архитектура подсистемы СМП в составе АСУ СИ

Информационная система, в которую входит СМП, представляет собой территориально распределенный объект. Составными единицами системы являются:  источники новых данных (ПТК на моторных стендах и другие информационные системы);

– рабочие места конструктора (РМК);

- сервер баз данных.

При необходимости сервер параллельно выполняет функции РМК. Структурная схема аппаратной части СМП приведена на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема аппаратной части СМП

На рис. 2 приведена структурная схема программной части СМП.



Рис. 2. Структурная схема программной части СМП

Сбор данных выполняется в автоматизированном режиме. Протокол взаимодействия одинаков для всех ПТК. Эта совместимость обеспечивается на стороне ПТК за счет использования специальных программ (агентов), выполняющих сбор и передачу архивов базы данных на сервер. В протоколе унифицирован состав сопутствующей архиву информации об испытании. Для исключения потери информации файлы базы данных архивируются в исходном формате. Реализована процедура периодического контроля целостности хранящихся на сервере архивов, для чего сохраняются HASH-функции каждого архива.

#### 5. Модели процессов управления в подсистеме СМП

Наиболее важной составной частью СМП по их назначению являются математические модели, в частности, модели процессов управления объектом испытаний.

Модели ГТД, входящие в состав технических заданий на проектирование ЭСУ, являются кусочно-линейными динамическими моделями и содержат в своем составе статическую и динамическую модели.

Статическая модель задается в виде основных зависимостей, отражающих дроссельные характеристики двигателя.

Применяемые динамические модели ГТД являются кусочно-линейными дифференциальными моделями пространства состояний (КЛДМ).

Указанные MM могут строиться либо на основе расчетных термогазодинамических характеристик объекта испытаний, заложенных при проектировании, либо на основе характеристик, полученных путем идентификации по базам данных стендовых испытаний ГТД. В первом случае мы получаем, как правило, модель, отражающую свойства некоторого типового двигателя эталона, проектируемого при разработке, а во втором — есть возможность получить модель конкретного экземпляра, нередко существенно отличающуюся от типовой.

Указанные КЛДМ успешно применяются в качестве средства модельной поддержки разработки ЭСУ и реализуются в стендах-имитаторах, однако, имеют ряд существенных недостатков, основными из которых являются следующие:

 по своей организации такие MM являются численным средством решения систем нелинейных дифференциальных уравнений и требуют значительных вычислительных ресурсов;

 при достаточно высокой точности статической модели, уточняемой обычно на стендовых испытаниях, динамическая модель является плохо идентифицируемой;

 имеют место разрывы в точках сопряжения диапазонов аппроксимации, а так как координаты состояния являются оборотами турбин, то наблюдается разрывность ускорений, что недопустимо, в частности, при моделировании турбовальных ГТД.

Поэтому КЛДМ нуждаются в усовершенствовании для решения традиционных задач и существенной доработке для получения оценок параметров в ЭСУ.

Необходимо также определить способы обучения КЛДМ непосредственно по базам данных испытаний и эксплуатации. КЛДМ по своей структурной организации представляет собой следящую систему, что автоматически обеспечивает совпадение установившихся значений с их статическими, заданными известными характеристиками ГТД. Так как эти характеристики заданы таблично, то, следуя ТЗ на ЭСУ, промежуточные точки получают путем линейной интерполяции.

Соответственно, в переходных режимах имеет место дополнительная динамическая скоростная ошибка воспроизводства параметров двигателя на его ММ, искажающая динамические характеристики объекта, что необходимо учитывать при настройке алгоритмов управления ЭСУ.

В работе предложено выполнить компенсацию такой скоростной ошибки методом динамичес-кой коррекции по входному сигналу, повысить на этой основе динамическую точность модели. Выполненная компьютерная реализации усовершенствованной КЛДМ двигателя Д-436 в режимах приемистость — встречная приемистость в сопоставлении с реальными базами данных испытаний подтвердила возможность уменьшения указанной ошибки в 1,5 — 2 раза.

Установлен факт избыточности применяемых КЛДМ ГТД, позволяющих воспроизвести все термогазодинамические параметры при заданных управляющих и возмущающих воздействиях, в то время как часть таких параметров являются непосредственно измеряемыми (обороты турбин) с высокой точностью (0,1 %). Впервые предложено использовать такие параметры в качестве входных в MM, что существенно упрощает ее структуру и обеспечивает безитерационное получение косвенно-измеряемых термогазодинамических параметров ГТД в процессе их стендовых испытаний.

Для повышения адекватности MM и достижения соответствия особенностям конкретного экземпляра двигателя предлагаются два подхода: на основе статистического анализа БД испытаний и путем реализации алгоритмов адаптации.

#### Заключение

Необходимость измерения, контроля и управления параметрами двигателей при их испытаниях определило необходимость создания автоматизированных систем управления стендовых испытаний, позволяющих интегрировано решать задачи измерения, контроля параметров, управления и диагностики. Современные АСУ СИ содержат совокупность взаимосвязанных средств технологического, информационного, математического и программного обеспечения, которые позволяют обеспечить высокие качественные и количественные показатели процессов в комплексах стендовых испытаний.

Целью создания перспективных систем является не только обеспечение в полном объеме, с высокой достоверностью программы испытаний, реализуемой в стендовых условиях, но и создание условий для оценки соответствия достигнутых высотно-климатических характеристик двигателя проектным характеристикам, а также обеспечение необходимыми исходными данными разработчиков бортовых систем измерения параметров, контроля и управления ГТД.

Реализация указанной целевой установки может быть достигнута путем создания и усовершенствования средств модельной поддержки при разработке современных автоматизированных систем управления стендовыми испытаниями на основе широкого применения математических моделей как двигателя и силовой установки в целом, так и математических моделей измерительных каналов и процессов управления.

Применение математических моделей процессов контроля параметров и управления объектом испытаний требует обоснования единых требований к средствам математического описания моделируемых процессов и их программной реализации, что и определяет перспективы дальнейших исследований.

#### Перечень ссылок

1. «ОАО «ЭЛЕМЕНТ» 2001-2007 Основные результаты научно-технической деятельности»

Сборник научных трудов / Под общей редакцией Ранченко Г.С., Миргорода В.Ф. – 2008 – 333с.

2. Миргород В.Ф. Обучение имитационных дифференциальных и интегральных моделей авиационных двигателей / Миргород В.Ф., Грудинкин В.М. // «Искусственный интеллект». - №4. – 2006. –С.329-334.

3. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / Епифанов С.В., Кузнецов В.И., Богаенко И.И. и др. // - К.: Техника, 1998. - 312 с.

4. Гольберг Ф.Д. Применение в САУ поузловой математической модели двигателя для парирования отказов датчиков / Гольберг Ф.Д., Гуревич О.С., Чернышов В.И. // ЦИАМ 2001 - 2005. Основные результаты научно-технической деятельности. - М.: ЦИАМ, 2005. - С.337 - 342.

5. Разработка мобильного аппаратно-программного комплекса для проведения испытаний, комплексного моделирования и диагностирования технического состояния силовых установок на базе газотурбинных двигателей / Ранченко Г.С., Миргород В.Ф., Волков Д.И., Грудинкин В.М. и др. // Отчет по НИОКР. – № 0107U010220 – 2008. –75 с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

### V.M. Grudinkin, V.A. Kachura

## METHODS AND FACILITIES OF MODEL SUPPORT OF ACS DEVELOPMENT PROCESSES FOR THE STAND TESTS OF GAS TURBINE ENGINES

Відображено основні вимоги до ACУ технологічним процесом стендових випробувань газотурбінних двигунів. Освітлені проблемні питання, що виникли при інформаційному і математичному забезпеченні процесів розробки і експлуатації ACУ стендовими випробуваннями, і обгрунтовані дороги їх рішення. Приведені пропоновані рішення по архітектурі і складу апаратної і програмної частини засобів модельної підтримки, призначених для забезпечення розробки вказаних ACУ. Запропоновані варианти підвищеня адекватності математичної моделі та досягнення відповідності конкретному екземпляру двигуна. Визначені перспективи подальших досліджень.

# Стендові випробування, автоматизована система управління, модельна підтримка, індивідуальна динамічна математична модель

The main requirements to ACS of technologic process of aviation engine stand test are shown. Problem questions, arising up at the informative and mathematical providing of ACS development and exploitation are lighted up, and the ways of their decision are grounded. Solutions on architecture and composition of hardware and programmatic part of model support facilities intended for providing of development of indicated to ACS are resulted. The variants of raising the level of mathematical model adequacy and achievement of correspondence to the engine specific example are proposed. Future investigation prospects are determined.

Stand tests, CAS of management, model support, individual dynamic mathematical model

# Вісник двигунобудування №2(23)/2010 науково-технічний журнал

В. о. головного редактора 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 ВАТ «Мотор Січ» Комп'ютерна верстка М.Д. Хош Коректори О. Є. Носік,

Я.В. Обухович

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 31.08.2010 р. Папір Хегох 80 г/м<sup>2</sup>, видавнича система DocuTech-135, зам. 2929, накл. 300. Надруковано видавничим комплексом ВАТ «Мотор Січ» Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11