

**КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ-2013:  
ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ  
РАЗВИТИЯ  
АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ**

**СБОРНИК ДОКЛАДОВ  
МЕЖДУНАРОДНОЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**



Санкт-Петербург  
2013

УДК 629.7  
ББК 39.55  
К49

**Климовские чтения-2013: перспективные направления развития авиадвигателестроения : сборник докладов международной научно-технической конференции. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2013. — 271 с.**

Сборник докладов объединил в себе труды участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения-2013: перспективные направления развития авиадвигателестроения».

Климовские чтения традиционно посвящены актуальным вопросам современного авиадвигателестроения, отраженным в исследованиях работников научных, производственных и научно-производственных организаций. Материалы сборника могут быть полезны специалистам в области авиационного двигателестроения, а также студентам и преподавателям вузов соответствующего профиля.

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

**ISBN 978-5-7422-4099-0**

© ОАО «Климов», 2013

© Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет, 2013

### *Уважаемые коллеги!*

Приветствую всех участников международной научно-технической конференции «Климовские чтения-2013: перспективные направления развития авиадвигателестроения»!

Развитие авиации — это повышение обороноспособности и конкурентоспособности нашей страны. И каким будет будущее авиации — нужно задуматься уже сейчас.

Необходимый фактор создания современной авиационной техники и выдающихся научных открытий — это люди, знающие и радеющие за свое дело. Предприятия авиастроительной отрасли неуклонно растут, стремятся к новым высотам, и это является результатом серьезной работы профессионалов, сплоченных одной целью.

Важнейшей задачей нашего предприятия является развитие научно-инновационной деятельности в авиадвигателестроении. В основе материалов, представленных в данном сборнике «Климовские чтения», лежат научно-исследовательские работы, позволяющие модернизировать существующую авиационную технику и решать перспективные задачи, стоящие перед авиадвигателестроением.

Процесс совершенствования уникальной конструкторской школы, сформированной в стенах нашего предприятия, непрерывно движется вперед. Именно поэтому традиция проведения ежегодной конференции «Климовские чтения» должна быть продолжена.

*Исполнительный директор ОАО «Климов»  
А. И. Ватагин*



Владимир Яковлевич Климов  
Генеральный конструктор авиадвигателей  
(1892–1962)

# ТЕРМОДИНАМИКА И АЭРОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

---

УДК 621.43.018

*А.А. Комов, С.С. Фадин*

Московский государственный технический университет  
гражданской авиации, Москва, Россия  
komesk73@yandex.ru

## ВНЕШНЯЯ АЭРОДИНАМИКА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ НА ПРОБЕГЕ САМОЛЕТА С ПРИМЕНЕНИЕМ РЕВЕРСА ТЯГИ

Под внешней аэродинамикой силовой установки будем понимать истечение из реверсивного устройства двигателя реверсивных струй, которые могут взаимодействовать с двигателем, управляющими поверхностями самолета и с самим планером самолета на пробеге. Такое взаимодействие приводит к нежелательным последствиям, которые проявляются в виде помпажных срывов в работе двигателя; повреждений рабочих лопаток посторонними предметами, забрасываемыми с поверхности аэродрома; изменении характеристик самолета, таких, например, как аэродинамическое сопротивление ( $C_x$ ) и управляемость самолета.

За рубежом внешней аэродинамике силовой установки уделяют достаточно серьезное внимание. Наглядным примером этому является самолет Боинг-747, обладающий хорошей внешней аэродинамикой. На рис. 1 показано, что направление истечения реверсивных струй на самолете Боинг-747 организовано таким образом, чтобы воспрепятствовать их попаданию в собственный двигатель. Такое направление истечения реверсивных струй сохраняется на протяжении всего пробега самолета, с момента вклю-



Рис. 1. Внешняя аэродинамика силовой установки на самолете Боинг-747

чения реверса тяги и до момента выключения реверса тяги.

На воздушных судах (ВС) отечественного производства вопросам внешней аэродинамики силовой установки уделяется недостаточное внимание. В нормах летной годности, сформулированных к двигателю [1], ограничения в применении реверса и какие-либо требования к внешней аэродинамике силовой установки отсутствуют. На рис. 2 представлена организация истечения реверсивных струй на

самолете ТУ-204. Из рис. 2 видно, что реверсивные струи попадают в собственный двигатель самолета ТУ-204 на скорости пробега, значительно большей, чем указано в РЛЭ, а именно, на скорости пробега  $V = 160$  км/ч.

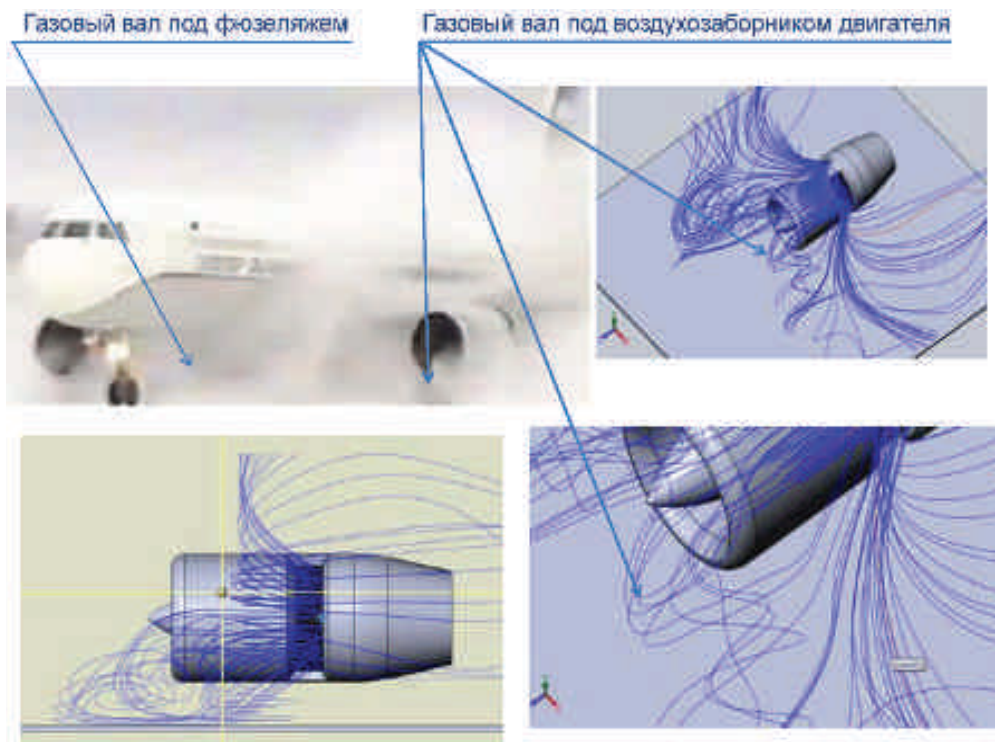


Рис. 2. Истечение газовых струй на самолете ТУ-204.  $V = 160$  км/ч. Штатные решетки РУ двигателя ПС-90А. Расчет и эксперимент

Расчетные исследования, проведенные в МГТУ ГА при помощи программного комплекса ANSYS, показывают, что попытки оптимизации истечения струй из реверсивного устройства двигателя ПС-90А в штатном исполнении малоэффективны, что приводит, помимо указанных проблем, дополнительно к такому явлению, как возникновение «газового вала» под двигателем и фюзеляжем самолета. «Газовый вал» под двигателем способствует забросу реверсивных струй на вход собственного двигателя, а «газовый вал» под фюзеляжем самолета двигателем искажает показания приборной скорости у экипажа и вызывает появление кабрирующего момента самолета.

Это объясняет крайне высокий уровень повреждения рабочих лопаток двигателя ПС-90А посторонними предметами, забрасываемыми с поверхности аэродрома при эксплуатации самолетов ТУ-204 и ИЛ-96.

Наиболее полной и исчерпывающей характеристикой повреждаемости двигателя в заданной компоновке ВС можно считать такой показатель, который учитывает одновременно несколько параметров, такие, как компоновку двигателей в составе ВС (то есть привязку двигателя к типу ВС) и вероятность повреждения двигателя в процессе эксплуатации. Таким показателем является количество посадок конкретного типа ВС на один досрочный съем двигателя (ДСД) по причине повреждения посторонними предметами (рис. 3) [2].

Данный статистический показатель не зависит от размера парка конкретного типа ВС, полетного цикла и интенсивности полетов. За рассматриваемый период (1991–2002 гг.), несмотря на сокращение суммарной наработки парка двигателей более чем в два раза, показатель «количество посадок ВС на один досрочный съем двигателя по причине повреждения посторонними предметами» оставался довольно стабильным за этот период (рис. 3).

Из рис. 3. видно, что по этому показателю парк двигателей можно условно подразделить на три стабильные группы. В первую группу входит один двигатель АИ-25, который в компоновке самолета ЯК-40 отличается наибольшим количеством посадок на один досрочный съем (50 000 посадок на один ДСД). Во вторую группу

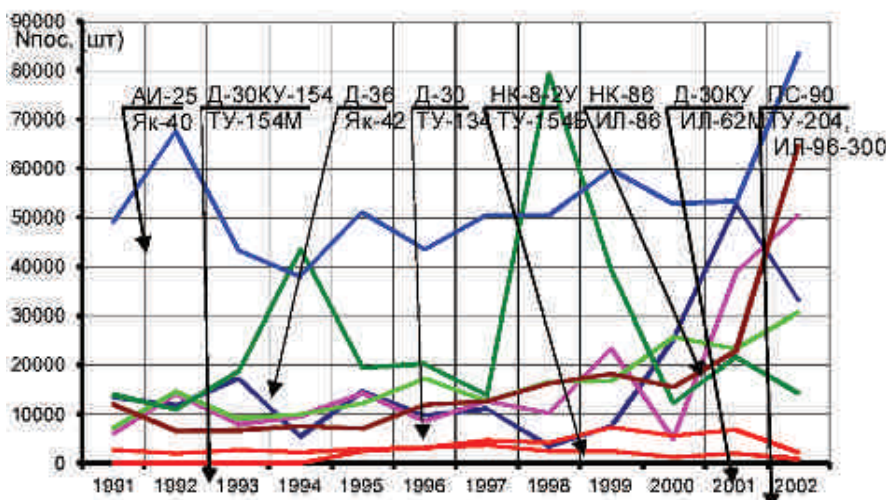


Рис. 3. Зависимость количества посадок различных типов ВС на один досрочный сьем двигателя по годам эксплуатации

входит основное количество двигателей, характеризующихся более низким уровнем значения данного показателя (15 000—20 000 посадок на один ДСД). В третью группу входят всего два двигателя. Это двигатели Д-30КУ и ПС-90А. Эти двигатели характеризуются наименьшим значением количества посадок самолетов ИЛ-62М, ИЛ-96 и ТУ-204 на один досрочный сьем.

Причем, значение этого показателя для двигателя ПС-90А составляет:

- 420 посадок для самолета ИЛ-96;
- 280 посадок для самолета ТУ-204,

то есть хуже, чем для основного парка отечественных ВС, примерно в сто раз [2].

Расчетные исследования, проведенные в МГТУ ГА, позволили определить, что остроту указанных выше проблем, связанных с применением реверса тяги на самолете ТУ-204, можно значительно снизить, если не решить полностью, за счет модернизации отдельных секций реверсивных решеток двигателей ПС-90А (рис. 4, 5, 6).

Из рис. 4 и 5 видно, что применение модернизированных решеток реверсивного устройства двигателя ПС-90А может позволить избежать заброса реверсивных струй на вход в двигатель как на скорости пробега самолета ТУ-204  $V = 160$  км/ч, так и на скорости



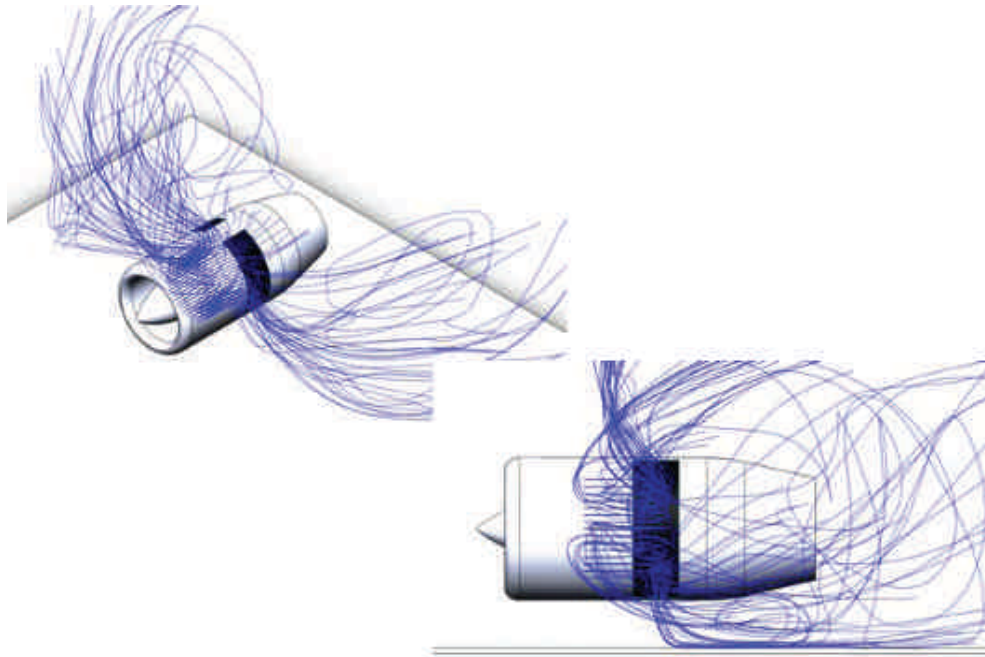


Рис. 4. Истечение газовых струй из модернизированных решеток двигателя ПС-90А на самолете ТУ-204 на скорости  $V = 160$  км/ч

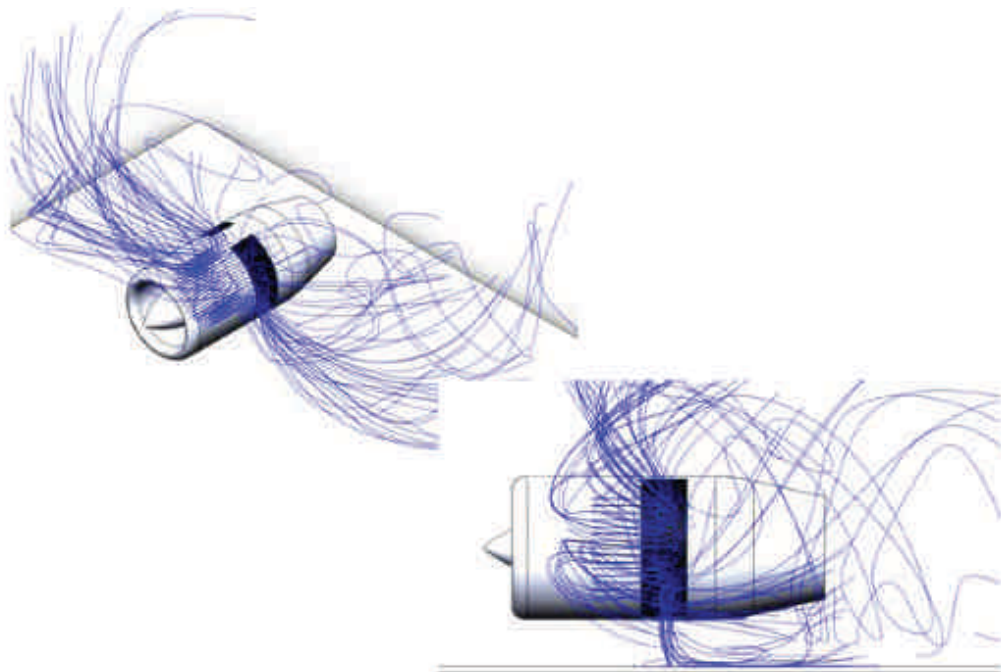


Рис. 5. Истечение газовых струй из модернизированных решеток двигателя ПС-90А на самолете ТУ-204 на скорости  $V = 120$  км/ч

пробега, на которой РЛЭ рекомендует выключать реверс тяги —  $V = 120$  км/ч.

Более того, заброс реверсивных струй на вход в двигатель при применении модернизированных решеток реверсивного устройства двигателя ПС-90А происходит только на скорости пробега самолета ТУ-204  $V = 40$  км/ч (рис. 6).

Четырех двигательные самолеты одинаковой компоновочной схемы (ИЛ-476, ИЛ-76МФ и ИЛ-76ТД-90ВД), на которых установлены двигатели ПС-90А-76, также имеют неудовлетворительную внешнюю аэродинамику силовой установки (рис. 7). Причем, к перечисленным выше проблемам, связанным с применением реверса тяги на самолете ТУ-204 и ИЛ-96, добавляются следующие проблемы:

- вынужденное применение реверса тяги только наружных двигателей, что увеличивает длину пробега самолета;
- случаи разрушения конструкции задних опор подвески двигателей при воздействии реверсивных струй соседних двигателей.

Анализ посадок самолетов ИЛ-76ТД-90ВД показал, что применение реверса тяги внутренних двигателей приводит к повышенному влиянию реверсивных струй на параметры воздушного

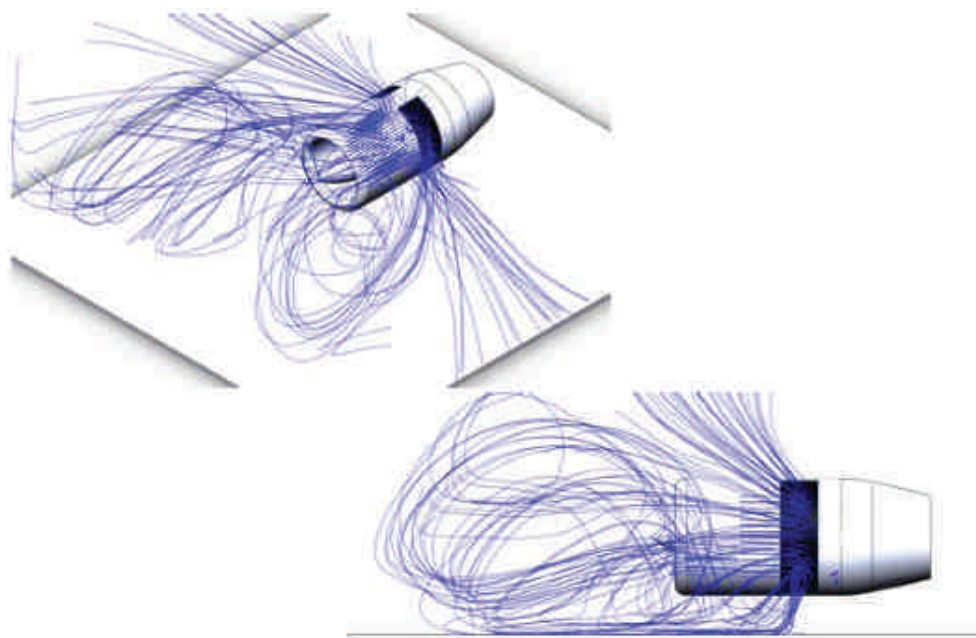


Рис. 6. Истечение газовых струй из модернизированных решеток двигателя ПС-90А на самолете ТУ-204 на скорости  $V = 40$  км/ч

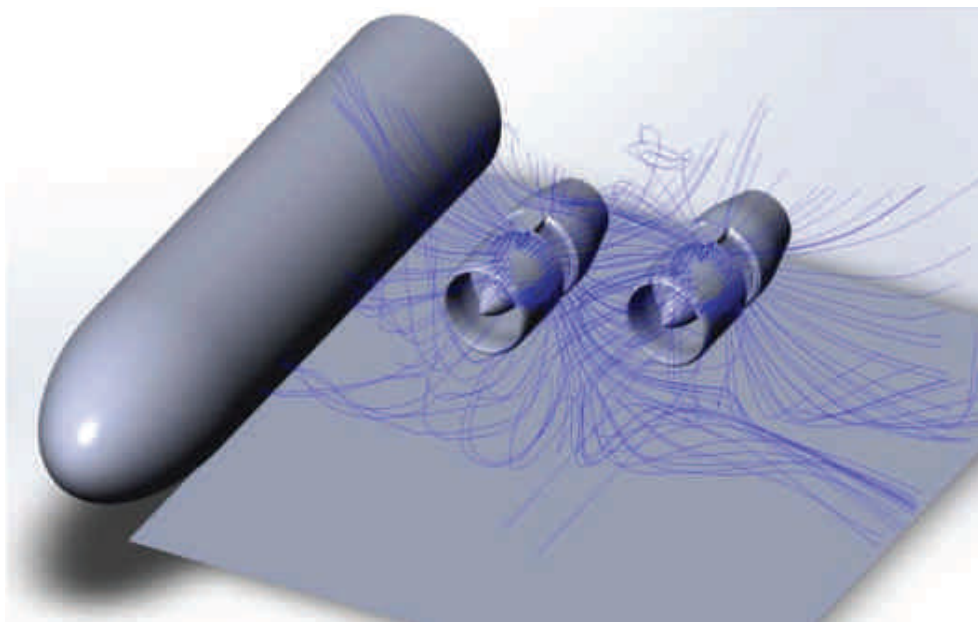


Рис. 7. Истечение газовых струй из штатных решеток реверса тяги двигателей ПС-90А-76 на самолете ИЛ-476 на скорости  $V = 120$  км/ч (расчет МГТУ ГА)

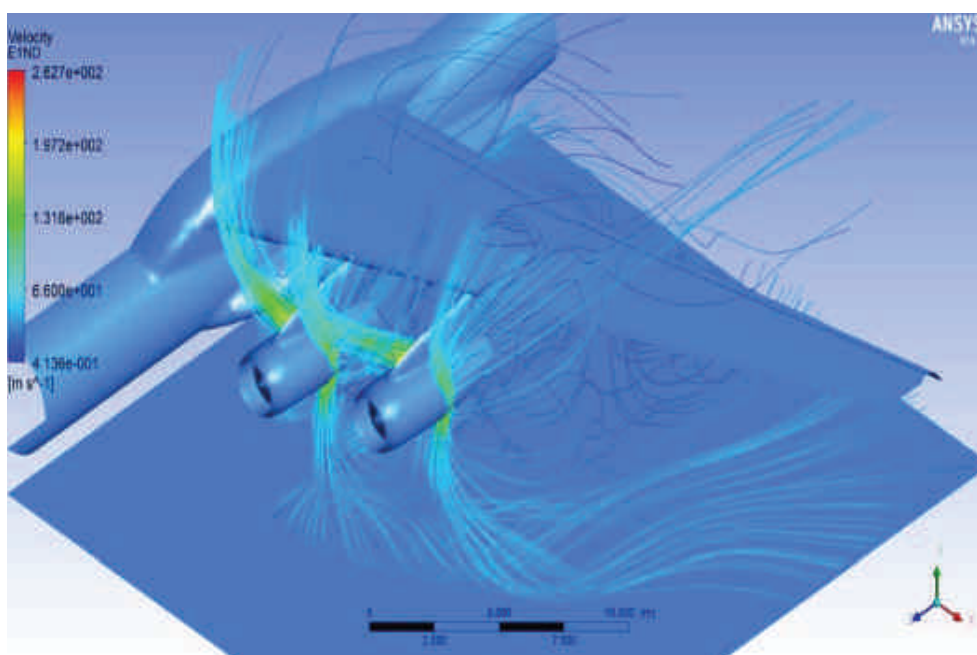


Рис. 8. Истечение газовых струй из модернизированных решеток реверса тяги двигателей ПС-90А-76 на самолете ИЛ-476 на скорости  $V = 120$  км/ч (расчет МГТУ ГА)

потока, втекающего во внешние двигатели. Такое влияние реверсивных струй может привести к помпажным срывам работы внешних двигателей, и поэтому ограничивает применение реверса тяги всех четырех двигателей на пробеге самолета.

Расчетные исследования позволили определить, что указанные проблемы, связанные с применением реверса тяги на самолете ИЛ-476, также можно решить при улучшении внешней аэродинамики силовой установки, для чего необходимо организовывать истечение реверсивных струй с учетом компоновки самолета. Оптимизацию истечения реверсивных струй можно провести за счет применения высокоэффективных модернизированных решеток реверсивного устройства.

В МГТУ ГА разработаны решетки реверса для двигателя ПС-90А-76, позволяющие оптимизировать направление истечения реверсивных струй на самолете ИЛ-47 и повысить безопасность полетов (рис. 8).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы летной годности двигателей воздушных судов: Авиационные правила. ч. 33/МАК. — М., 2004.
2. По результатам оценки безотказности авиационных двигателей гражданской авиации: Справка-доклад/ ГосНИИ ГА, ЦИАМ. — 1991...2002.
3. Заключение № 41292/ОАО «Авиадвигатель». — Пермь. 2004.

УДК 621.1.65: 621.438

*Е.Н. Жуков, С.М. Хасанов, Д.К. Василюк*

ОАО «НПО «Сатурн», г.Рыбинск, Россия

khasanov-salavat@rambler.ru, roman.kirichenko@npo-saturn.ru

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТВОДОВ ГТУ

Условные обозначения:

$G$  — расход, кг/с;

$H$  — осевое расстояние между передней и задней стенками улитки, м;

$L$  — расстояния от оси диффузора газоотвода до выходного сечения трубы, м;  
 $P$  — давление, кПа;  
 $Tu$  — интенсивность турбулентности потока, %;  
 $\lambda$  — приведенная скорость потока;  
 $\sigma$  — коэффициент восстановления полного давления;  
 $\Delta\sigma = (1 - \sigma)*100$  — потери полного давления, %;  
«EVT», «BSL», «Omega RSM», «LRR RSM», « $k$ - $\varepsilon$  RSM», « $k$ - $\varepsilon$  RNG», «QI RSM»  
и «SST» — модели турбулентности;  
**И н д е к с ы:**  
вн — внутренние потери;  
вх — сечение на входе;  
вых — сечение на выходе;  
ср — среднее значение;  
\* — параметры торможения.

Выхлопные патрубки (газоотводы) судовых, промышленных и энергетических газотурбинных установок (ГТУ) предназначены для отвода выхлопных газов в заданном направлении с наименьшими потерями полного давления и с минимально возможным выходным импульсом.

При проектировании и последующей оптимизации геометрии газоотвода в соответствии с заданными условиями часто используют численное моделирование, от достоверности результатов которого зависит, как качество, так и экономическая эффективность проектируемой установки.

Цель представленной работы заключается в установлении оптимальных параметров численного моделирования гидравлических характеристик проектируемых газоотводов.

### **Методика проведения исследования**

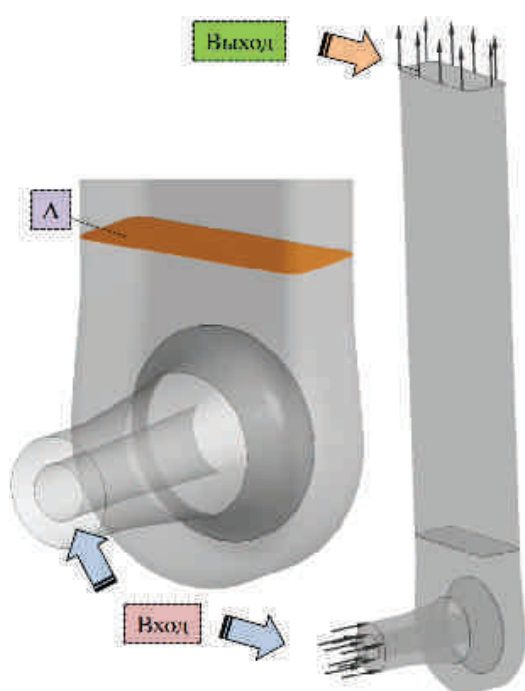
Экспериментальные исследования гидравлических характеристик улиточных газоотводов были проведены в ОАО «НПО «Сатурн» на установке У-05. В процессе экспериментов установлено, что поля полных давлений на срезе улитки газоотвода имеют столь высокую неравномерность, что измерить полное давление в этом сечении оказалось невозможно. Визуализация потока на выходе из газоотвода флюгарками показала, что максимальный скоростной напор существует в узких областях у стенок, а направление потока меняется от осевого у задней торцевой стенки до  $60^\circ$  относительно осевого направления у передней торцевой стенки.

При проведении экспериментов для выравнивания потока на выходе из газоотвода устанавливалась удлинительная труба. Достаточно равномерные поля на срезе патрубков и, следовательно, приемлемую точность измерений удалось получить лишь при установке удлинительной трубы, обеспечившей увеличение расстояния от оси диффузора газоотвода до выходного сечения трубы до  $L/H = 9,3-11,6$ . Тем не менее, даже в этом случае в выходном сечении удлинительной трубы наблюдались следы парного вихря, сформировавшегося в улитке газоотвода.

По результатам измерений полные давления во входном и выходном сечениях модели осреднялись по расходу и затем определялись внутренние потери полного давления по формуле

$$\Delta\sigma_{\text{вн}} = 1 - \frac{P_{\text{вых. ср}}^*}{P_{\text{вх. ср}}^*}. \quad (1)$$

Для установления параметров численного моделирования, обеспечивающих приемлемое соответствие рассчитанных в программе Ansys CFX гидравлических характеристик модельного улиточного



газоотвода их экспериментальным значениям, проведены расчеты течения в 3D модели улиточного газоотвода с удлинительной трубой (рис. 1) на нескольких моделях турбулентности потока при различных параметрах расчетной сетки.

Параметры газового потока на входе в газоотвод приняты соответствующими экспериментальным условиям. Расчеты выполнены при интенсивности турбулентности  $Tu = 5\%$ .

При выполнении расчетов принимались следующие допущения:

- влияние радиальной и окружной неравномерности потока на выходе из турбины не учитывалось;

Рис. 1. 3D модель улиточного газоотвода с удлинительной трубой

- поток течет с постоянной теплоемкостью;
- процесс адиабатный, отвода тепла через стенки нет.

На входе в модель устанавливалось граничное условие типа Inlet (Вход), и задавались полное давление и температура воздуха; на выходе из модели — граничное условие Outlet (Выход) и задавалось статическое давление.

Исследования картины течения в модели газоотвода на первом этапе проводились на неструктурированной тетрагональной расчетной области, характеристики которой сведены в табл. 1.

Таблица 1

**Параметры качества расчетной сетки варианта № 01**

Число узлов	8132412
Количество призматических слоев	3
Минимальная высота первого призматического элемента в пограничном слое	$1 \cdot 10^{-5}$ м
Степень дискретизации	1,2
Минимальный угол элемента	$12^\circ$
Безразмерный параметр $y^+$	2,4

С целью выбора модели турбулентности, обеспечивающей более полное соответствие результатов расчета и эксперимента, проведена серия расчетов течения в модели газоотвода с тетрагональной неструктурированной расчетной сеткой при использовании разных моделей турбулентности: «EVT», «BSL», «Omega RSM», «LRR RSM», « $k$ - $\varepsilon$  RSM», « $k$ - $\varepsilon$  RNG», «QI RSM» и «SST». Расчеты выполнены для режима:  $P_{\text{вх}}^* = 110190$  Па и  $P_{\text{вых}} = 100656$  Па. По результатам эксперимента измеренный на этом режиме расход воздуха в модели газоотвода составил  $G = 2,708$  кг/с, а приведенная скорость потока на ее входе  $\lambda_{\text{вх}} = 0,563$ .

На рис. 2 выполнено сравнение результатов расчетной оценки потерь полного давления в модели газоотвода при использовании различных моделей турбулентности с экспериментальной зависимостью потерь от скорости потока на входе в модель газоотвода. Видно, что применение различных моделей турбулентности при-

вело к значительному разбросу результатов расчетной оценки гидравлических характеристик исследуемой модели газоотвода.

Для дальнейших исследований выбрана модель турбулентности «SST», созданная на базе двух моделей турбулентности « $k-\varepsilon$ » и « $k-\omega$ ». Высокая эффективность этой модели обусловлена использованием в пристеночной области  $k-\omega$  модели, ориентированной на разрешение мелкомасштабной турбулентности, а в основном потоке —  $k-\varepsilon$  модели, предназначенной для описания крупномасштабных когерентных структур. При использовании этой модели турбулентности выполнены дополнительные расчеты течения на двух более низких режимах, результаты которых представлены на рис. 2. Видно, что расчет с использованием неструктурированной тетрагональной расчетной сетки дает заниженную по сравнению с экспериментом оценку потерь полного давления в канале газоотвода. Неудовлетворительное согласование расчетных и эксперименталь-

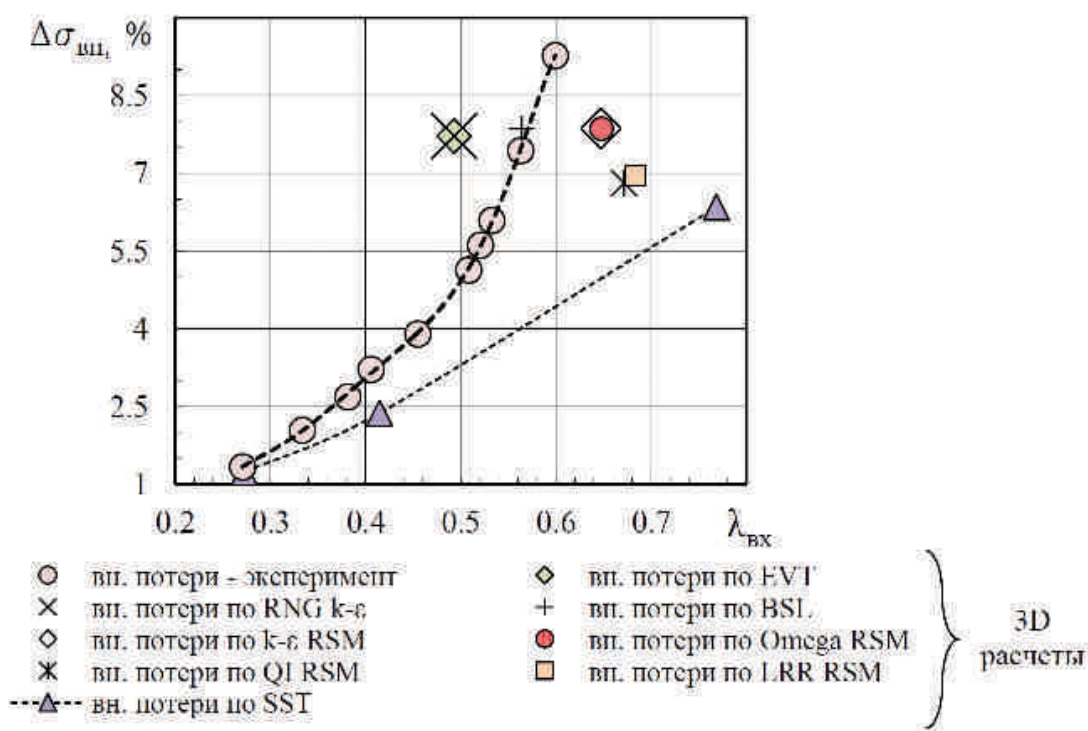


Рис. 2. Влияние используемой в 3D расчете модели турбулентности на оценку внутренних потерь полного давления в газоотводе на участке от входа в газоотвод до выходного сечения удлинительной трубы



ных данных имеет место во всем исследованном диапазоне режимов за исключением самого низкого, соответствующего приведенной скорости  $\lambda_{\text{вх}} = 0,27$ .

Для повышения степени соответствия расчетной оценки экспериментальным данным было повышено качество расчетной сетки путем перехода к структурированной гексагональной сетке (вариант № 02) с более высокой степенью дискретизации расчетной области. Основные параметры, характеризующие гексагональную структурированную расчетную область, сведены в табл. 2.

Таблица 2

**Параметры качества расчетной сетки варианта № 02**

Число узлов	12132412
Минимальная высота первого призматического элемента в пограничном слое	$1 \cdot 10^{-5}$ м
Степень дискретизации	1,2
Минимальный угол элемента	$16^\circ$
Безразмерный параметр $y^+$	2

Расчеты течения в модели газоотвода со структурированной гексагональной расчетной областью при использовании модели турбулентности «SST», выполнены на трех режимах, а их результаты представлены на рис. 3.

Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментально измеренных потерь полного давления для диапазона приведенной скорости потока на входе в газоотвод от  $\lambda_{\text{вх}} = 0,25$  до  $\lambda_{\text{вх}} = 0,45$ . При больших скоростях потока расчет дает заниженную оценку потерь. Поскольку диапазон приведенной скорости от  $\lambda_{\text{вх}} = 0,25$  до  $\lambda_{\text{вх}} = 0,45$  в основном охватывает рабочий диапазон режимов проектируемых ГТУ, то программа Ansys CFX может использоваться при оптимизации геометрии и оценке гидравлических характеристик проектируемых улиточных газоотводов.

Так как качество расчетной сетки оказало заметное влияние на повышение степени соответствия расчетных и эксперименталь-

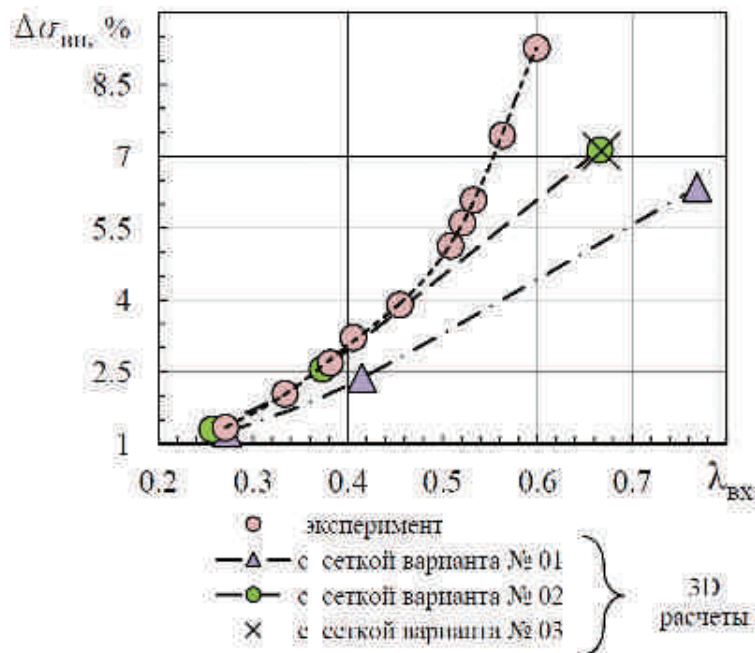


Рис. 3 — Влияние степени дискретизации сетки в 3D расчете модели газопровода, выполненного с использованием модели турбулентности SST, на оценку внутренних потерь полного давления в газопроводе

ных данных, то выполнен расчет газопровода с сеточной моделью варианта № 03, число элементов которой увеличено по сравнению с сеткой варианта 02, а величина безразмерного параметра  $y^+$  уменьшена до 1,2.

Основные параметры, характеризующие сетку варианта № 03, сведены в табл. 3.

Расчет течения с сеткой варианта № 03 выполнен только на максимальном режиме. Как видно из рис. 3, переход от сетки варианта № 02 к сетке варианта № 03 не повысил степень соответствия расчетной оценки экспериментальным данным.

Поэтому расчет течения в газопроводе по программе Ansys CFX целесообразнее проводить с построением структурированной гексагональной сетки, параметры качества которой не хуже, чем у сетки варианта № 02. В этом случае в диапазоне приведенной скорости потока на входе от  $\lambda_{вх} = 0,25$  до  $\lambda_{вх} = 0,45$  достигается приемлемое соответствие расчетной и экспериментальной оценок потерь полного давления.

**Параметры качества расчетной сетки варианта № 03**

Число узлов	24132412
Минимальная высота первого призматического элемента в пограничном слое	$1 \cdot 10^{-5}$ м
Степень дискретизации	1,2
Минимальный угол элемента	24°
Безразмерный параметр $y^+$	1,2

На рис. 4, 5, и 6 представлена визуализация течения в модели улиточного газоотвода по результатам его расчета на режиме, соответствующем  $\lambda_{\text{вх}} = 0,373$  с использованием сетки варианта № 02 и модели турбулентности «SST».

На рис. 4 показана визуализация линий тока в исследуемом газоотводе.

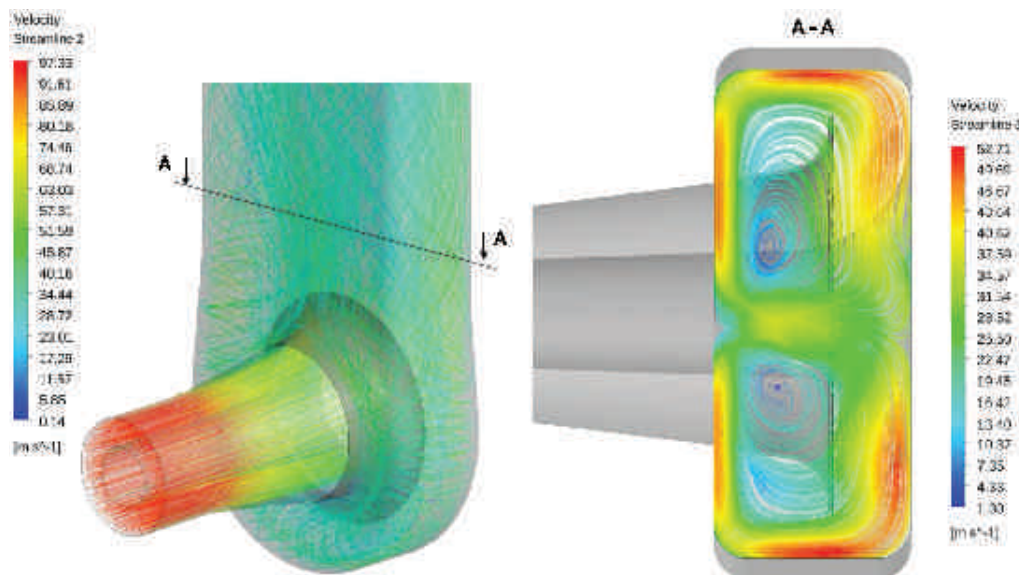


Рис. 4. Визуализация линий тока в модели улиточного газоотвода

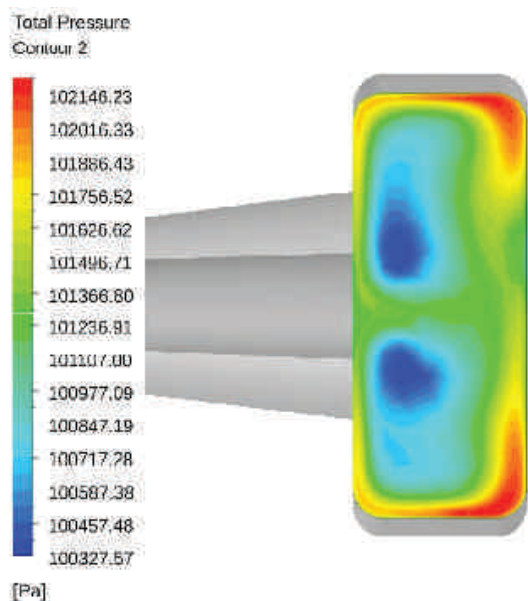


Рис. 5. Распределение полного давления по сечению А газоотвода

Видно, что наибольшей скоростью поток обладает во входном сечении газоотвода. При течении вдоль диффузорного канала скорость потока падает, в нижней части улитки поток, выходящий из осерадиального диффузора начинает закручиваться. В результате к выходному сечению газоотвода (сечение А-А) формируются два мощных вращающихся в противоположные стороны вихря. Наличие парного вихря в выходном сечении газоотвода было отмечено и по результатам экспериментальных исследований. В выходном сечении газоотвода наибольшая скорость потока на-

блюдается в пристеночных областях. К выходному сечению удлинительной трубы закрутка потока снижается, а направление векторов скорости становится близким к осевому.

На рис. 5 показано распределение полного давления на срезе газоотвода.

Видно, что в выходном сечении газоотвода в центрах вращающихся вихрей наблюдается пониженное полное давление.

На рис. 6 показаны составляющие расчетной оценки потерь полного давления в модели газоотвода, выполненной с использованием модели турбулентности «SST» и сетки варианта № 02.

Видно, что экспериментальная и расчетная оценки суммарных потерь полного давления на участке от входа в газоотвод до выходного сечения удлинительной трубы совпали для диапазона приведенной скорости потока на входе в газоотвод от  $\lambda_{вх} = 0,25$  до  $\lambda_{вх} = 0,45$ . Представленные на рис. 6 потери полного давления на участке от входа в газоотвод до его выходного сечения определены, как по расчету модели с удлинительной трубой, установленной за срезом газоотвода, так и по ее расчету без удлинительной трубы. Видно, что построенные по этим расчетам зависимости потерь

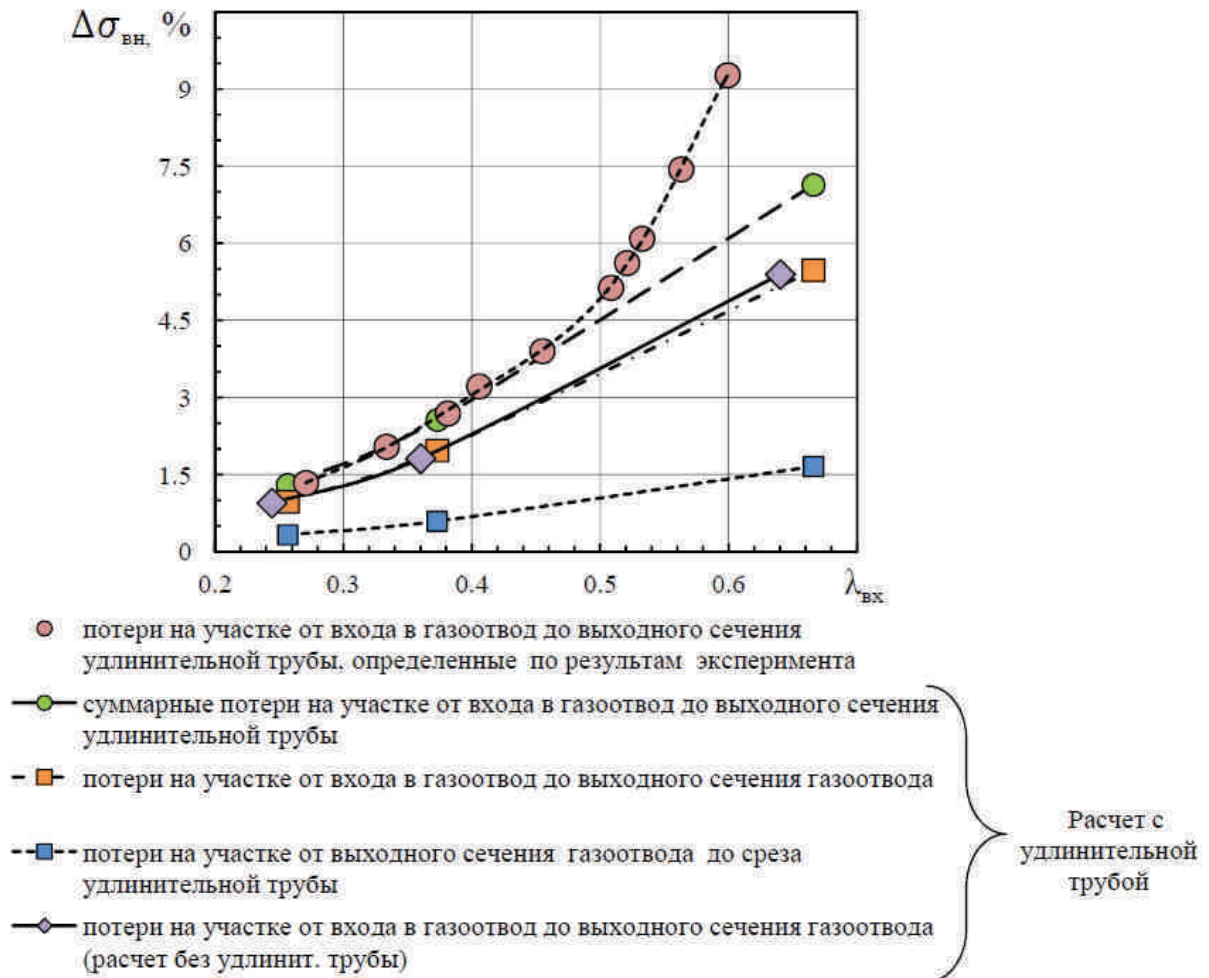


Рис. 6. Сравнение экспериментальной и расчетной (выполненной с использованием модели турбулентности SST и сеткой варианта № 02) оценок потерь полного давления в модели газоотвода

полного давления в газоотводе (от входа в газоотвод до его выходного сечения) от скорости потока на входе практически совпали.

При этом расчетные потери полного давления на участке от входа в газоотвод до его выходного сечения существенно меньше суммарных потерь на участке от входа в газоотвод до выходного сечения удлинительной трубы. Потери на участке от среза газоотвода до выходного сечения удлинительной трубы связаны с выравниванием вихревого потока. По результатам экспериментальных исследований их невозможно было выделить, а потому они напрямую относились к потерям в газоотводе. Эти потери реализуются в выхлопном тракте, располагаемом за срезом газоотвода

и проектируемом независимо от газоотвода, и при расчете этой части выхлопного тракта не определяются. Поэтому представляется целесообразным по-прежнему учитывать их в характеристиках газоотвода.

### **Заключение**

Показано, что для получения эффективных расчетных данных для оценки гидравлических характеристик улиточного газоотвода численное моделирование в программе Ansys CFX должно проводиться при использовании модели турбулентности «SST» и построении структурированной гексагональной расчетной области.

Численное моделирование течения в газоотводе с помощью программы Ansys CFX может быть использовано не только для оценки гидравлических характеристик, но и для оптимизации геометрии проектируемых газоотводов.

УДК 629.735.036

*Ю.М. Терещенко, Ю.Ю. Терещенко, Е.В. Дорошенко*

Национальный авиационный университет, г. Киев, Украина

### **РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРЕХКОНТУРНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Повышение эффективности и экономичности газотурбинных двигателей, а также решение проблемы снижения стоимости жизненного цикла газотурбинного двигателя может быть обеспечено на основе комплексного рассмотрения всех задач, которые определяют параметры и характеристики авиационной силовой установки. Важное место в этом комплексе занимает проблема оптимальной интеграции параметров и характеристик модуля универсального газогенератора и модуля вентилятора, решение которой обеспечивает получение заданных параметров газотурбинного двигателя [1, 2, 3].

Магистральным направлением в современном авиадвигателестроении является создание семейств авиадвигателей на основе

универсальных базовых газогенераторов. Один из основных недостатков традиционной интеграции модулей газотурбинного двигателя состоит в том, что установка модуля вентилятора перед модулем газогенератора приводит к изменению параметров ступеней компрессора базового газогенератора и отклонению параметров газогенератора от оптимальных [1].

Известны конструкционные схемы газотурбинных двигателей на основе одноконтурного универсального базового газогенератора с задним расположением турбовентиляторной приставки. Турбовентиляторная приставка выполняется в виде двухъярусного рабочего колеса, внутренняя часть которого работает в турбинном режиме, а внешняя часть выполняет функции вентилятора.

В таких двигателях параметры и характеристики газогенератора сохраняются неизменными и не зависят от параметров турбовентиляторной приставки. Основным недостатком таких схем являются высокие градиенты температур в двухъярусных рабочих лопатках рабочего колеса турбовентиляторной приставки [1, 2].

В докладе изложены некоторые результаты исследований рабочего процесса, расчета параметров и характеристик трехконтурного турбореактивного двигателя (ТРТД) с двухконтурным базовым газогенератором и задним расположением турбовентиляторной приставки [1, 5, 6]. Конструкция двигателя является принципиально новой и защищена патентами [5, 6].

Одной из важных задач при создании таких конструкций является согласование и оптимизация параметров и характеристик газогенераторного контура и параметров турбовентиляторной приставки [4].

В рассматриваемом трехконтурном двигателе, в отличие от других типов многоконтурных двигателей, суммарный расход воздуха состоит из расхода воздуха через первый контур газогенератора —  $G_{\text{BI}}$ , через второй контур газогенератора —  $G_{\text{BII}}$ , и через внешний контур турбовентиляторной приставки, который рассматривается как третий контур двигателя —  $G_{\text{BIII}}$ .

Отношение расхода воздуха через второй контур  $G_{\text{BII}}$  к расходу воздуха через первый контур  $G_{\text{BI}}$  характеризует степень двухконтурности газогенератора  $m_1 = G_{\text{BII}}/G_{\text{BI}}$ .

Отношение расхода воздуха через третий контур  $G_{\text{ВIII}}$  к расходу воздуха через первый контур  $G_{\text{ВI}}$  характеризует степень трехконтурности трехконтурного двигателя  $m_{\text{III}} = G_{\text{ВIII}}/G_{\text{ВI}}$ .

Отношение расхода воздуха через внешний контур турбовентиляторной приставки  $G_{\text{ВIII}}$  к расходу газа через внутренний турбинный контур турбовентиляторной приставки  $G_{\text{ВI}} + G_{\text{ВII}} = G_{\text{ВI}}(1+m_1)$  характеризует степень двухконтурности турбовентиляторной приставки двигателя  $m_{\text{II}} = G_{\text{ВIII}}/G_{\text{ВI}}(1+m_1) = m_{\text{III}}/(1+m_1)$  или  $m_{\text{II}} = m_{\text{III}}/(1+m_1)$ .

На рис. 1 изображена схема трехконтурного турбореактивного двигателя с турбовентиляторной приставкой и двухвальным двухконтурным газогенератором.

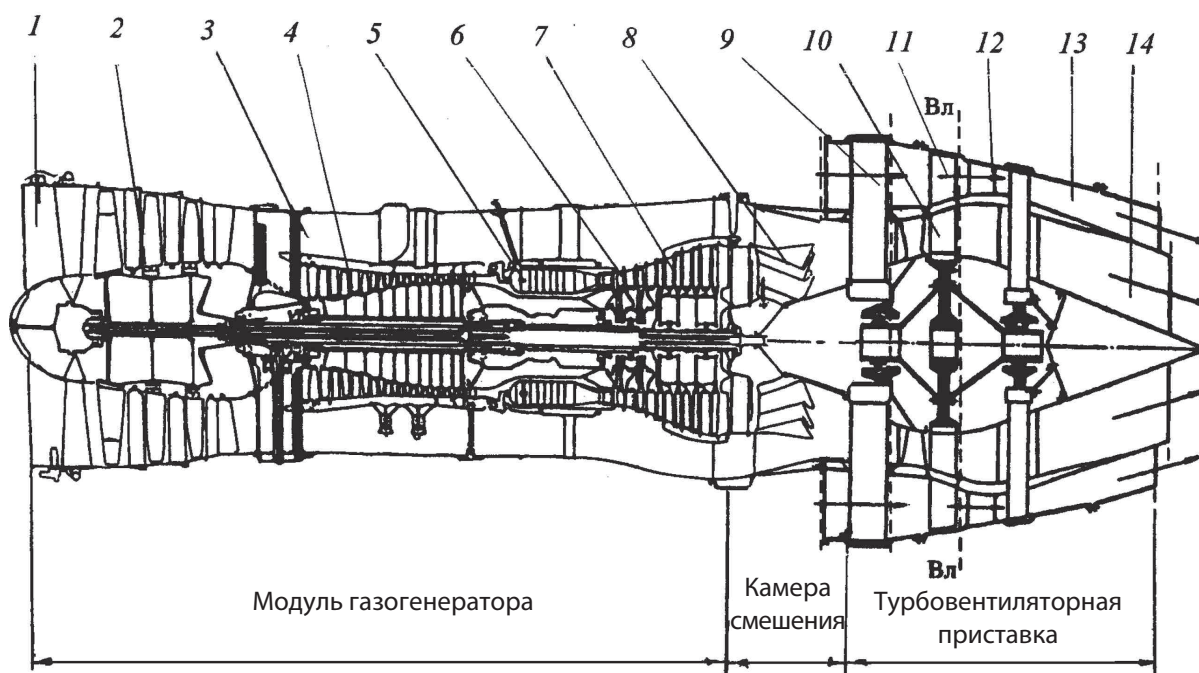


Рис. 1. Схема ТРТД с задним расположением турбовентиляторной приставки и двухконтурным газогенератором:

- 1 — входной направляющий аппарат газогенераторного контура; 2 — компрессор низкого давления газогенератора; 3 — канал второго контура газогенератора; 4 — компрессор высокого давления газогенератора; 5 — камера сгорания газогенератора; 6, 7 — многвальная газовая турбина внутреннего контура; 8 — камера смешения; 9 — входной направляющий аппарат третьего контура; 10 — турбинный контур турбовентиляторной приставки; 11 — контур вентилятора турбовентиляторной приставки; 12 — спрямляющий аппарат турбовентиляторной приставки; 13 — реактивное сопло внешнего (третьего) контура; 14 — реактивное сопло внутреннего контура



Тяга двигателя определяется как сумма тяги его внутреннего (газогенераторного) —  $R_I$  и внешнего (вентиляторного) —  $R_{II}$  контуров:

$$R = R_I + R_{II}.$$

Удельная тяга трехконтурного двигателя зависит от удельной тяги каждого контура

$$R_G = R/G_{\text{в}\Sigma} = \frac{R_{GI}G_{\text{в}I}(1+m_I) + m_{III}R_{GII}G_{\text{в}I}}{G_{\text{в}I}(1+m_I+m_{III})} = \frac{R_{GI}(1+m_I) + m_{III}R_{GII}}{(1+m_I+m_{III})}.$$

Удельный расход топлива

$$C_R = G_{\text{т. час}}/R = \frac{3600G_{\text{т}}}{R_G G_{\text{в}\Sigma}} = \frac{3600G_{\text{т}}}{R_G G_{\text{в}I}(1+m_I+m_{III})} = \frac{3600g_{\text{т}}}{R_G(1+m_I+m_{III})}.$$

Работа цикла первого контура газогенератора ТРТД определяется по основным параметрам рабочего процесса термодинамического цикла газотурбинного двигателя (цикл Брайтона).

В газогенераторном контуре ТРТД удельная работа цикла первого контура  $L_{\text{цI}}$  совершается для увеличения энергии газа, который проходит через первый контур, и для повышения давления воздуха во втором контуре газогенератора:

$$L_{\text{цI}} = \frac{c_{\text{сI}}^2 - V^2}{2} + L_{eI} = \frac{c_{\text{сI}}^2 - V^2}{2} + m_I L_{\text{кII}},$$

где  $L_{eI}$  — часть удельной работы турбины первого (газогенераторного) контура, которая передается для сжатия воздуха во втором контуре газогенератора;  $L_{\text{кII}}$  — удельная работа сжатия воздуха во втором (газогенераторном) контуре. Соотношение между  $L_{eI}$  и  $L_{\text{кII}}$  определяется из условия баланса мощностей  $G_{\text{вI}}L_{eI} = G_{\text{вII}}L_{\text{кII}}$  (или  $L_{eI} = m_I L_{\text{кII}}$ ).

Исследования течения в камерах смешения показали, что наименьшие потери при смешивании потоков имеют место при равенстве полного давления потока воздуха за вентилятором и газового потока за турбиной  $p_{\text{т}}^* = \sigma_{\text{II}} p_{\text{кII}}^*$  во входном сечении в камеру смешения. Коэффициент  $\sigma_{\text{II}}$  учитывает потери полного давления воздуха на участке от выхода из компрессора до входа в камеру смешения.

Исходя из этого условия, на первом этапе расчета двигателя определяется оптимальное значение степени двухконтурности газогенераторного (внутреннего) контура при заданных значениях основных параметров рабочего процесса трехконтурного двигателя: температуре газа перед турбиной газогенератора  $T_{\Gamma}^*$ , суммарной степени повышения давления воздуха в первом контуре газогенератора  $\pi_{\kappa\Sigma}^* = p_{\kappa}^* / p_{\text{в}}^*$ , степени повышения давления воздуха во втором контуре газогенератора —  $\pi_{\kappa\Pi}^* = p_{\kappa\Pi}^* / p_{\text{в}}^*$ .

Анализ влияния степени трехконтурности  $m_{\text{III}}$  на  $R_G$  и  $C_R$  двигателя при неизменных параметрах его рабочего процесса  $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ ,  $\eta_{\text{сII}}$ ,  $\eta_{\text{рI}}$ ,  $\Delta_I$  и  $m_I$  показал, что при увеличении степени трехконтурности  $m_{\text{III}}$  удельная тяга  $R_G$  и удельный расход топлива  $C_R$  уменьшаются.

Основная сложность определения расчетных значений параметров рабочего процесса ТРТД состоит в оптимальном согласовании параметров двухконтурного газогенератора и турбовентиляторной приставки.

Целевой функцией оптимизации параметров элементов трехконтурного двигателя является условие обеспечения минимального удельного расхода топлива  $C_{R\text{min}}$ .

ТРТД с задним размещением турбовентиляторной приставки по принципу образования силы тяги может рассматриваться как двухконтурный двигатель с отдельным выходом потоков. Исходя из этого условия, для ТРТД оптимальное распределение работы цикла внутреннего контура обеспечивается при равенстве скоростей потоков на выходе из внутреннего и внешнего контуров  $c_{\text{сI}} = c_{\text{сII}}$ .

Из условия согласования параметров вентиляторного контура турбовентиляторной приставки и условий полета получаем, что оптимальным параметрам турбовентиляторной приставки, соответствует соотношение скоростей на выходе из внутреннего и внешнего контуров  $c_{\text{сI}} = c_{\text{сII}} = \frac{V_{\text{р}}}{\eta_{\text{влIII}}}$ , где  $\eta_{\text{влIII}}$  — коэффициент полезного действия вентиляторного контура турбовентиляторной приставки, а  $V_{\text{р}}$  — расчетная скорость полета

Полезная работа цикла газогенератора рассматривается как свободная энергия газового потока, который выходит из камеры смешения газогенераторного контура, и определяется по параметрам рабочего процесса первого контура газогенератора.

Свободная энергия газового потока на выходе из камеры смешения газогенератора  $E_{\text{св}}$  определяется как сумма энергии газового потока за турбиной турбокомпрессора  $E_1$  и энергии воздуха за компрессором второго контура газогенератора.

$$(1 + m_1)L_{\text{св}} = (1 + m_1)\frac{c_{\text{сI}}^2 - V^2}{2} + m_{\text{III}}L_{\text{вЛ}}.$$

Свободная энергия газового потока газогенератора распределяется между внутренним и внешним контурами из условия оптимального распределения энергии, которое обеспечивается равенством скоростей за контуром вентилятора  $c_{\text{сII}}$  и за контуром турбины турбовентилятора  $c_{\text{с}} = c_{\text{сI}} = c_{\text{сII}}$ .

С учетом оптимального соотношения скорости полета и скорости газа на выходе из турбовентиляторной приставки определяется значение степени двухконтурности турбовентиляторной приставки при заданных условиях полета и заданного значения КПД вентиляторного контура турбовентиляторной приставки:

$$m_{\text{Iopt}} = \frac{L_i \frac{1}{1 + m_1} - \frac{V^2}{2} \left( \frac{1 - \eta_{\text{вЛIII}}^2}{\eta_{\text{вЛIII}}^2} \right)}{\frac{V^2}{2} \left( \frac{1 - \eta_{\text{вЛIII}}^2}{\eta_{\text{вЛIII}}^3} \right)}.$$

Степень повышения давления в вентиляторном контуре турбовентиляторной приставки  $\pi_{\text{вЛIIIopt}}^*$  рассчитывается соответственно оптимальному значению степени двухконтурности турбовентиляторной приставки:

$$\pi_{\text{вЛIIIopt}}^* = \left( \frac{L_e \frac{\eta_{\text{вЛIII}}}{m_{\text{Iopt}}} + 1}{\frac{k}{k-1} RT_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

При оптимальном значении  $\pi_{\text{ВЛ III}}^*$  скорость потока газа на выходе из внутреннего и внешнего контуров турбовентиляторной приставки определяют по формуле

$$c_{\text{сI}} = c_{\text{сII}} = \sqrt{\frac{2(1+m_I)L_{\text{сВ}}\eta_{\text{III}}}{\eta_{\text{III}} + \eta_{\text{III}}m_I + m_{\text{III}}} + V^2}.$$

Удельная тяга и удельный расход топлива  $R_G$  и  $C_R$  зависят от степени двухконтурности газогенераторного контура  $m_I$ , степени трехконтурности двигателя  $m_{\text{III}}$  и параметров цикла внутреннего контура. Влияние степени подогрева  $\Delta_I = T_{\text{Г}}^*/T_{\text{Н}}$  и степени повышения давления во внутреннем контуре  $\pi_{\text{к}\Sigma}^*$  при неизменной  $m_I$  на значение  $R_G$  и  $C_R$  такое же, как и в двухконтурном ТРДД или одноконтурном ТРД (при  $m_{\text{III}} = 0$  трехконтурный двигатель является частным случаем ТРДД).

На рис. 2 изображена зависимость  $R_G$  и  $\bar{C}_R$  от  $T_{\text{Г}}^*$ , при условии  $\pi_{\text{к}\Sigma}^* = \text{const}$  и  $m_I = \text{const}$ , для нескольких фиксированных значений  $m_{\text{III}}$ , где  $\bar{C}_R = \frac{C_R}{C_{R\text{расч}}}$ . Они показывают, что в ТРДД, предназначенных для обеспечения полетов с дозвуковыми скоростями, оптимальная температура  $T_{\text{Г}}^* = 1400 \dots 1600$  К.

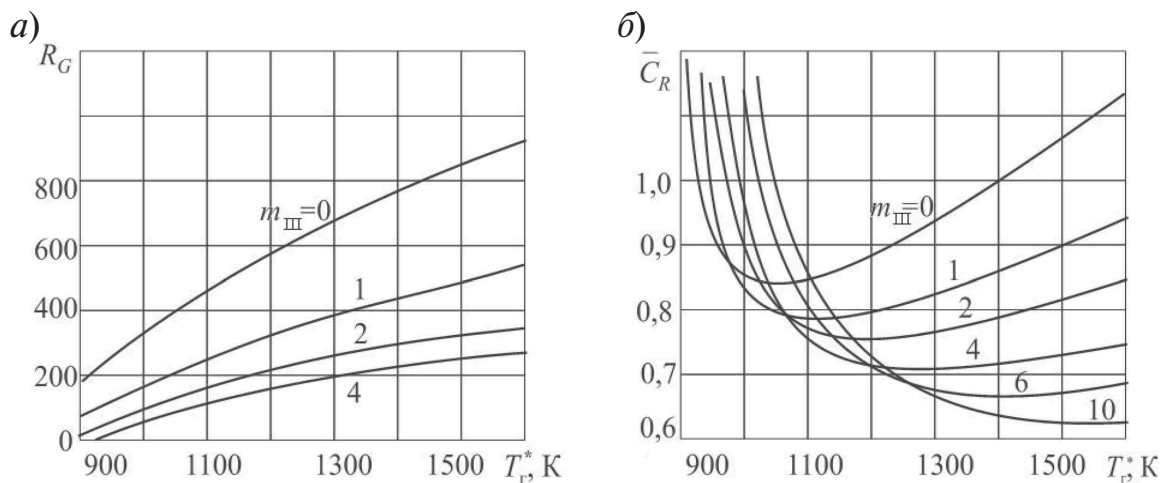


Рис. 2. Зависимость  $R_G$  (а) и  $\bar{C}_R$  (б) от  $T_{\text{Г}}^*$  для разных значений степени трехконтурности ТРДД  $m_{\text{III}}$  (при  $m_I = 1,3$ )

На рис. 3 показана зависимость  $C_R$  от  $m_{III}$  (при  $m_I = \text{const}$ ) при разных условиях полета. В стендовых условиях ( $M_H = 0$  и  $H = 0$ ) удельный расход топлива ТРТД безостановочно уменьшается при увеличении степени трехконтурности  $m_{III}$  (при  $m_I = \text{const}$ ).

Выбор степени трехконтурности двигателя осуществляется из условия обеспечения минимального удельного расхода топлива  $C_{Rmin}$ . Степень трехконтурности в значительной степени определяет размеры, внешнее сопротивление силовой установки и массовые характеристики двигателя. Для самолетов с дозвуковыми скоростями полета (700...800 км/час) целесообразные значения степени трехконтурности находятся в диапазоне  $m_{III} = 4...8$ , причем более высоким параметрам рабочего процесса ТРТД соответствуют большие значения степени трехконтурности.

Приведенные в табл. 1 параметры ГТД с идентичными параметрами рабочего процесса свидетельствуют о возможности улучшения параметров двигателей за счет использования модуля двухконтурного газогенератора с турбовентиляторной приставкой.

В заключение рассмотрим основные достоинства и недостатки газотурбинных двигателей с задним размещением турбовентиляторной приставки.

- В трехконтурном ГТД с задним расположением турбовентиляторной приставки возможна реализация с минимальными экономическими затратами принципа модульности при создании семейства газотурбинных двигателей на основе базового газогенератора;
- Использование заднего расположения турбовентиляторной приставки позволяет увеличить тягу в стартовых условиях на 35–40 % по сравнению с параметрами исходного двигателя. На крейсерском режиме полета с дозвуковой скоростью увеличение тяги может составлять до 15 %;

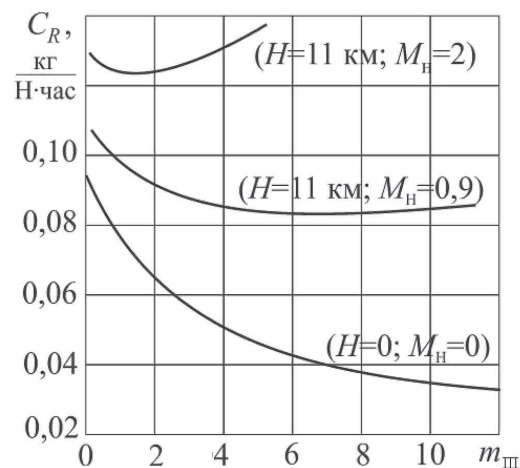


Рис. 3. Зависимость  $C_R$  от степени трехконтурности ТРТД  $m_{III}$  ( $m_I = 1,3$ ) при разных условиях полета

**Параметры базовых ТРД и расчетные параметры  
созданных на их основе ТРДД та ТРТД**

Тип двигателя	ТРД J-79	ТРДД CJ805-21	ТРД (расч.)	(ТРДД) (расч.)	ТРДД (расч.)	ТРТД (расч.)
Температура $T_r$ , К	1311	1311	1600	1600	1600	1600
Степень повышения давления $p_{к\Sigma}^*$	13,5	13,5	29,5	29,5	29,5	29,5
Расход воздуха через первый контур $G_{в1}$ , кг/с	75	75	75	75	75	75
Суммарный расход воздуха $G_{в\Sigma}$ , кг/с		195		172,5	539	539
Степень двухконтурно- сти $m_1$	—	1,38	—	1,3	7,3	$m_I = 1,3$ $m_{II} = 2,6$ $m_{III} = 6$
Статическая тяга $R$ , кН	49	66,64	51	92,25	175,1	176,25
Удельный расход топлива $C_R$ кг/кН час	0,081	0,0745	0,079	0,0636	0,035	0,030

- Как показали результаты расчетных исследований при дозвуковых скоростях полета при оптимальном согласовании параметров газогенератора и турбовентиляторной приставки возможно увеличение экономичности авиационной силовой установки с ГТД на дозвуковых скоростях полета.

- Результаты предварительных исследований показали возможность улучшения акустических характеристик силовой установки. Интенсивность шума в стартовых условиях может быть снижена в среднем на 8–10 дБ;

- Использование двухконтурного газогенератора может обеспечить уменьшение радиального градиента температуры в двухъярусных рабочих лопатках рабочего колеса турбовентиляторной приставки с  $\Delta T = 462...712$  К (в ТРДД с одноконтурным газогенератором) до  $\Delta T = 200...250$  К.

Основные задачи, решение которых предполагает возможной реализацию потенциальных возможностей трехконтурного двигателя, можно сформулировать следующим образом.

- Исследование рабочего процесса ГТД с задним расположением турбовентиляторной приставки;

- Разработка моделей, методов и методик расчета параметров и характеристик трехконтурного ГТД с турбовентиляторной приставкой;

- Разработка методов и методик оптимизации и согласования параметров газогенератора и модуля турбовентиляторной приставки;

- Исследование задач интеграции трехконтурного газотурбинного двигателя с турбовентиляторной приставкой и летательного аппарата;

- Разработка моделей и методов расчета и создание эффективных малоразмерных камер смешения трехконтурного ГТД;

- Исследование вопросов прочности и надежности проблемных элементов трехконтурного двигателя;

- Исследование задач акустики и экологической эффективности трехконтурного турбореактивного двигателя.

На рис.4 представлен один из вариантов компоновки силовой установки с трехконтурным турбореактивным двигателем на перспективном летательном аппарате.



Рис.4. Компоновка силовой установки с трехконтурным турбореактивным двигателем на перспективном летательном аппарате

Такая компоновка силовой установки на летательном аппарате позволяет существенно уменьшить уровень шума на местности вследствие эффекта экранирования звукового излучения газотурбинного двигателя верхней поверхностью планера. Кроме того, акустическое излучение трехконтурного двигателя с задним расположением турбовентиляторной приставки имеет меньшую интенсивность, чем акустическое излучение двухконтурного газотурбинного двигателя традиционной компоновки.

Результаты расчетных исследований высотно-скоростных характеристик трехконтурных газотурбинных двигателей показали перспективность использования рассмотренного типа газотурбинных двигателей для дозвуковых самолетов при решении проблемы снижения стоимости жизненного цикла авиационных газотурбинных двигателей и повышения эффективности и экономичности авиационных силовых установок с газотурбинными двигателями.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Теория авиационных газотурбинных двигателей : учебник для вузов [Терещенко Ю.М., Кулик Н.С., Панин В.В. и др.]; под ред. Ю.М.Терещенко. —



К.: Изд-во Нац. авиац. ун-та «НАУ-друк», 2005. — 500с. — ISBN 978–966–598–665–2.

2. Теория трехконтурных турбореактивных двигателей : монография [Терещенко Ю.М., Кулик Н.С., Ластивка И.А. и др.]; под ред. Ю.М.Терещенко. — К.: Изд-во Нац. авиац. ун-та «НАУ-друк», 2010. — 116с. — ISBN 978–966–598–665–2.

3. Аэродинамические следы в компрессорах газотурбинных двигателей : монография [Терещенко Ю.М., Кулик Н.С., Ластивка И.А. и др.]; под ред. Ю.М.Терещенко. — К.: НАУ, 2012. — 232с. — ISBN 978–966–598–776–5.

4. Терещенко Ю.Ю. Энергетический баланс двухконтурного газотурбинного двигателя с отдельным выходом потоков / Ю.Ю. Терещенко, Ю.М. Терещенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2010. — Вып.№2/6(41). — С.42–44.

5. Пат. 87173 Україна, МПК F02K 3/00. Триконтурний турбореактивний двигун / Терещенко Ю.М., Терещенко Ю.Ю., Панін В.В., Панін Ю.В., Гуз С.Ю.; заявник патентовласник Національний авіаційний університет. — №а 2007 06584; заявл. 12.06.2007; опубл. 25.06.2009, Бюл. №12.

6. Пат. 63123 Україна, МПК G01M 15/00. Триконтурний турбореактивний форсований двигун / Терещенко Ю.М., Кулик М.С., Панін В.В., Терещенко Ю.Ю.; заявник патентовласник Національний авіаційний університет. — №и 2011 03438; заявл. 23.03.2011; опубл. 26.09.2011, Бюл. №18.

УДК 621.452.3–2262:539.4

*К. А. Виноградов, Р.А. Диденко*

ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск, Россия  
keryisdex@mail.ru; Roman.didenko@npo-saturn.ru

## **КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНИ ТУРБИНЫ НАЗЕМНОГО ГТД**

В настоящее время газотурбинные двигатели (ГТД) и наземные газотурбинные установки на их основе получили широкое распространение практически во всех областях народного хозяйства и военных технологиях: в авиации, наземном и водном транспорте, а также в различных типах энергоустановок.

Эффективность использования ГТД в качестве привода электрогенератора на электростанции, или для других целей напрямую

зависит от КПД газотурбинного двигателя и энергоустановки в целом. КПД современных газотурбинных и парогазовых установок составляет 40–55 %. Основным путем совершенствования эффективности ГТД и энергоустановок на их основе является повышение температуры газа перед турбиной. При этом для наземных ГТД важнейшую роль в обеспечении эффективной работы играет ресурс деталей и узлов ГТД. Рабочие лопатки (РЛ) и диск первой ступени турбины испытывают наибольшие тепловые нагрузки в процессе работы и являются определяющими с точки зрения обеспечения высокого уровня температуры газа перед турбиной, а также ресурса двигателя. Наиболее простым и естественным путем освоения области высокой температуры газа перед турбиной является использование для изготовления элементов турбин материалов, способных выдерживать эти температуры и большие напряжения в течение заданного срока службы, однако темпы роста допустимой температуры металла, обусловленные совершенствованием материалов, отставали и отстают от темпов роста температуры газа [3].

Все вышеперечисленное подчеркивает важность разработки высокоэффективной системы охлаждения для основных элементов турбины (лопатки и диски первых ступеней), что требует корректного моделирования процессов, происходящих в ней, на этапе проектирования и доводки конструкции.

Применение методов численной газовой динамики (CFD) для моделирования процессов в системе охлаждения турбины (охлаждение РЛ, течение в системе подвода охлаждающего воздуха и т. д.) позволяет решить данную задачу. Ключевым фактором применимости данного подхода является получаемая точность моделирования, а также затраты времени на построение модели и проведение расчетов. Для получения приемлемого по точности результата необходимо выполнять верификацию используемой модели путем сравнения с экспериментальными данными.

В данной работе целью ставилась разработка адекватной комплексной модели, описывающей тепловое состояние основных элементов рабочего колеса (РК) 1 ступени турбины, а также процессов, происходящих в системе охлаждения РЛ и диска 1 ступени, в смежных полостях и в проточной части турбины ГТД большой мощности.

Несмотря на широкое распространение 1-D и 2-D моделей теплогидравлических характеристик, (в них расчет ведется методом последовательных приближений с последующим заданием коэффициентов теплоотдачи через критериальные уравнения [1]) данные модели не обеспечивают должной точности, и учета трехмерных эффектов в течении и при теплообмене. Поэтому авторами было принято решение использовать трехмерный расчет методами CFD в сопряженной постановке (аэродинамика + теплообмен). Важно отметить, что модель теплового состояния и гидравлических характеристик такой сложной системы, как РК ступени турбины и прилегающие полости должна учитывать влияние различных факторов, таких как параметры режима, зазоры в лабиринтных уплотнениях на особенности течения в системе, на тепловое состояние основных деталей и эффективность работы системы.

Для построения комплексной модели сопряженного теплообмена и гидравлических характеристик была создана 3D модель сборки деталей рабочего колеса (лопатка, диск, герметизирующие сегменты) в горячем состоянии (с учетом изменения радиальных зазоров на режиме и теплового расширения деталей).

Далее были определены границы расчетной области и выполнено ее построение. Расчетная область включает в себя: систему подвода охлаждающего воздуха к РЛ (в данном случае используется подвод охладителя по радиальным вращающимся трубам в междисковую полость), РЛ 1 ступени и диск, герметизирующие сегменты, полости за и перед РК 1 ступени, а также проточную часть. Схема расчетной области приведена на рис. 1.

Для определения теплового состояния и гидравлических характеристик используется прямой метод расчета сопряженного теплообмена (conjugate heat transfer — СНТ), реализованный в программном комплексе ANSYS CFX 14. При данном подходе в металле решается уравнение теплового баланса, полученное в соответствии с принципом сохранения энергии, для дискретизации которого используется метод контрольных объемов. Течение вязкой сжимаемой жидкости описывается осредненными по времени уравнениями Навье-Стокса, замкнутыми при помощи той или иной модели турбулентности. Авторами использовалась модель турбулентности SST.

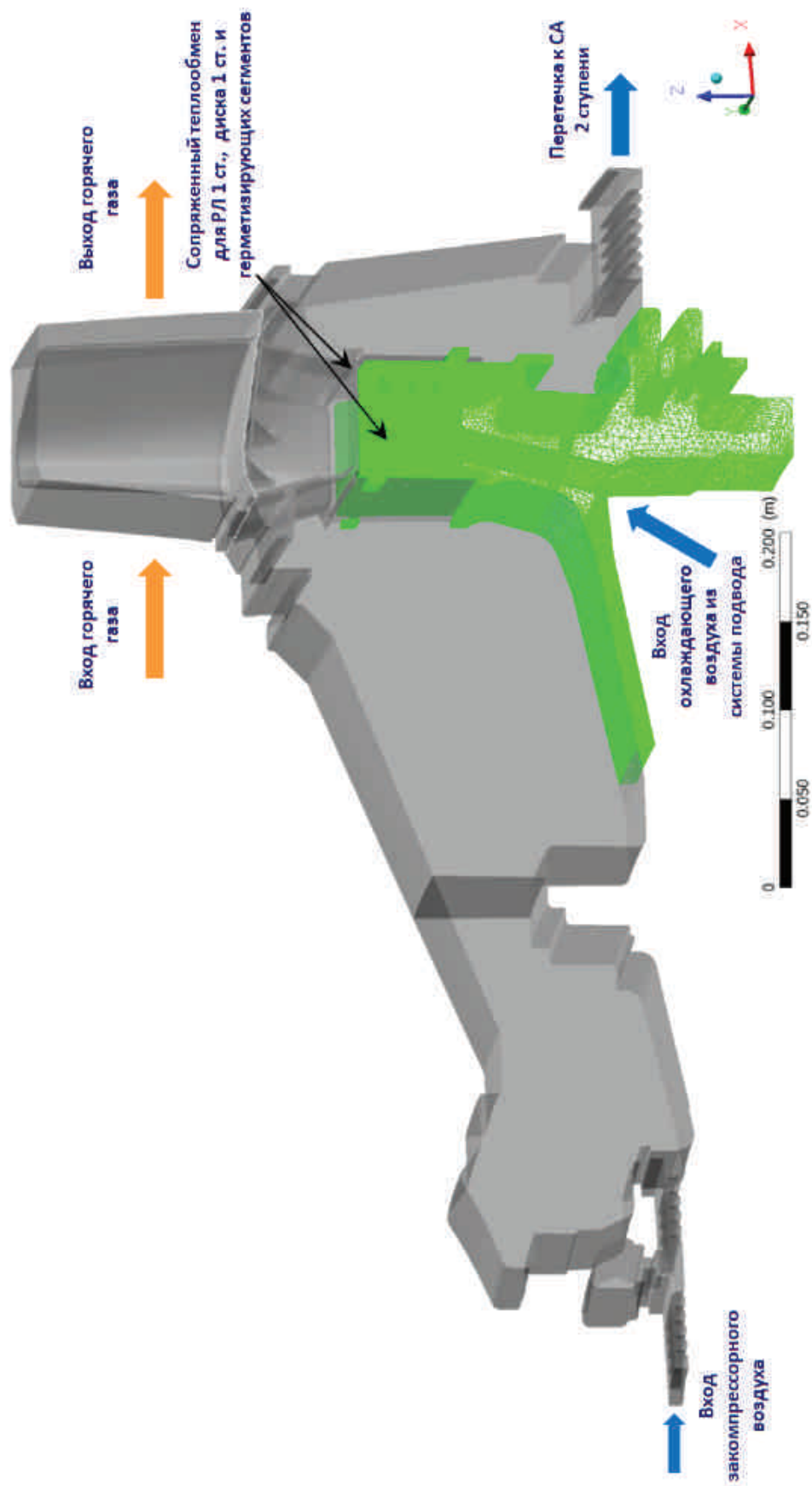


Рис. 1. Схема расчетной области РК 1 ступени и прилегающих полостей

В данном случае моделировалось течение в системе подвода охлаждающего воздуха, что позволило обеспечить корректное описание структуры и параметров потока в междисковой полости подвода воздуха к РК (учет вихревого течения в полости подвода (рис. 4, *a*)). Также в трехмерной постановке смоделировано течение в слабовентилируемых полостях перед РК, течение в полостях в замковом соединении лопатки, диска и герметизирующих сегментов, течение во внутренней полости РЛ. Одновременно с этим моделировалось течение в проточной части турбины, что необходимо, однако вызывает дополнительные трудности при проведении расчетов из-за большой разницы в скоростях потока. При этом по внутренним и наружным поверхностям лопатки, замкового паза, герметизирующих сегментов было задано граничное условие сопряженного теплообмена. Основное внимание при разработке данной модели было уделено течению и теплообмену в замковом соединении: смоделированы перетечки в пазах замка, распределение воздуха на охлаждение РЛ и продувку пазов, а также утечки через отверстия в герметизирующих сегментах.

Расчетная сетка металла лопатки, диска и герметизирующих сегментов, а также расчетная сетка газа и охлаждающего воздуха была построена в программном комплексе ICEM CFD 14. В среде газа и воздуха использовалась неструктурированная тетраэдрическая сетка с призматическими слоями, в металле использовалась тетраэдрическая сетка. Сетки были выполнены по технологии, обеспечивающей стыковку «узел в узел». Некоторые части расчетной сетки представлены на рис. 2. Общее число узлов расчетной сетки составило 36 млн. Полученные результаты расчетов теплового состояния и гидравлических характеристик были верифицированы по экспериментальным данным (термометрирование РЛ 1 ступени на режиме двигателя). На рис. 3 приведена расчетная и экспериментальная эффективность охлаждения среднего сечения рабочей лопатки 1 ступени турбины. Эффективность охлаждения вычислялась по следующей формуле [2]:

$$\Theta = \frac{(T_{\Gamma} - T_{\text{Л}})}{(T_{\Gamma} - T_{\text{В}})} \quad (1)$$

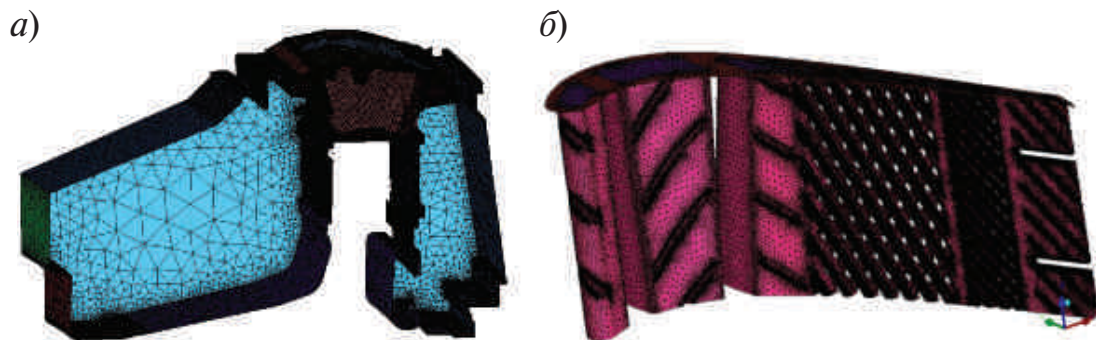


Рис. 2. Некоторые элементы расчетной сетки модели  
(а — смежные с РК полости, б — часть внутренних каналов лопатки)



Рис. 3. Эффективность охлаждения среднего сечения РЛ 1 ступени турбины

Из рис. видно, что расчетная эффективность охлаждения совпадает с данными экспериментальных исследований на двигателе. Отклонение от эксперимента составляет  $\Delta\theta = 0,01-0,04$  в зависимости от области профиля, что говорит о корректности моделирования теплогидравлических характеристик данным способом.

Для учета влияния различных факторов на тепловое состояние, эффективность охлаждения и особенности течения в системе охлаждения была проведена серия расчетов на данной модели: с различными величинами зазоров в лабиринтных уплотнениях, при разном уровне давления в полостях и так далее, что позволило учитывать влияние данных факторов на характеристики системы.

На рис. 4 приведены результаты расчета исходного варианта системы охлаждения РК 1 ступени турбины. Рис. 4 (а) представляет структуру потока в меридиональном сечении расчетной области. На рис. 4 (б) приведено тепловое состояние замковой части лопатки и линии тока, показывающие продувку замковых пазов. На рис. 4 (в) приведено распределение температуры по линиям тока вокруг ножки лопатки.

Из рис. 4 (а) видно, что течение в системе подвода охлаждающего воздуха к РЛ имеет сложную, вихревую структуру, и очевидно, что корректный учет особенностей течения и теплообмена охлаждающего воздуха с вращающимися дисками важен для верификации и настройки одномерных гидравлических моделей. К особенностям моделирования здесь относятся учет влияния закрутки потока, а также распределения параметров по высоте полости, величины потерь при прохождении отверстий в диске и т. д.

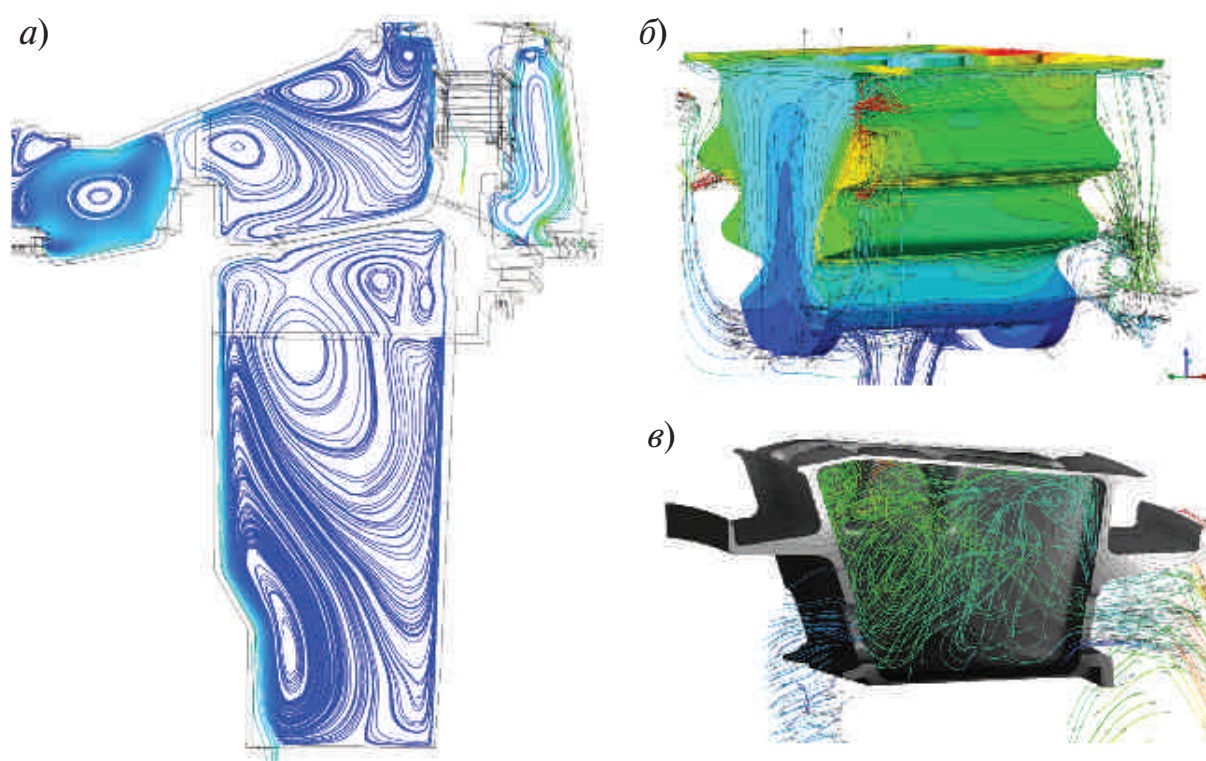


Рис. 4. Результаты расчета исходного варианта системы охлаждения (а — структура потока в меридиональном сечении, б — тепловое состояние замка лопатки совместно с линиями тока, в — распределение температуры по линиям тока вокруг ножки РЛ)

Из рис. 4 (б, в) также можно сделать вывод о сложном характере течения в замковом соединении, влияющем на тепловое состояние замка (перетечки воздуха вдоль зубьев, выдув охладителя во внутреннюю полость лопатки, и взаимодействие с окружающим воздухом (в частности было обнаружено затекание горячего воздуха в области верхнего зуба)).

Течение в области ножки лопатки (рис. 4 в) также представляет значительный интерес, так как определяет условия наддува лабиринтных уплотнений за и перед РК и т. д.

Для изучения влияния величин зазоров на течение во всей системе «рабочее колесо — смежные полости» с учетом трехмерных эффектов (центробежное поджатие и т.д) были проведены расчеты с различными величинами зазоров в лабиринтных уплотнениях и определены границы затекания горячего газа из проточной части. Визуализация течения в зазоре за РК приведена на рис. 5.

По результатам работы можно сделать вывод, что созданная авторами трехмерная модель теплогидравлических характеристик РК 1 ступени и смежных полостей позволяет эффективно решать следующие задачи:

— оценивать тепловое состояние и эффективность охлаждения

основных деталей, а также особенности течения в системе охлаждения РК 1 ступени;

— учитывать и анализировать влияние различных факторов (геометрические, режимные параметры) на характеристики системы;

— проводить верификацию и настройку одномерных гидравлических и тепловых моделей для подобного класса задач;

Результаты расчета теплогидравлических характеристик, полученные на данной модели, использовались на ОАО «НПО

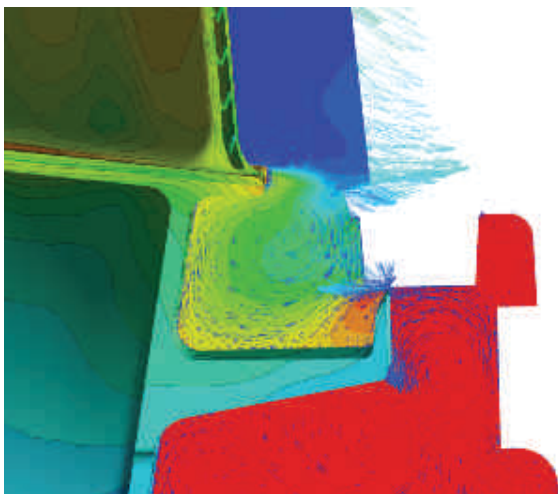


Рис. 5. Течение в зазоре за РК 1 ступени и концентрация охлаждающего воздуха (красный цвет — охладитель, синий — горячий газ)



«Сатурн» при принятии решений о доработке существующей системы охлаждения РК 1 ступени, а также при прочностном и ресурсном анализе конструкции турбины.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Грязнов Н.Д., Епифанов В.М., Иванов В.Л.* Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.

2. *В.С. Авдудевский, Б.М. Галицейский, Г.А. Глебов* и др. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике. М.: Машиностроение, 1975. – 624с.

3. *С.В. Лукачев, Ю.В. Ковылов.* Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Самара.: СНЦ РАН, 2008. – 620 с.

УДК 621.35:621.48

*Додонов М.В.<sup>1</sup>, Хабибуллин М.Г.<sup>1</sup>, Варсегов В.Л.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> ОАО «Авиамотор», г.Казань, Россия

<sup>2</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ, г. Казань, Россия

### **К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ГАЗОТУРБИННЫХ ПРИВОДОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ**

Растущие требования к улучшению экономических и удельных параметров газотурбинных приводов для газоперекачивающих агрегатов заставляют разработчиков идти по пути повышения параметров термодинамического цикла, и в первую очередь температуры газа перед турбиной. При этом, как правило, не проводится комплексной оценки реального влияния повышения температуры газа на стоимость установки, ее ресурс, эксплуатационные характеристики.

В работе [1] представлены результаты оценки влияния температуры газа перед турбиной на эффективный КПД наземной ГТУ с учетом возрастания потребного расхода охлаждающего воздуха и других факторов, влияющих на снижение КПД охлаждаемой турбины. Показано, что увеличение температуры газа выше

1200...1450 К не обеспечивает существенного роста эффективного КПД, при этом приводит к значительному удорожанию установки и снижению ее ресурса.

К аналогичным значениям целесообразных температур газа перед турбиной приходят и авторы работ [2–4]. В качестве параметров перспективного привода для ГПА, разрабатываемого ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» для газотранспортной системы Украины, рассматриваются температуры газа перед турбиной 900...1100 °С [5], отвечающие требованиям по надежности, низкой стоимости и ресурса, требуемого для газотурбинных приводов нагнетателей природного газа.

Таким образом, несмотря на возрастающие требования к повышению КПД перспективных образцов газоперекачивающих агрегатов, все более укрепляется тенденция к использованию газотурбинных приводов с умеренными параметрами термодинамического цикла, обеспечивающих требуемый ресурс, высокие эксплуатационные характеристики, надежность и меньшую стоимость установок.

Анализ параметров существующих газотурбинных приводов, выполненных на базе конвертированных авиационных двигателей семейства НК и вновь проектируемых на их основе (ГТД-25 СТА, ГТД-32 СТА), показывает, что обеспечение эффективного КПД установки на уровне  $\eta_e = 38\%$  может быть достигнуто при температуре газа перед турбиной, не превышающей  $T_T^* = 1400$  К (табл.1) за счет увеличения КПД узлов привода, в частности за счет увеличения числа ступеней турбины высокого давления.

Таблица 1

**Основные параметры ГПА на базе двигателей семейства НК**

Тип ГТУ	$N_e$ , МВт	$\eta_e$ , %	$T_T^*$ , К	$\pi_K^*$	$\bar{G}_{в.охл}$ , %
НК-16 СТ	16	27,4	1094	9,52	2,0
НК-16–18 СТ	18	29,4	1100	10,18	2,0
НК-16–20 СТ	20	31,0	1122	11,08	2,0
ГТД-25 СТА	25	36,0	1190	18,73	4,2
ГТД-32 СТА	32	38,0	1400	24,40	9,5

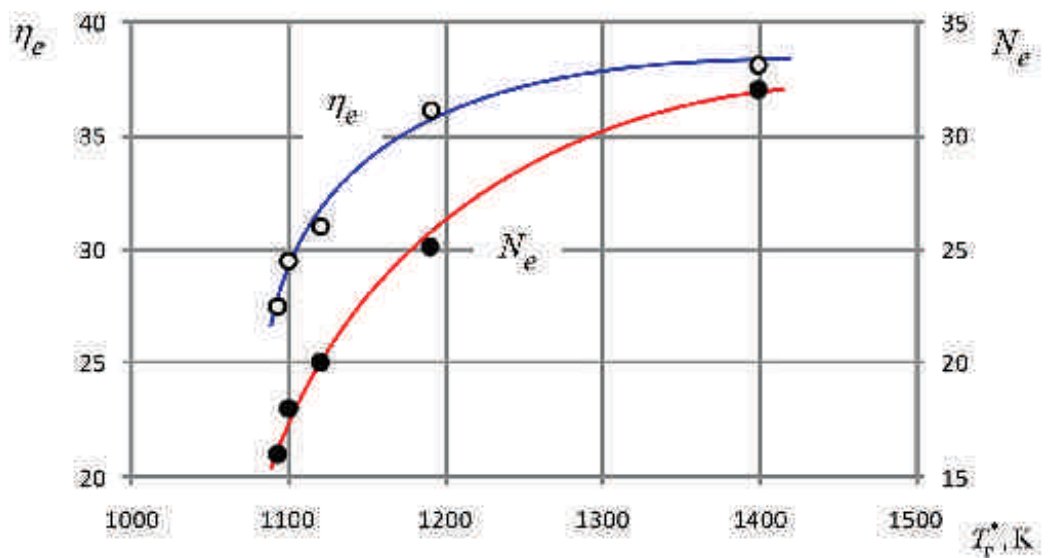


Рис. 1. Зависимость мощности и эффективного КПД установки от температуры газа перед турбиной

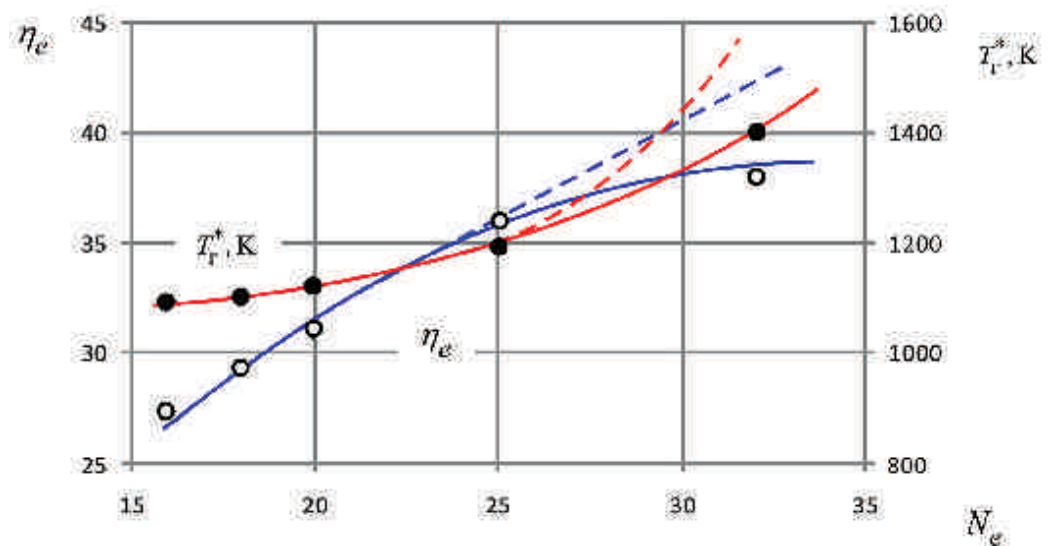


Рис. 2. Зависимость температуры газа перед турбиной и эффективного КПД установки от мощности

На рис. 1 показана зависимость мощности и эффективного КПД установки в стационарных условиях от температуры газа перед турбиной для перечисленных в табл. 1 приводов.

Увеличение температуры газа приводит к росту мощности установки и пропорциональному увеличению эффективного КПД.

Если проследить влияние температуры газа на КПД установки (рис. 2), то видно, что увеличение КПД на 2 % требует повышения температуры газа более чем на 200 градусов, при увеличении числа ступеней турбины высокого давления. Без внесения изменений в конструкцию турбины прирост КПД был бы менее значительным. Линейное увеличение КПД по мощности установки потребовало бы еще большего роста температуры газа перед турбиной (пунктирная линия на рис. 2). Так, увеличение КПД до 42...43 % при мощности 32 МВт потребует возрастания температуры газа до значений свыше 1600 К, что связано с существенным удорожанием установки и снижением ее ресурса.

При анализе стоимости жизненного цикла газотурбинного двигателя с умеренными термодинамическими параметрами необходимо учитывать, что эксплуатационные расходы можно существенно снизить за счет меньшей повреждаемости деталей узлов привода и увеличения межремонтного ресурса.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Додонов М.В., Хабибуллин М.Г., Варсегов В.Л. К выбору оптимальных параметров термодинамического цикла наземной ГТУ / Вестник КГТУ им.А.Н.Туполева. — Казань, 2012, с.21–28.

2. Барский И.А., Иванов А.К., Сеху Умар Сиссе, Шаталов И.К. Выбор температуры газа перед турбиной ГТУ КС // Газовая промышленность, №2, 1999, с.51–52.

3. Орберг А.Н., Сударев В.Б., Сударев Б.В., Лазарев М.В. Прогноз начальной температуры газа газотурбинного привода ГПА // Газовая промышленность, №5, 2005, с.62–65.

4. Микаэлян Э.А. Совершенствование современных газотурбинных ГПА // Газовая промышленность, №2, 2005, с.64–67.

5. Романов В.И., Кучеренко О.С. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности // Территория нефтегаз, №8, 2007, с.92–95.

УДК 621.515 (075.8)

*К.В. Солдатова, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов*

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ**

Спрос на компрессоры растет из года в год. Только газотранспортная система ОАО «Газпром» для обслуживания 150 тыс. км газопроводов, имеет 700 компрессорных цехов, более 4270 установленных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с центробежными компрессорами суммарной мощностью 47,6 млн. кВт. План ежегодного ввода мощностей — не менее 1,0 млн. кВт. [2]. При этом существующий парк компрессоров Газпрома и других отраслей промышленности частично устарел, и потому нуждается в обновлении. Не менее масштабны потребности в компрессорах газотурбинной техники. По оценкам западных экспертов на производство газотурбинных двигателей в период 2000–2020 гг. будет истрачен один триллион долларов.

Классические методы газодинамического проектирования сложились в эпоху, когда проектировщики не располагали вычислительной техникой, нужной для глубокого обобщения результатов экспериментов и построения соответствующих расчетных моделей. Все сводилось к выбору основных соотношений размеров проточной части на основании сравнительно ограниченного круга экспериментов. Значительный вклад в развитие классических методов и доведения их до современного уровня сыграли исследовательские работы Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ в 1960–1990 гг. благодаря чему был создан Метод универсального моделирования.

Использование Метода универсального моделирования позволило резко сократить, а с середины 1990-х гг. часто и исключить вовсе, проверку проектных решений модельными испытаниями.

Создаваемые с помощью Метода компрессоры нового поколения соответствуют высшим стандартам газодинамической эффективности. Метод пользуется широкой популярностью благодаря многочисленным публикациям, докладам на международных конференциях [1, 3, 4, 5, 6].

Проектная работа кафедры «Компрессорной, вакуумной и холодильной техники» (КВХТ) непрерывно продолжается. Промышленностью освоен выпуск 41 типа компрессоров нового поколения имеющих от одной до восьми ступеней, с конечным давлением до 12,5 МПа, с мощностью до 32 МВт. В промышленности РФ сейчас работают более 400 компрессоров, выпущенных по проектам кафедры КВХТ. Их общая установленная мощность более 5,0 млн. кВт. Основная доля проектной практики кафедры КВХТ выполнена по компьютерным программам 4-го поколения.

В монографии [3] подробно описана модель 5-го поколения, построенная на более сложных физических моделях и открывающая возможности для более полного учета и анализа конструктивных факторов. Однако и эта модель ориентирована, главным образом, на приложение к промышленным центробежным компрессорам.

В большинстве случаев ступени промышленных компрессоров имеют традиционные рабочие колеса (РК) с лопатками непространственной, цилиндрической формы, которые расположены в радиальной части колеса (рис. 1, а). Рабочие колеса компрессоров газотурбинных двигателей и турбонаддувочных агрегатов имеют более сложную форму. Их лопатки имеют пространственную, трехмерную форму и расположены как в радиальной, так и в осевой части рабочего колеса (осерадиальные РК), рис. 1 б.

В данной работе использованы компьютерные программы, основанные на новейшей модели 6-го поколения для наиболее точного расчета характеристик ступеней с осерадиальными РК. Уточненный расчет осерадиальных рабочих колес (ОРК) осуществляется за счет более полного описания его формы и точного определения площади поверхности лопаток, и ограничивающих дисков. Площадь смачиваемых поверхностей определяет потери трения, которые доминируют на расчетном режиме.

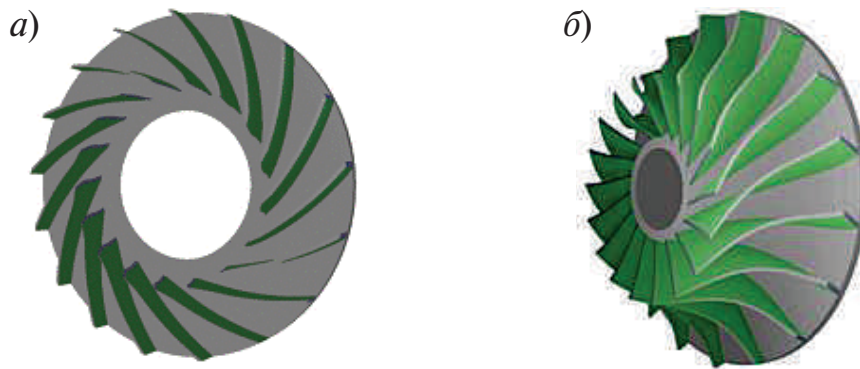


Рис. 1. а) традиционное рабочее колесо с лопатками непространственной, цилиндрической формы расположенными в радиальной части колеса; б) пространственное трехмерное рабочее колесо с лопатками в радиальной и в осевой части

В предыдущих версиях программы расчет длины и площади лопатки осерадиального рабочего колеса, а так же площади ограничивающих поверхностей основного и покрывающего дисков производился со значительными допущениями. Площадь ограничивающих поверхностей  $\bar{S}_{огр}$  принималась равной площади кольца, образованного диаметрами  $D_1$  и  $D_2$ , с учетом среднего коэффициента стеснения.

$$\bar{S}_{огр} = \pi(1 - \bar{D}_1^2)(\tau_1 + \tau_2)/8. \quad (1)$$

Площадь лопатки определялась как произведение длины лопатки  $\bar{l}_л$  на среднюю высоту лопатки РК:

$$\bar{S}_л = 0,5\bar{l}_л(\bar{b}_1 + \bar{b}_2). \quad (2)$$

Меридиональная форма ОРК в упрощенной постановке определялась диаметрами  $D_0$ ,  $D_{BT}$ , высотой лопатки на выходе  $b_2$ , а так же углами установки лопатки  $\beta_{л1}$  и  $\beta_{л2}$ .

В программах 6-го поколения Метода универсального моделирования форма ОРК определяется также осевой протяженностью колеса  $L_m$ , радиусами скругления основного и покрывающего дисков  $R_h$  и  $R_s$ . Положение входной кромки лопатки задается отношением меридиональной протяженности лопатки к общей меридиональной протяженности средней линии ОРК  $l_{мл}/l_{мОРК}$ .

Кроме того, задается угол наклона покрывающего диска РК  $\varphi_2$ . Схематизация изменение лопаточных углов по длине лопатки принимается постоянной, исходя из анализа геометрии различных ОРК, и предполагает три различных характера изменения угла:

— начальный участок с  $l_{m\text{текущее}}$  от 0 до  $0,45 l_{m\text{л}}$ , на котором принимается линейное увеличение угла от  $\beta_{\text{л1}}$  до  $\beta_{\text{лмакс}}$ ;

— средний участок с  $l_{m\text{текущее}}$  от  $0,45$  до  $0,75 l_{m\text{л}}$  и постоянным лопаточным углом  $\beta_{\text{лмакс}} = 1,35 \beta_{\text{л2}}$ ;

— конечный участок с  $l_{m\text{текущее}}$  от  $0,75$  до  $1,0 l_{m\text{л}}$ , на котором принимается линейное уменьшение угла от  $\beta_{\text{лмакс}}$  до  $\beta_{\text{л2}}$ .

Заданная таким образом форма РК позволяет более точно, по сравнению с предыдущими версиями программы, определить площадь поверхности ограничивающих поверхностей и лопаток ОРК.

Площади ограничивающих поверхностей основного и покрывающего дисков принимаются одинаковыми и определяются на средней линии межлопаточного канала в предположении что данная поверхность на плоскости имеет форму трапеции:

$$\bar{S}_{\text{огр}} = \bar{l}_{\text{л}} \pi (\bar{D}_1 \tau_1 + \tau_2) / z_{\text{рк}}, \quad (3)$$

где  $z_{\text{рк}}$  — число лопаток РК.

Рассмотренные изменения повысили точность и достоверность расчетных данных.

При расчете свехзвуковых режимов течения используется упрощенная схема с образованием прямого скачка уплотнения, за которым скорость дозвуковая:

$$\bar{w}'_{\text{sonic}} = \frac{1}{\bar{w}'_1 \tilde{\lambda}_u^2}, \quad (4)$$

где  $\tilde{\lambda}_u$  — скоростной коэффициент по окружной скорости на диаметре  $\bar{D}_1$ ,  $\bar{w}'_1$  — сверхзвуковая скорость на входе в лопаточную решетку,  $\bar{w}'_{\text{sonic}}$  — дозвуковая скорость после скачка уплотнения.

Соответственно изменения скорости меняются статические давление и температура, таким образом, изменяется и коэффициент сжимаемости.



Введен учет сжимаемости газа в горле межлопаточного канала РК, что непосредственно влияет на диаграмму скоростей РК и на потери в лопаточной решетке. Показатель политропы процесса, протекающего между входом в лопаточную решетку РК и горлом межлопаточного канала, зависит от величины ударных потерь в лопаточной решетке:

$$\frac{n_r}{n_r - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{k \cdot \zeta_{уд}}{k + 1}. \quad (5)$$

При расчете учитывается то факт, что угол лопатки в горле межлопаточного канала больше угла лопатки на входе:

$$\bar{w}_r = \frac{\Phi_0}{4 \varepsilon_r \bar{D}_1 \tau_1 \bar{b}_{1m} \sin(\beta_{л1} \cdot X_{52})}. \quad (6)$$

Изменение плотности рассчитывается по известному соотношению:

$$\frac{\rho_r}{\rho'_{1sonic}} = \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}_r^2 \tilde{\lambda}_u^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \bar{w}'_{1sonic}{}^2 \tilde{\lambda}_u^2} \right)^{\frac{1}{n_r - 1}}. \quad (7)$$

С помощью программ 6-го поколения Метода универсального моделирования проанализированы экспериментальные данные испытания агрегата наддува ДВС с центробежным компрессором, имеющим диаметр рабочего колеса 48 мм, которые представлены коллегами из Института Турбомашин Университета г. Ганновере (Institute of Turbomachine and Fluid Dynamics TU Hannover) проф. Й. Зойме и асс. проф Т. Секстро в порядке сотрудничества. Представление об объекте дает фотография разреза аналогичного компрессора на рис. 2. Экспериментальные данные подвергнуты математической обработке с помощью компьютерных про-



Рис. 2. Разрез турбо-наддувочного агрегата

грамм Метода универсального моделирования кафедры КВХТ СПбГПУ. Использована также новейшая версия специальной программы идентификации IDENT. На основе принципа линейности напорной характеристики удалось смоделировать характеристики отношения давлений в широком диапазоне числа оборотов ротора, и рассчитать характеристики КПД, которые представляются вполне закономерными. Целесообразно проверить предложенный принцип моделирования характеристик неадиабатного сжатия на других экспериментальных данных. Схема экспериментальной установки показана на рис. 3.

Компрессор испытан в составе агрегата в диапазоне оборотов ротора от 104000 об/мин до 202000 об/мин. Представленные на рис. 4 зависимости отношения давлений от расхода объективно отражают процесс сжатия, чего нельзя сказать о характеристиках КПД, которые рассчитаны по температурам на входе и выходе компрессора. Значения КПД, рассчитанные по формулам для адиабатного сжатия, вряд ли можно считать корректными хотя бы потому, что при снижении частоты вращения рассчитанный таким образом КПД снижается на 12 %. В принципе это может иметь место из-за

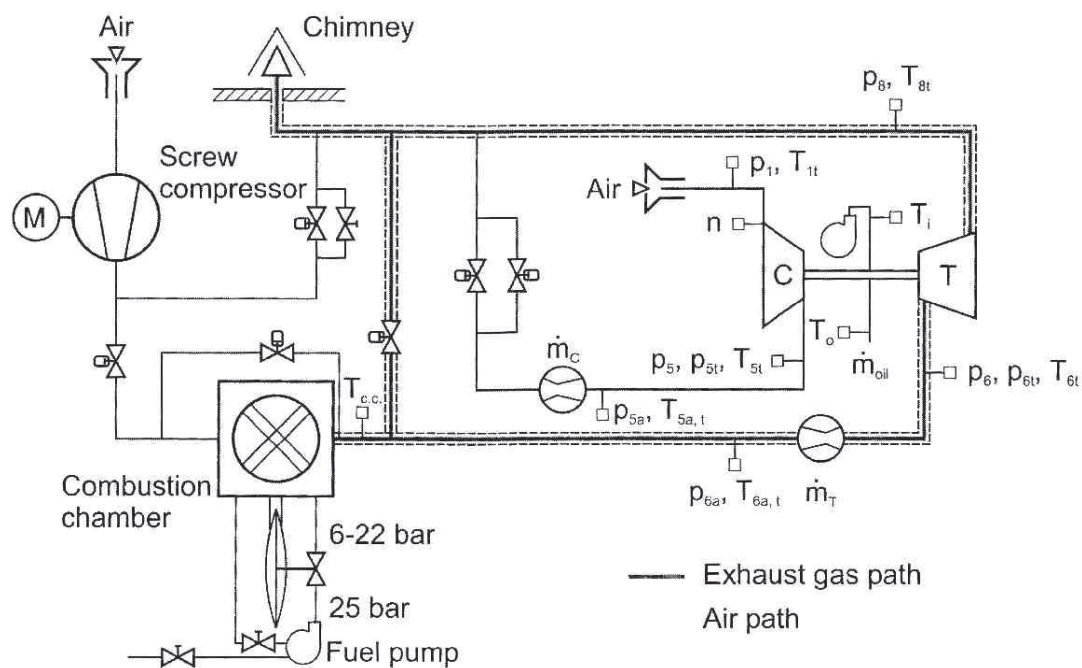


Рис. 3. Схема экспериментальной установки [7]

рассогласования элементов ступени, но не в такой сильной степени. Очевидно, при минимальной частоте вращения подогрев воздуха на выходе из компрессора сильнее влияет на точность оценки эффективности, повышая измеренную температуру.

Значения эмпирических коэффициентов в уравнениях математической модели потерь определяются сопоставлением характеристик КПД, полученных при испытаниях модельных ступеней, и рассчитанных характеристик для этих же ступеней. В специально разработанной программе IDENT имеется база данных с формой проточной части, условиями испытаний и безразмерными характеристиками ступени.

Формально в уравнениях модели потерь 6-го поколения имеется 65 коэффициентов. Часть из них не используется. Процесс идентификации заключается в автоматическом переборе значений эмпирических коэффициентов в заданном диапазоне. Значение невязки в процессе идентификации должно стремиться к нулю:  $\eta_{\text{расч}} - \eta_{\text{эксп}} \rightarrow 0$ .

Идентификация проводится не для всех коэффициентов одновременно, что было бы слишком сложно. Сначала определяются коэффициенты, определяющие КПД на расчетном режиме. Затем определяются КПД на нерасчетных режимах.

Представленные экспериментальные данные при обработке по формулам для адиабатного сжатия представляют характеристики КПД, показанные на рис. 4. На рис. 5 представлены зависимости коэффициента внутреннего напора компрессора, рассчитанные по разности измеренных температур.

Компрессор имеет высокорасходное рабочее колесо. Его расчетный коэффициент расхода имеет порядок 0,12, при котором коэффициент внутреннего напора  $\psi_i$  незначительно отличается от коэффициента теоретического напора  $\psi_T$ . Сильное влияние числа оборотов ротора на характеристику  $\psi_i = f(\varphi_2)$ , т. е. влияние условного числа Маха, противоречит многочисленным экспериментальным данным, упомянутым выше [2]. Возможно, у малоразмерного высоконапорного компрессора с осерадиальным РК характеристика  $\psi_T = f(\varphi_2)$  не должна быть линейной, и должна

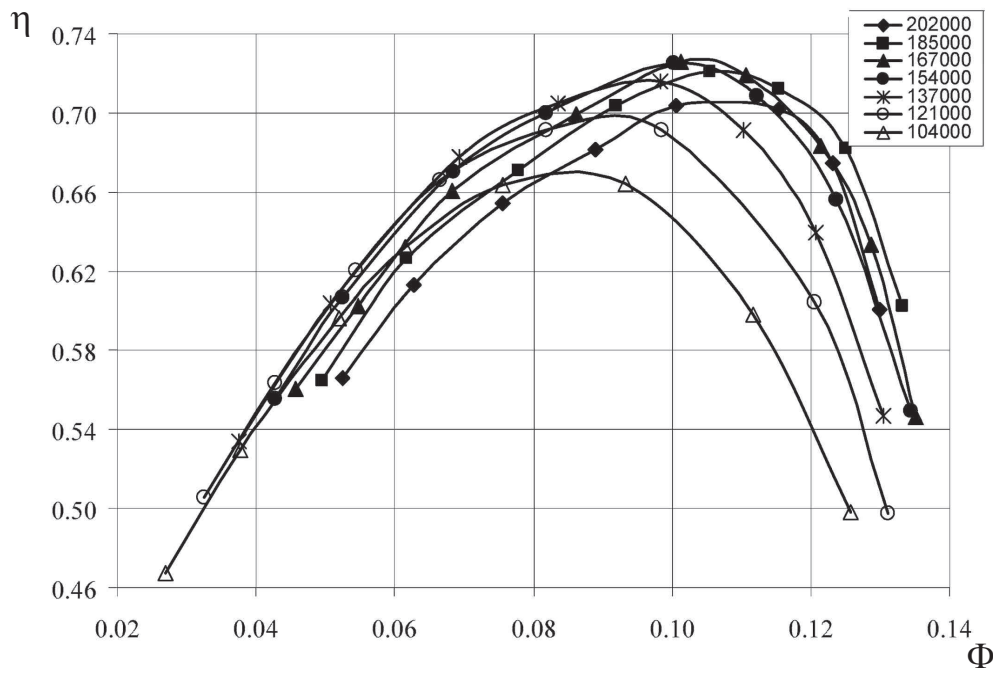
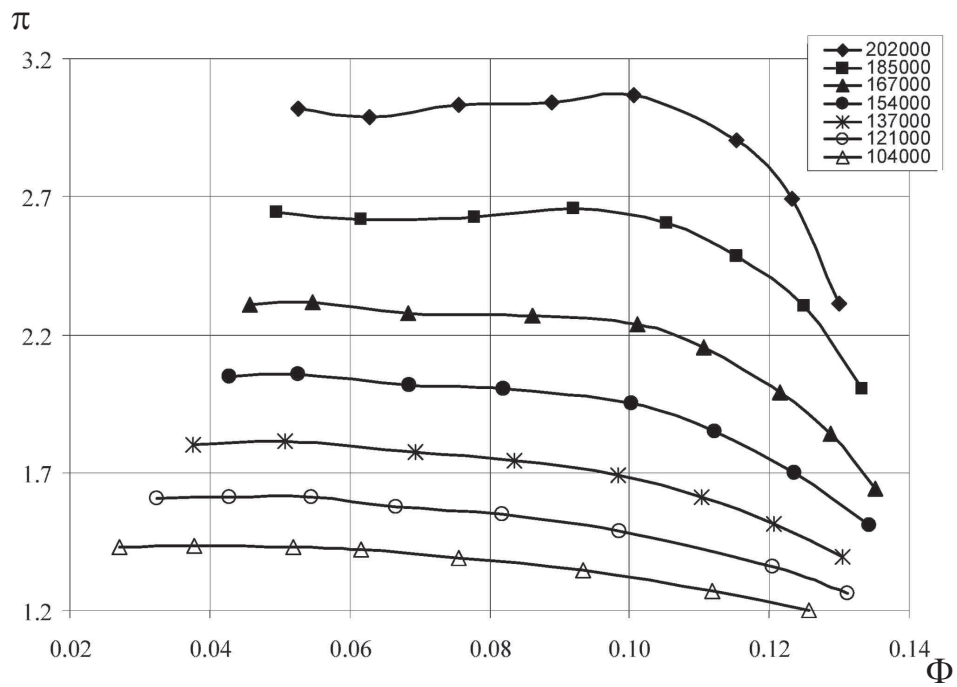


Рис. 4. Зависимости отношения давлений и КПД от расхода

зависеть от условного числа Маха. Это тем более вероятно, что при  $n = 202000$  и  $185000$  об/мин значительная часть характеристики лежит за границей помпажа (т. е. левее точки максимального отношения давлений).

Тем не менее, предпринятая попытка моделирования характеристик при неадиабатном сжатии основывается на следующем:

— предполагается, что модель расчета потерь 6-го поколения может достаточно корректно оценивать потери напора в проточной части малоразмерного высоконапорного компрессора с осерадиальным, пространственным РК;

— предполагается, что напорная характеристика  $\psi_T = f(\varphi_2)$  является линейной, как и в случае модельных ступеней с радиальными непространственными РК;

— предполагается, что в области дозвуковых течений характеристика  $\psi_T = f(\varphi_2)$  не зависит от условного числа Маха  $M_u$ .

Рассчитанные значения максимального КПД достаточно близко соответствуют экспериментальным значениям при частоте вращения  $202000$  и  $185000$  об/мин, которые показаны на рис. 4. Дальнейшее моделирование производилось с помощью специальной версии программы IDENT. В этом случае минимизировалась невязка между рассчитанным и измеренным отношением давлений. Подобранные зависимости  $\psi_T = f(\varphi_2)$ , обеспечивающие приемлемое моделирование характеристик отношения давлений показаны на рис. 6 (слева). Результаты моделирования можно считать удовлетворительными. На рис. 6 (справа) представлены рассчитанные характеристики КПД, которые соответствуют линейным напорным характеристикам

Представленный метод моделирования характеристик центробежных компрессоров, работающих в условиях неадиабатного сжатия, основан на ряде допущений. Его нельзя признать строгим, но хорошие практические результаты заслуживают внимания. Во-первых, принцип линейности напорной характеристики  $\psi_T = f(\varphi_2)$  и ее независимости от чисел Маха в дозвуковой области оказался применимым к малоразмерному осерадиальному рабочему колесу. Во-вторых, математическая модель потерь, хорошо

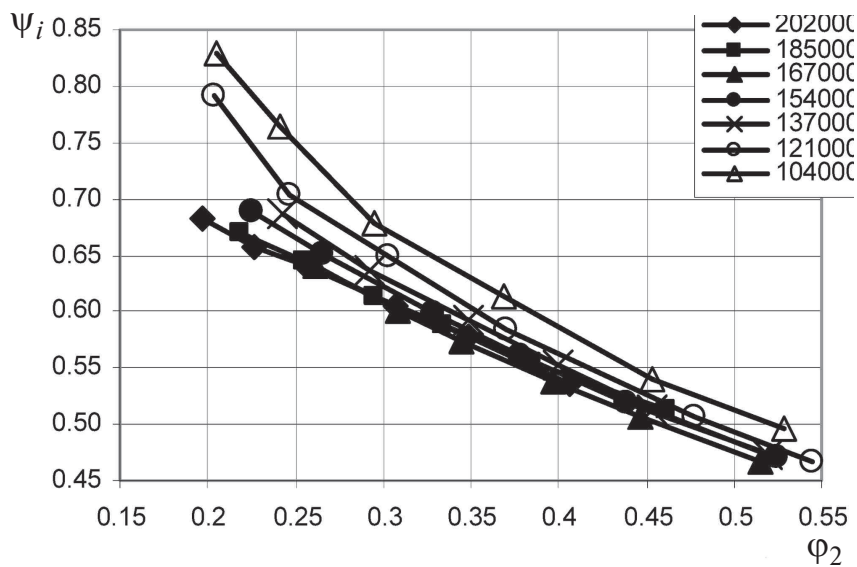


Рис. 5. Зависимость коэффициента внутреннего напора компрессора, рассчитанные по разности измеренных температур

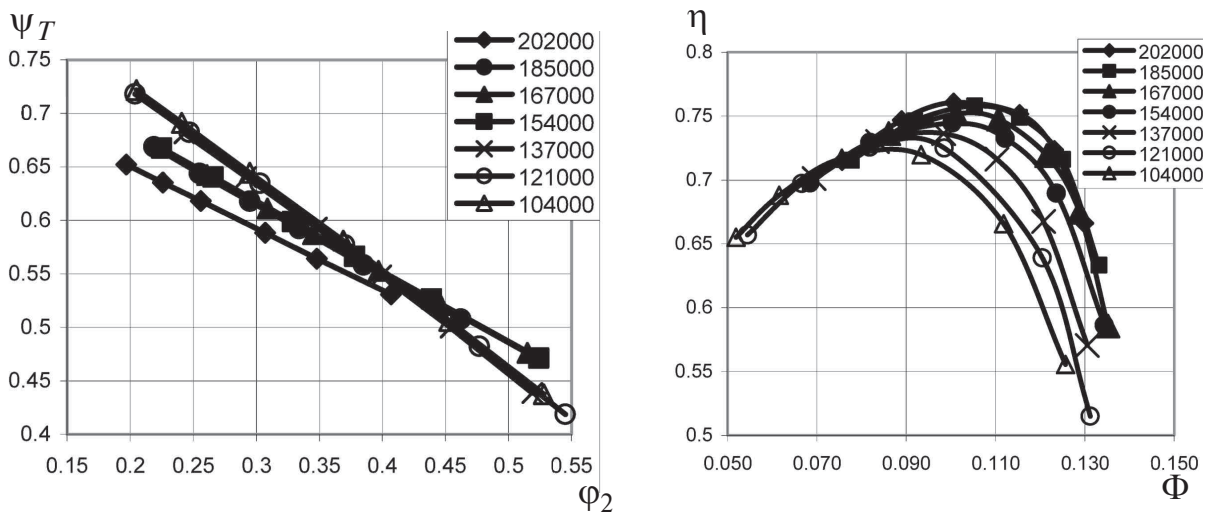


Рис. 6. Изменение безразмерной напорной характеристики  $\Psi_T = f(\Phi_2)$  компрессора при изменении частоты вращения ротора и рассчитанные характеристики КПД

зарекомендовавшая себя при моделировании широкого круга дозвуковых ступеней с непространственными рабочими колесами, с минимальными уточнениями оказалась применимой к малоразмерному высоконапорному компрессору. Дальнейшая проверка и уточнение изложенного принципа моделирования будут продолжены с использованием других экспериментальных данных по компрессорам с неадиабатным сжатием.

Сейчас научная группа проф. Ю.Б. Галеркина кафедры КВХТ работает уже над 7-м поколением компьютерных программ оптимального проектирования центробежных компрессоров. Поставлена задача надежного моделирования не только промышленных компрессоров, но также и высокофорсированных компрессоров агрегатов турбонаддува, компактных энергетических газовых турбин, двигателей летательных аппаратов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Галеркин Ю.Б.* Турбокомпрессоры. Изд-во СПбГТУ. — 2010. — С.650.
2. *Галеркин Ю.Б., Карпов А.Н., Кожухов Ю.В.* Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса. Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. — Казань. — 2011. — С. 268–276.
3. *Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.* Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. Монография. Изд-во СПбГТУ. — 2011. — С. 327.
4. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. — М.: Изд. «СПбГПУ». — 2010.
5. *Galerkin Y., Danilov K., Popova E.* Design philosophy for industrial centrifugal compressor. // International Conference on Compressors and their systems. — London: City University, UK. — 1999.
6. *Galerkin Y., Mitrofanov V., Geller M., Toews F.* Experimental and numerical investigation of flow in industrial centrifugal impeller. // International Conference on Compressors and their systems. — London: City University, UK. — 2001.
7. *Shaaban S.* Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance. // Doctor-Engineering Dissertation. — Hanover. — Germany. — 2004.

УДК 621.452.22

*С. Е. Белова, Э. О. Груздев*

ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственный авиационный  
технический университет имени П.А. Соловьева», г.Рыбинск, Россия  
belova\_se@mail.ru

## **КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ЭФФЕКТИВНОЙ МАЛОШУМНОЙ ТУРБИНЫ ТРДД ПЕРСПЕКТИВНОГО ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА**

В России и за рубежом активно ведутся научно-исследовательские и проектные работы по созданию двигателей для перспективных экологически чистых экономичных пассажирских самолетов. Уже многие отечественные и зарубежные производственные фирмы и научные организации занимаются концептуальным проектированием green aircraft — «зеленого» самолета и прогнозированием параметров будущих пассажирских сверхзвуковых самолетов с точки зрения целевых экологических показателей и развития необходимых ключевых технологий.

Конкурентоспособный перспективный пассажирский самолет 2020–2035 гг. должен обладать в числе основных показателей высоким КПД узлов, низким уровнем эмиссии и высоким уровнем акустической безопасности, в частности, в зонах аэропортов и жилых районов.

Авиация на современном этапе развития входит в новую эру экологически чистых технологий. Международные организации, участвующие в регулировании норм гражданской авиации и координирующее ее развитие с целью повышения безопасности и эффективности, устанавливают все более жесткие и жесткие требования по шуму новой техники. В Протоколе №4 от 16.03.2011г. заседания секции «Авиационная промышленность» НТС по реализации мероприятий в области развития ОПК Минпромторга России заложено в качестве одного из экологических индикаторов снижение уровня шума относительно Главы 4 стандарта ИКАО на 12, 20 и 30 ЕРНдБ для 2015 г., 2020 г. и 2030 г. соответственно. В табл. 1 приведены в качестве примера цели NASA (National Aeronautics



and Space Administration) и ACARE (Advisory Council for Aeronautics Research in Europe) для перспективных авиадвигателей [1].

Таблица 1

**Цели NASA и ACARE для перспективных авиадвигателей**

Годы	Базовые двигатели, 2000 г.	ACARE		NASA	
		2010	2020	2010	2025
Шум относительно норм Главы 3 ИКАО, EPN дБ	-(14...18)	-33	-50	-45	-75

Двигатель для самолетов поколения N+3 (согласно терминологии NASA — третье поколения технологий, следующих после технологий современного парка коммерческих самолетов), пока еще виртуальный, вобрал в себя комбинацию самых перспективных технологий, предложенных двигательными фирмами и используется как концептуальный при исследованиях и оптимизации облика самолета [2]. Этот виртуальный двигатель, по мнению исследователей, обеспечивает расчетные уровни характеристик N+3 (2030–2035 гг.) и позволяет приблизиться к долгосрочным целям. В настоящее время в зарубежной печати называются, в частности, следующие диапазоны перспективных параметров ТРДД:  $T_{\Gamma}^* = 2100\text{--}2350$  К,  $m = 10 \dots 40$ ,  $\pi_{k_{\max}} = 50 \dots 80$  [3].

Прогнозируемый аналитиками рост степени двухконтурности  $m$  до значений  $m = 8 \dots 18$  [2] вызовет появление больших суммарных степеней повышения давления в компрессоре  $\pi_{\Sigma}^*$  и, как следствие — соответствующие им высокие температуры газа перед турбиной. По данным «ЦИАМ им. П.И. Баранова» следует ориентироваться на следующие значения параметров перспективных ТРДД: температура газа перед турбиной  $T_{\Gamma}^* = 2150\text{--}2350$  К, суммарная степень повышения давления в компрессоре по полным параметрам  $\pi_{k\Sigma}^* = 50\text{--}100$  [4].

Необходимость снизить число ступеней  $z_t$  при сохранении достаточно высокой средней окружной скорости турбины  $u_{\text{тср}}$  приводит к повышению наружного диаметра выходного сечения ТНД

$D_{\text{ТНД}}^{\text{п}}$ . Для реализации высоких окружных скоростей перспективных турбин необходимо находить баланс между расположением выходного сечения турбины на максимально возможной высоте и применения оптимальных по высоте и динамико-прочностным характеристикам лопаток.

Перспективные ТРДД будут иметь довольно большие степени двухконтурности (а равно и большие диаметры разделительной обечайки), что, с одной стороны, решает конструктивную проблему размещения ТНД. Но с другой стороны, нельзя забывать о возникающей проблеме скачкообразного роста потерь в межтурбинном переходнике, который в этом случае будет иметь значительный перепад высот между входным и выходным сечениями. Поэтому подбор оптимального значения наружного диаметра выходного сечения ТНД необходимо решать в комплексе с гидравлическим расчетом межтурбинного переходника.

В целях достижения наибольшей эффективности нагруженность ступеней перспективных турбин должна быть увеличена. Такой путь уже был применен компанией Honeywell для 3-ступенчатой ТНД, в итоге реализации удалось снизить число ступеней с 3-х до 2-х и увеличить нагруженность ступени на 37 % [1].

Авторами проанализированы геометрические характеристики выполненных в последние годы серийных и разработанных перспективных ТРДД для пассажирских самолетов. В качестве выводов интересно отметить, что диаметр выходного сечения ТНД  $D_{\text{ПВЫХ}}$  рассматриваемых двигателей чаще всего превышает диаметр разделительной обечайки  $D_0$ . Также наблюдается взаимосвязь высоты последней лопатки ТНД и определенных параметров двигателя: суммарного числа ступеней компрессора двигателя  $z_k$ , высоты лопатки последней ступени ТНД  $h_t$  и числа ступеней ТНД  $z$ , отношения  $h_{t \text{ ВЫХ}} / D_{t \text{ ВЫХ}}$ ; отношения  $D_{t \text{ ср}} / h_t$  и  $h_t / b$ . Соотношение  $D_{t \text{ ВЫХ}} / D_0$  перспективных ТРДД будет превышать единицу: например, перспективный ТРДД компании Rolls-Royce для самолета поколения N + 3 (характеризуется существенным улучшением экономических и экологических характеристик, начало эксплуатации планируется на 2030–2035 гг.) имеет отношение  $D_{t \text{ ВЫХ}} / D_0 = 1,41$ ; трехвальный ТРДД RB285 (Rolls-Royce) — 1,125 [1].

Турбины современных двигателей, как правило, имеют формы проточных частей турбин близкие к  $D_{\text{ср}} = \text{const}$  и  $D_{\text{вт}} = \text{const}$ . Форма проточной части  $D_{\text{п}} = \text{const}$  при возможности получать максимальную окружную скорость во всех ступенях опасна большой вероятностью появления срыва потока и неудобством формирования компоновки газогенератора из-за высокого значения  $d_{\text{вх п}}$ .

На значение  $D_{\text{вых п}}$  оказывает влияние степень раскрытия меридионального профиля проточной части турбины, характеризующаяся углом раскрытия  $\gamma$ . При реализации формы  $D_{\text{ср}} = \text{const}$  должно выполняться ограничение  $\gamma_{\text{вт}} = 15^\circ - 18^\circ$ . Большое влияние на угол раскрытия  $\gamma$  оказывает отношение удлинений рабочих лопаток в первых и последних ступенях. Это отношение может достигать 0,45–0,55. Рост комплексной величины  $\gamma z/h_{\text{т}}$  вызывает рост степени понижения давления в турбине низкого давления  $\pi_{\text{тнд}}^*$ . На основе анализа выполненных ТРДД 4 и 5 поколений можно сказать, что отношение  $z/h_{\text{т}}$  падает при росте отношения  $h_{\text{т вых}}/D_0$ .

Принимая во внимание тот факт, что рост  $\pi_{\text{тнд}}^*$  может (из условия равенства работ) наступить только при увеличении степени повышения давления в компрессоре низкого давления  $\pi_{\text{кнд}}^*$ , очевидно, что в этом случае возрастет и  $\pi_{\text{с}}^*$ . Как следствие — при реализации более внушительных степеней повышения давления в компрессоре температура воздуха за последней его ступенью  $T_{\text{к}}^*$  возрастет, равно как и по очевидным причинам  $\psi_{\text{т}}$  (при неизменных параметрах процесса подвода тепла в камере сгорания).

Расчет авторов показал, что при изменении суммарной степени повышения давления в компрессоре  $\pi_{\text{кс}}^*$  соответственно росту температуры газа перед турбиной наблюдается рост  $\pi_{\text{твд}}^*$  в пределах 3–5 %, причем на значение  $\pi_{\text{твд}}^*$  значительное влияние оказывает процент отбираемого на охлаждение воздуха. Если рассмотреть случай с неизменным значением  $\pi_{\text{кс}}^*$  и изменением только  $T_{\text{г}}^*$  и всех величин, зависящих от нее, то получится, что при росте  $T_{\text{г}}^*$   $\pi_{\text{твд}}^*$  снижается. Однако, очевидно, что при больших степенях повышения давления воздух, поступающий в камеру сгорания, а затем и газ, поступающий в турбину, будет иметь более высокую плотность.

Что касается целесообразности повышения  $\pi^*_{\text{ТВД}}$  и перепадов давления в ступенях, то увеличение перепада давления в ступени при фиксированной окружной скорости приводит к уменьшению температуры газа на лопатках  $T_{1w}^*$ , причем особенно значительного снижения  $T_{1w}^*$  можно достигнуть при одновременном увеличении окружной скорости и перепада давлений. А если исходить из условия постоянства  $T_{1w}^*$ , то увеличение перепада давлений позволит увеличить температуру газа перед турбиной без изменения системы охлаждения лопаток рабочего колеса.

В условиях неизменности расхода воздуха рост параметров рабочего тела согласно уравнению расхода вызовет потребность в уменьшении проходного сечения канала — горла межлопаточного канала соплового аппарата первой ступени ТВД, — а значит, и высоты решетки. Т. е. при росте  $\pi^*_\Sigma$  высота рабочей части лопатки соплового аппарата первой ступени ТВД в итоге будет снижаться. В свою очередь снижение высоты лопатки СА вызывает особенности решетки, связанные с динамикой вторичных течений. При достижении высоты лопатки определенного значения ( $h \sim 40$  мм [100]) дальнейшее ее снижение будет сопровождаться ростом потерь в решетке за счет увеличения в них составляющей вторичных потерь [5], а значит, и снижения КПД. Снижение высоты лопатки СА дает возможность увеличить окружную скорость ТВД  $u_{\text{ТВД}}$ , так как при снижении высоты лопатки уменьшаются растягивающие лопатку напряжения.

Повышенный уровень турбулентности потока и турбулентность, образовавшаяся в первых ступенях турбины, приводят к росту широкополосного шума, генерируемого последними ступенями турбины. Кроме того, флуктуации температуры, возникающие в камере сгорания и распространяющиеся через области больших градиентов давления и скоростей потока, вызывают образование низкочастотного сплошного шума. Интенсивность этого шума сильно зависит от величины флуктуации температуры, масштабов корреляции, перепада статического давления на лопаточном венце турбины.

В настоящее время, и это отмечается многими учеными и производственниками [6], по многим причинам на передний план по

степени важности выходит проблема снижения шума турбины. Причем, шум турбины и затурбинного канала усиливают шум реактивной струи.

Задачу снижения шума турбины в источнике целесообразно решать с позиций рассмотрения интегрированной модели «турбина — выходной канал — стойки». Как известно, наибольший уровень шума дает работа последней ступени ТНД ТРДД.

Высокая степень турбулизации потока, его неоднородность и нестационарность, большая скорость, а иногда и закрутка потока за турбиной являются причинами появления шума выходного канала ТРДД [2]. Здесь возникают два вида шума. Вихревой шум появляется при обтекании стоек и др. препятствий, а турбулентный представляет собой шум взаимодействия потока газа со стенками канала и т. п. Причем, уровень шума зависит от взаимодействия стоек и рабочего колеса последней ступени.

Проведенное авторами исследование позволяет интерпретировать известные решения для ротор-статор взаимодействия в пределах ступени турбины [7, 8] на взаимодействие рабочего колеса и задних стоек.

Таким образом, в интегрированную модель «турбина — выходной канал — стойки» должны войти, в частности, следующие параметры: расстояние от выходного сечения рабочего колеса до входных кромок стоек, количество стоек, их расположение относительно лопаток соплового аппарата (СА) последней ступени ТНД.

Целесообразно отнести стойки от выходного сечения на расстояние, большее шага рабочей решетки. Величина оптимального расстояния будет зависеть от конструкции конкретной турбины. Учитывая тот факт, что влияющие на уровень шума аспекты течения в рассматриваемом канале аналогичны тем, что и в ступени турбины: нестационарное поле течения газа в турбине становится более упорядоченными при кратном числе лопаток в обоих венцах ступени [8]. Поэтому количество стоек должно быть по аналогии кратным числу лопаток венцов последней ступени.

Известно, что шум внутренних источников ГТД имеет свойство рассеиваться. На степень рассеяния звука сильно влияет интенсивность и толщина турбулентного слоя смещения. Рассматривая ком-

поновку двигателя в целом можно сказать, что на снижение шума турбины и затурбинного канала со стойками будут влиять особенности конструкции сопел контуров. При высокой степени двухконтурности, прогнозируемой для перспективных ТРДД, целесообразен короткий внешний контур. В этом случае турбулентный слой смещения будет толще, а рассеяние тонального шума турбины и затурбинного канала будет выше, чем при расположении сопел в одной плоскости.

Помимо этого, шум турбины ТРДД напрямую зависит от параметров, влияющих, в частности, и на ее эффективность, причем это влияние носит очень сложный и неоднозначный характер. Для повышения КПД перспективной турбины может быть применен эффект снижения профильных потерь при натекании на лопатку вихревого следа вышележащего по потоку профиля. Была обнаружена зависимость параметров процесса от окружной ориентации несмежных лопаточных венцов при одинаковом или кратном количестве лопаток в них [9]. Этот эффект, получивший название «clocking-эффект», достигается тем, что следовая неравномерность по турбулентному возмущению, в отличие от других параметров следа, например, относительной скорости потока, сохраняется в спутных следах вниз по течению на протяжении нескольких венцов.

Таким образом, для нижестоящих по течению лопаточных рядов существуют такие положения относительно турбулентных возмущений, созданных вышестоящими по потоку лопатками, которые являются благоприятными или неблагоприятными по отношению к определенному параметру. Определено, что в случае прохождения аэродинамического следа профилей в серединах межлопаточных каналов последующего лопаточного венца потери будут максимальными; если же след попадает на профиль следующего венца, то суммарные потери уменьшаются [10].

Известен ряд работ, посвященных снижению аэродинамического шума турбины в источнике (например, [7, 8, 10]). Нельзя не согласиться с доводами и рекомендациями авторов данных работ. Но вместе с тем, проведенные автором экспериментальные и аналитические исследования приводят к выводам, что описываемые способы снижения шума лопаточных венцов имеют частный ха-

рактар и не могут применяться в широком диапазоне конструктивных особенностей венцов современных и перспективных турбин.

В рассматриваемых конструкциях не учтено значительное влияние на следовую неравномерность, являющуюся основным источником шума в решетке, таких параметров, как угол установки профиля, ширина решетки, максимальная кривизна профиля и величина осевого зазора. Без учета этих параметров можно не только не получить эффект снижения аэродинамического шума, а наоборот — усилить его за счет расположения лопаток последующих венцов в зонах наибольших следовых неравномерностей, что вызывает увеличение аэродинамического шума.

Обобщение проведенных авторами газодинамических и акустических экспериментальных исследований плоских моделей ступени турбины при различных ориентациях (углах установки) лопаток (в нашем эксперименте — соплового аппарата) позволяет сделать уточненную рекомендацию по размещению лопаток второго соплового аппарата, а именно, их установке со смещением по выходной кромке на расстояние  $z = \frac{\Delta_o}{\text{tg}\gamma}$ , где  $\Delta_o$  — величина осевого зазора,  $\gamma$  — угол установки предыдущего профиля.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечение создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор).// Под общей редакцией В.А. Скибина и В.И. Солонина. — М: ЦИАМ, 2010.
2. Самохин В. Ф. Шум ГТД. Введение в авиационную акустику. — М.: Изд-во МАИ, 2007.
3. Dr. Norbert Arndt. Environmentally friendly aero-engines for the 21<sup>st</sup> century. CEAS. Berlin 12<sup>th</sup> September 2007, Rolls-Royce Deutschland.
4. Ланшин А.И., Палкин В.А., Федякин В.Н.// Анализ тенденций развития двигателей для самолетов гражданской авиации. Двигатель, №6, 2010. с.2–5.
5. Богомолов Е.Н. Гидродинамика вторичных течений в турбомашинах. Часть 2. — Рыбинск, изд-во РГАТА, 1998.
6. Белова С.Е. Акустическая безопасность перспективных пассажирских самолетов.// Вестник РГАТУ имени П.А. Соловьева. 2012. №1 (22), с. 8–14.

7. Муравченко Ф.М., Лапотко В.М., Кухтин Ю.П., Резник С.Б., Попуга А.И. Оценка акустического взаимодействия венцов турбины вентилятора двигателя Д-18Т. // Вестник двигателестроения. 2006. №1. с.14–19.

8. Савин Н.М., Сарен В.Э. Гидродинамическое взаимодействие венцов в системе ротор-статор осевой турбомашин. // Изв. РАН. МЖГ. 2000. №3. с. 145–158.

9. Августиневич В.Г., Иноземцев А.А. и др. Нестационарные явления в турбомашин. // УО РАН, Екатеринбург-Пермь, 1999. — 280 с.

10. Патент РФ №2280169 «Осевая турбомашин с пониженным уровнем пульсаций давления, возбуждающих вибрации лопаток и излучаемый шум».

УДК 621.438

С.Е. Белова, Е.Н. Богомолов,  
И.А. Немтырева, С.Ю. Яковлева

ОАО «НПО «Сатурн», г.Рыбинск, Россия  
yakovleva.syu@yandex.ru

## **ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДВУХКОНТУРНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Перспективные турбореактивные двухконтурные двигатели (ТРДД), разрабатываемые для ввода в эксплуатацию в 2020–2035 гг., по общему мнению аналитиков, будут обладать большими и сверхбольшими степенями двухконтурности, высокими температурами и значительными уровнями степеней повышения давления в компрессоре (для примера — в табл. 1 приведены цели NASA для перспективных ТРДД самолетов поколений N2A, N2B) [1].

Известно, что газодинамическая нагрузка на турбину высокого давления (ТВД) в турбореактивных двухконтурных двигателях (ТРДД) с большими и сверхбольшими степенями двухконтурности оказывается весьма высокой, так же как и потребный перепад давлений на турбине, несмотря на обычно высокую температуру газа.



Таблица 1

## Основные параметры перспективных ТРДД самолетов поколений N2A, N2B по версии NASA

	N2A								N2B	
	$\pi^*_{в} = 1,4$		$\pi^*_{в} = 1,5$		$\pi^*_{в} = 1,6$		$\pi^*_{в} = 1,7$		$\pi^*_{в} = 1,5$	
	H = 0, M = 0	H = 9,5 M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5 M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5 M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5 M = 0,8	H = 0, M = 0	H = 9,5 M = 0,8
$m$	17,41	16,55	12,86	12,41	9,94	9,76	7,91	7,93	11,5	11,3
$\pi^*_{\Sigma}$	43,7	48,4	43,6	46,4	43,5	44,9	43,6	43,6	45	46
Тяга R, кН	~333	~66,7	~320	~66,7	~310	~66,7	~304	~66,7	~218	~44,5
$T^*_{\Gamma}, \text{ К}$	2200	1966	2200	1940	2200	1922	2200	1910	2200	1945
$T^*_{\text{грк}}, \text{ К}$ (на входе в РК1)	2112	1891	2112	1886	2112	1850	2112	1838	2112	1871

Поэтому большинство перспективных и реализованных проектов характеризуется двухступенчатыми ТВД, что, однако, чревато снижением качества двигателя из-за ухудшения массовых характеристик, роста стоимости производства и ремонта, падением эффективности в связи с неизбежным усложнением системы охлаждения и увеличением расходов охлаждающего воздуха.

Таким образом, сокращение ступеней ТВД ТРДД с высокими степенями двухконтурности без потери ее эффективности — задача, весьма актуальная для современного и перспективного авиадвигателестроения.

Но вместе с тем, невзирая на большие возможности, такие турбины имеют и ряд ограничений, среди которых основными являются: большие потери кинетической энергии в лопаточных венцах турбины при больших числах Маха протекающего потока газа; трудности обеспечения оптимальной быстроходности ступени (отношение окружной скорости рабочего колеса  $U$  к располагаемой скорости газа в ступени  $C_{ад}$ ); трудности уравнивания осевых сил ротора турбокомпрессора газогенератора двигателя.

Рассмотрим эти проблемы, базируясь на известных данных, полученных исследователями и проектировщиками газовых турбин.

Проанализировав характеристики высоконагруженных (сверхзвуковых) турбинных решеток, основываясь на экспериментальных данных [2, 3], можно сделать следующие основные выводы.

Для большинства решеток характерен близкий к монотонному рост коэффициента профильных потерь  $\zeta_{пр}$  с ростом чисел Маха на выходе из решетки ( $M_2$ ) в закритической области. Однако, решетки, спрофилированные с весьма умеренным сужением межлопаточного канала вблизи горла, обладают свойством почти монотонного снижения коэффициента потерь с ростом  $M_2$  в закритической области, вплоть до уровня близкого к значению потерь при малых докритических числах Маха. А решетки, имеющие небольшую вогнутость спинки за горлом, обладают более высоким коэффициентом полезного действия на больших сверхкритических скоростях, чем на докритических режимах. Типичная зависимость  $\zeta_{пр}$  от теоретической приведенной скорости на выходе  $\lambda_{2ад}$  для таких решеток представлена на рис. 1, заимствованным из работы [2].

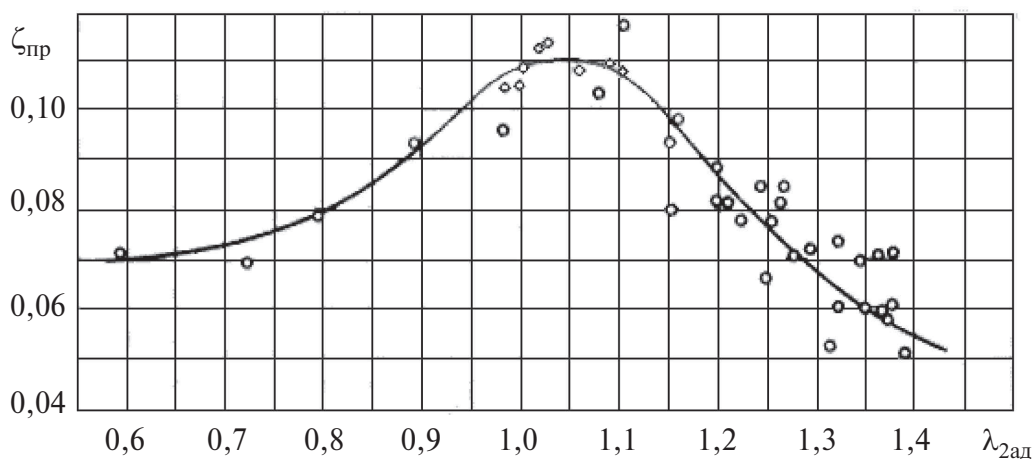


Рис. 1. Зависимость  $\zeta_{пр}$  от теоретической приведенной скорости на выходе  $\lambda_{2ад}$

На основании сказанного можно сделать вывод, что использование высоконагруженных сверхзвуковых решеток при соответствующем их профилировании не будет сопровождаться снижением КПД ступени турбины с высокой газодинамической нагрузкой.

Авторы провели расчет параметров такой ступени. В результате определено, что при температуре газа перед турбиной  $T_{г}^* = 2000 \text{ К}$  и при степени понижения давления в ступени  $\pi_{ст}^* = 8$ , что соответствует (с учетом понижения температуры газа за счет подмешивания воздуха из системы охлаждения соплового аппарата) максимальная располагаемая скорость газа в ступени составит  $C_{ад} = 1320 \text{ м/с}$ . Следовательно, для обеспечения отношения  $U/C_{ад}$ , близкого к оптимальному, потребуется окружная скорость  $U = 660 \text{ м/с}$ , что согласно исследованию, выполненному в работе [4], будет отвечать требованиям прочности при соблюдении отношения среднего по проточной части диаметра ступени  $D_{Гср}$  к длине рабочей лопатки  $h_{л} \sim 25$ . Но столь малые значения  $h_{л}$  могут вызвать значительный рост вторичных потерь  $\zeta_{вт}$  в лопаточных венцах ступени, что приводит к недопустимому снижению КПД турбины. Результаты многочисленных экспериментальных исследований вторичных потерь в турбинных решетках [5] могут быть обобщены в виде зависимости  $\zeta_{вт} = f(h_{л}/a_{г})$ , (где  $a_{г}$  — ширина

горла решетки), которая представлена на рис. 2, где цифры в кружочках указывает номер решетки, параметры которых и источник результатов исследований приведены в таблице, в которой  $\beta_1$  и  $\beta_2$  — входной и выходной углы решетки соответственно,  $b$  — хорда профиля.

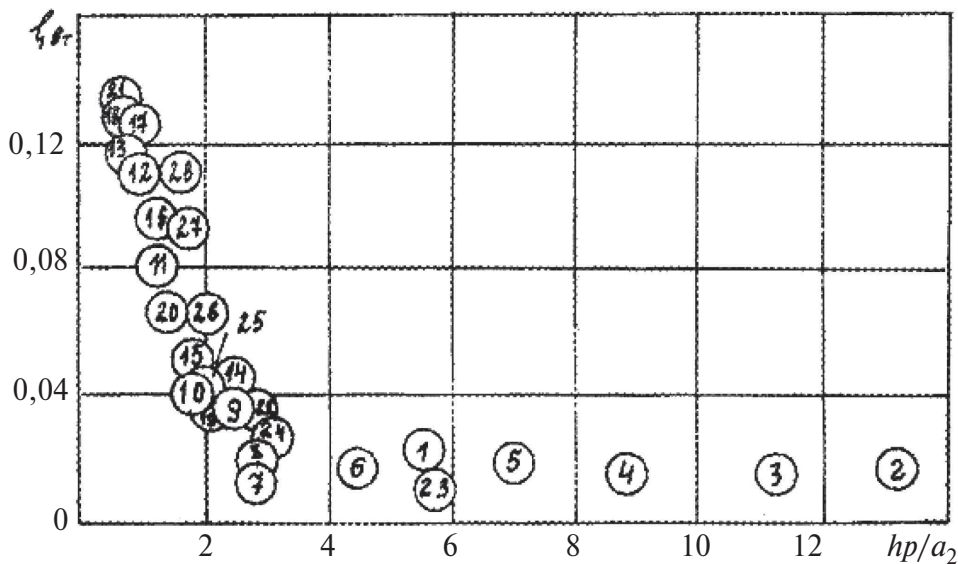


Рис. 2. Вторичные потери в реактивных решетках

Из рис. 2 следует, что при  $h_{л} / a_{Г} < 3$  снижение  $h_{л} / a_{Г}$  сопровождается весьма резким увеличением  $\zeta_{вТ}$ . Оценить величину  $h_{л} / a_{Г}$  можно на ранних стадиях проектирования, исходя из следующих соображений. Ширина лопаточного венца равна  $b = l \cdot \sin \gamma$ , где  $l$  — хорда профиля;  $\gamma$  — угол установки профиля (угол между хордой профиля и фронтом решетки), а также, что ширина горла решетки определяется выражением  $a_{Г} = t \cdot \sin \alpha_{1p}$ , где  $t$  — шаг решетки;  $\alpha_{1p}$  — выходной угол решетки, можно записать

$$\frac{h_{л}}{a_{Г}} = \frac{\frac{h_{л}}{b} \cdot \sin \gamma}{\frac{t}{l} \cdot \sin \alpha_{1p}} \quad (1)$$

Согласно статистическим данным [6]

$$\frac{h_{л}}{b} = \frac{16,4}{\frac{D_{Г\text{ ср}}}{h_{л}} - 0,25} \quad (2)$$

$$\gamma = 70 - 0,127(\alpha_0 - \alpha_{1p}) - 0,0041(\alpha_0 - \alpha_{1p})^2, \quad (3)$$

где  $\alpha_0$  — входной угол решетки.

Относительный шаг решетки в формуле (1) целесообразно принимать равным оптимальному с газодинамической точки зрения, для определения которого можно воспользоваться эмпирической формулой В. И. Дышлевского, имеющей для соплового аппарата вид:

$$\frac{t}{l} = 0,45 \cdot \left[ \frac{180}{180 - (\alpha_0 - \alpha_{1p})} \cdot \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_{1p}} \right]^{1/3} \cdot (1 - \bar{C}_{\max}), \quad (4)$$

где  $\bar{C}_{\max} = C_{\max} / b$  — относительная максимальная толщина профиля, для охлаждаемых сопловых лопаток  $\bar{C}_{\max} = 0,2$ .

Поскольку речь идет о первой ступени, то входной угол решетки можно принять равным  $\alpha_0 = 90^\circ$ , а выходной принимаем минимально возможным, то есть  $\alpha_{1p} = 10^\circ$ . По той же причине отношение  $D_{T\text{ ср}}/h_{\text{л}}$  в формуле (2) можно принять равным 25.

В итоге получено:  $t/l = 0,8456$ , формула (3) дает  $\gamma = 33,6^\circ$ , а формула (2) —  $h_{\text{л}}/b = 0,6626$ , так что на основании (1) —  $h_{\text{л}}/a_{\text{Г}} = 2,5$ , что соответствует повышенным вторичным потерям (рис. 2). Однако формула (4) получена по результатам продувки дозвуковых решеток в области оптимальных в отношении потери кинетической энергии приведенной скорости ( $\lambda_{2\text{ад}} = 0,8$ ), тогда как в области больших скоростей, соответствующих высоконагруженным ступеням, оптимальный относительный шаг решетки оказывается значительно меньшим. По результатам экспериментальных исследований [6] отмеченное снижение  $(t/l)_{\text{опт}}$  при увеличении приведенной скорости. С учетом этой поправки для сверхзвуковых решеток  $(t/l)_{\text{опт}}$  будет существенно ниже по сравнению с величиной, определенной по формуле (4) и, следовательно, условие  $h_{\text{л}}/a_{\text{Г}} \geq 3$ , отвечающее низким вторичным потерям, будет выполнено.

В некоторых современных отечественных и зарубежных программах разработки двигателей рассматриваются варианты одноступенчатых высоконагруженных ТВД. Например, создается единая платформа одноступенчатой ТВД для использования

Таблица 2

## Характеристики реактивных решеток

№ П/П	$\beta_1^\circ$	$\beta_2^\circ$	$h_{л}/b$	$h_{л}/a_{Г}$	$\zeta_{вГ}$	$\lambda_{2ад}$	Источник
1	90	16,67	2,25	5,51	0,022	0,83	7
2	90	13,75	2,20	13,16	0,016	0,83	7
3	90	14,75	2,20	11,20	0,014	0,83	7
4	90	16,67	2,20	8,82	0,015	0,83	7
5	90	18,50	2,20	6,94	0,018	0,83	7
6	90	16,67	1,00	4,46	0,017	0,83	7
7	90	16,14	0,425	2,45	0,037	0,13	8
8	90	16,14	0,303	1,76	0,041	0,13	8
9	90	16,14	0,212	1,24	0,082	0,13	8
10	90	16,14	0,167	0,90	0,110	0,13	8
11	90	16,14	0,121	0,70	0,117	0,13	8
12	90	16,14	0,425	2,45	0,046	0,13	8
13	90	16,14	0,303	1,76	0,052	0,13	8
14	90	16,14	0,212	1,24	0,095	0,13	8
15	90	16,14	0,167	0,99	0,125	0,13	8
16	90	16,14	0,121	0,70	0,127	0,13	8
17	90	14,00	0,27	2,08	0,038	1,1	9
18	90	14,00	0,18	1,39	0,066	1,1	9
19	90	14,00	0,09	0,69	0,130	1,1	9
20	90	14,00	0,36	2,78	0,036	1,1	9
21	90	19,58	1,3	5,68	0,010	0,85	10
22	90	19,58	0,69	3,02	0,026	0,85	10
23	90	19,58	0,43	1,89	0,041	0,85	10
24	90	19,58	0,45	1,96	0,064	0,85	10
25	90	19,58	0,39	1,70	0,091	0,85	10
26	90	19,58	0,36	1,58	0,111	0,85	10

в двигателях узкофюзеляжных (CFM56), региональных (CF34–10) и широкофюзеляжных самолетов типа GE90 («GE Aircraft Engines»). Степень расширения такой турбины достигнет 5,5, и разрабатывается она по программе правительства США Ultra Efficient Turbine Engine и в рамках собственной технологической программы GE Aircraft Engines TECH56 (рис. 3). Эти работы должны существенно сократить преимущества двухступенчатой ТВД по эффективности.

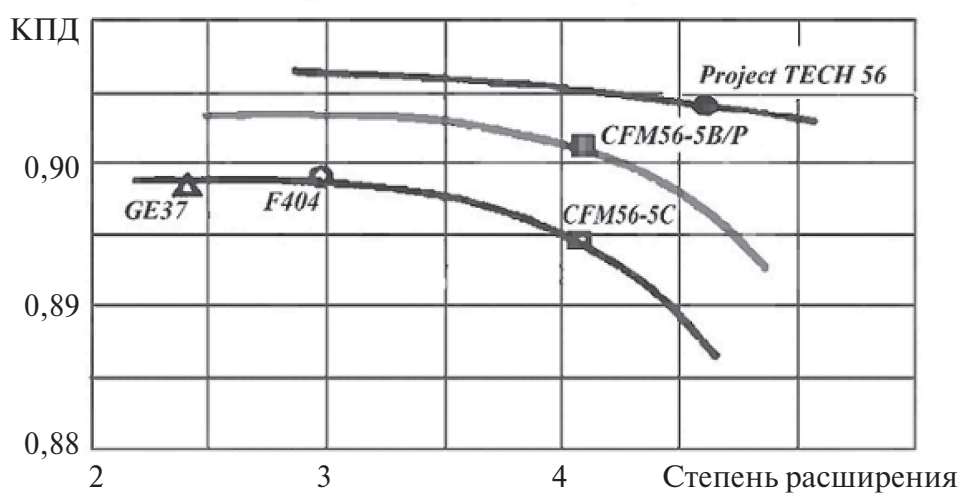


Рис. 3. Прогресс в КПД одноступенчатых ТВД GE Aircraft Engines

С учетом всех рекомендаций, данных в настоящей работе, на ОАО «НПО «Сатурн» спроектирована ТВД перспективного двигателя для летательного аппарата. Проектирование и оптимизация аэродинамической эффективности турбины проводились на основании 3D газодинамических расчетов пространственного турбулентного течения газа (решение уравнений Навье-Стокса, осредненных по числу Рейнольда с моделью турбулентности SST).

Для увеличения нагрузки турбины с целью повышения первичного КПД ТВД выполнена оптимизация проточной части за счет формирования оптимальных размеров перекрыш и минимизации потерь от вторичных течений. Были проведены исследования совокупного влияния количества сопловых и рабочих лопаток.

Кроме того для увеличения первичного КПД в конструкцию периферийной части пера рабочей лопатки внедрена наклонная коническая реборда.

Стоящая остро для двигателей такого типа проблема уравновешивания осевых сил турбокомпрессора решена за счет высокой степени реактивности ТВД ( $\rho \approx 0,5$ ) при температуре в горле соплового аппарата ( $T_{\text{грк}}^* \approx 1900 \text{ К}$ ). Проблема охлаждения ротора турбины решена за счет организованной особым образом развитой конвективно-пленочной системы охлаждения. Для охлаждения ротора ТВД отбирается воздух из вторичной КС, кондиционированный через воздухо-воздушный теплообменник, статор ТВД охлаждается воздухом из вторичной полости камеры сгорания. Для интенсификации охлаждения выходной кромки и одновременно снижения кромочных потерь кинетической энергии организован выдув охлаждающего воздуха до «горла» межлопаточных каналов за счет подрезки определенным образом выходной кромки (информация запатентована).

Таким образом, турбина, спроектированная с учетом всего вышесказанного, показала при испытаниях КПД близкий к 90 %, что является максимально возможным для одноступенчатой турбины при заданном коэффициенте газодинамической нагруженности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Белова С.Е. Акустическая безопасность перспективных пассажирских самолетов.// Вестник РГАТУ имени П.А. Соловьева. 2012. №1 (22), с. 8–14.
2. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М., Колесов А.Н., Мухтаров М.Х. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: изд-во ЦИАМ, 1990. — 393 с.
3. Шляхтенко С. М., Сосунов В. А. и др. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. — 432 с.
4. Богомолов Е. Н., Вятков В. В., Ремизов А. Е. Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов турбин современных ГТД. М.: РАН, 2012. — 168 с.
5. Гречаниченко Ю.В., Нестеренко В.А. Вторичные течения в решетках турбомашин. Харьков: Вища школа, 1983. — 120с.



6. *Пфайфле Э.Э.* Экспериментальное исследование геометрических, режимных параметров и методика расчета осевых микротурбин авиационных агрегатов и технологических устройств: Автореф. Дис. канд. техн. наук. Самарск. авиац. институт — Самара 1991. — 16с.

7. *Гольцев В.В., Кадетов А.П.* Определение потерь в прямых турбинных решетках. // Труды ЦИАМ — М. 1981. №375. — 16 с.

8. *Абианц В.Х.* Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979. — 246 с.

9. *Клебанов А.Г., Мамаев Б.И.* Оптимальный шаг турбинной решетки. // Теплоэнергетика. 1969. №210. С. 59–59.

10. *Benzakein M.J.* Propulsion Strategy for the 21st Century — A Vision into the Future. ISABE-2001–1005.

# ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

---

УДК 621.438-71

*А.М. Лапин*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

По результатам теплового анализа рабочих лопаток второй ступени турбины компрессора (РЛ II) турбовального двигателя улучшена равномерность распределения расходов воздуха в системе подвода РЛ II двигателя прототипа. Проведено сравнение теплового состояния РЛ II двигателя прототипа с результатами термометрирования. Показаны резервы повышения эффективности охлаждения рассмотренной РЛ II. Показана эффективность мероприятия на примере теплового состояния РЛ II с доработанной системой подвода.

### **Введение**

Охлаждаемая турбинная лопатка имеет сложное пространственно-временное температурное поле, которое в инженерной практике определяют в результате решения трехмерной нелинейной задачи теплопроводности [1].

В работе реализована система двух сопряженных задач конвективного теплообмена: от газа к лопатке (внешняя задача) и от лопатки к воздуху (внутренняя задача) с общим температурным полем лопатки.

Прямое вычисление гидравлического сопротивления с учетом активного сопротивления вращающихся внутренних каналов [2],

позволяет получить поле скоростей и давлений в системе охлаждения рабочей лопатки, при этом учитывается максимальное число факторов, определяющих теплообмен. Подогрев воздуха уточняется в ходе итерационного решения сопряженной задачи.

При создании теплонапряженного узла авиационного ГТД на этапе верификации расчетной модели необходимо сравнение результатов расчетов с данными замеров на двигателе. В работе проведено сравнение рассчитанного теплового состояния РЛ II с результатами термометрирования.

По результатам моделирования системы охлаждения РЛ II двигателя прототипа установлено, что в исходной конструкции системы подвода может быть улучшена равномерность распределения расходов воздуха по лопаточному венцу. Задачей работы является повышение эффективности охлаждения рабочей лопатки II ступени турбины компрессора. Проработано мероприятие, обеспечивающее равномерное распределение расходов воздуха между лопатками второго рабочего колеса (РК) турбины компрессора.

### **Расчетная модель**

В качестве прототипа выбрана рабочая лопатка второй ступени турбины компрессора турбовального двигателя. В системе подвода охлаждающего воздуха к РЛ II двигателя прототипа каждый межреберный канал покрывного диска подводит воздух к двум лопаткам, см. рис. 1, а. Для выполнения условия окружной периодичности в область определения задачи включено два межлопаточных канала со стороны проточной части и две соседние РЛ II, см. рис. 1 б. Схема граничных условий (ГУ) показана на рис. 1, в. Численные расчеты проведены с использованием одного из лицензионных коммерческих пакетов.

Методология построения расчетной сетки, параметры решателя и модель турбулентности аналогичны указанным ранее в [3]. В отличие от сопловых лопаток, тепловой расчет которых производится с учетом окружной неравномерности температуры газа, рабочие лопатки, вращающиеся с оборотами  $n_j$   $j$ -го режима, воспринимают радиальную неравномерность полной температуры газа в относительном движении. Температура газа задана эпюрой  $T_w^*(R)$ .

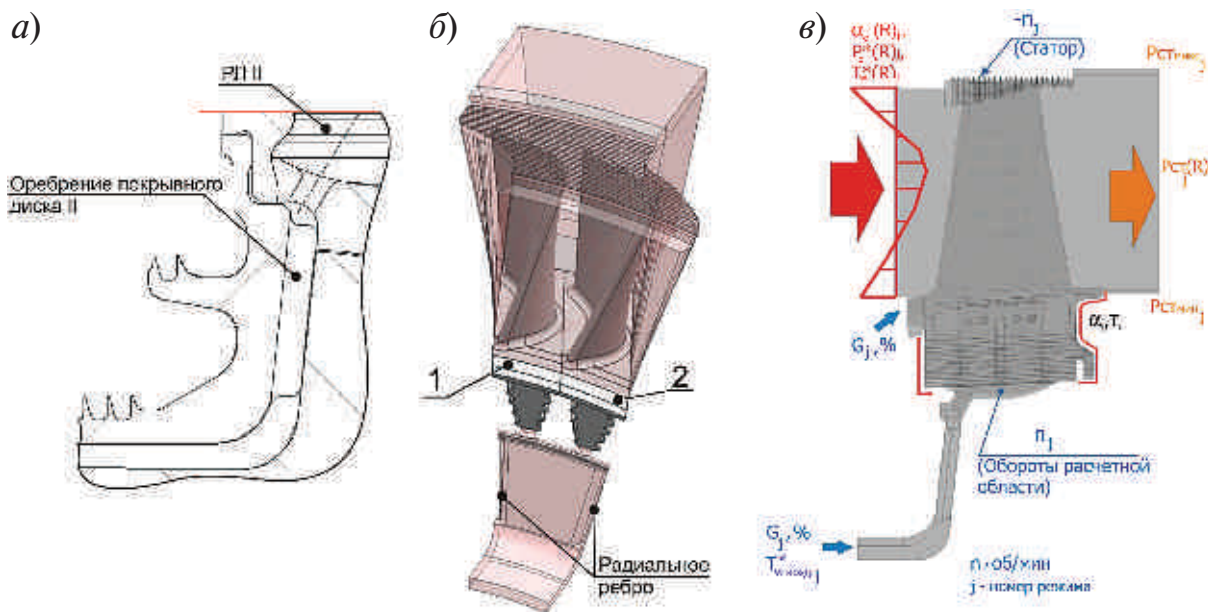


Рис. 1. *а* — оребрение покрывного диска II; *б* — область определения РЛ II; *в* — схема ГУ

В качестве ГУ со стороны охлаждающего воздуха заданы расход  $G_{\text{возд}}$  и температура в относительном движении  $T_w^*$ . К входному сечению проточной части приложены полное давление продуктов сгорания  $P_c^*(R)$ , угол закрутки потока  $\alpha_c(R)$ , обеспечена  $T_w^*(R)$ ; к выходному сечению — эюра  $P_{ст}(R)$ . Интенсивность турбулентности газа задана на уровне 10 % с отношением турбулентной и ламинарной вязкостей  $\mu_t/\mu = 100$ . К замку РЛ II приложены ГУ III рода. В местах контакта хвостовика рабочей лопатки с диском задан контактный коэффициент теплоотдачи, температура диска уточнялась в ходе расчета.

### Верификация

Сравнение температур наружных точек профиля лопатки с результатами термометрирования, показано на рис. 2.

Термометрирование проводилось датчиками ИМТК (индикатор максимальной температуры кристаллический) в среднем сечении. Температуры металла приведены по относительной длине  $L$  профиля в безразмерном виде  $T/T_w^*_{\text{макс}}$ , где  $T_w^*_{\text{макс}}$  — максимальное значение температуры газа в относительном движении.

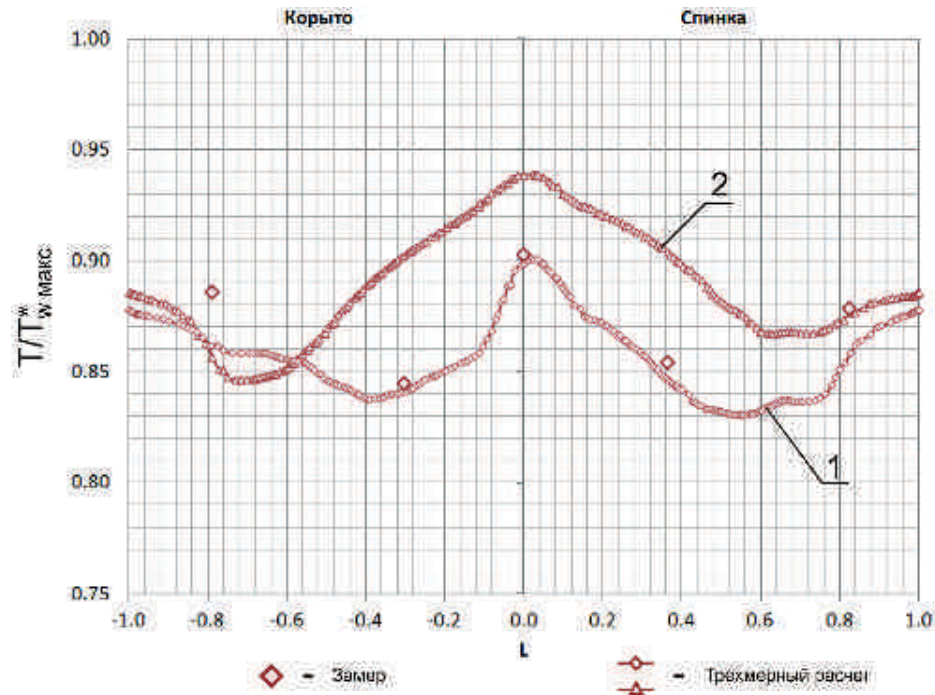


Рис. 2. Сравнение с термометрированием двух моделируемых лопаток: «1» — лопатка расположена со стороны давления радиального ребра, «2» — со стороны разрежения

Поскольку моделировались две лопатки, то на рис. 2 показаны температуры наружных точек профиля двух соседних лопаток в среднем сечении. Кривая №2 соответствует лопатке № 2 с рис.1, б, расположенной со стороны разрежения радиального ребра покрывного диска II.

Как видно из рис. 2, уровень температур лопатки № 1 при вычислительном моделировании хорошо согласуется с результатами термометрирования. В то же время, обнаружено различие в тепловом состоянии соседних РЛ II, устранение которого является целью настоящей работы. Из результатов верификации следует, что созданную расчетную модель допустимо применять для анализа теплового состояния РЛ II и оценки эффективности вводимых мероприятий.

### Анализ исходной конструкции

Для оценки эффективности системы охлаждения РЛ II двигателя прототипа применен безразмерный коэффициент эффектив-

ности охлаждения  $\theta$ , выраженный через полные температуры в относительном движении газа и охлаждающего воздуха:

$$\theta = (T_w^* - T_{\text{лоп}}) / (T_w^* - T_{w \text{ возд}}^*),$$

где  $T_w^*$  — среднemasсовая полная температура газа в относительном движении, К;  $T_{w \text{ возд}}^*$  — температура воздуха в относительном движении на входе в область определения, К;  $T_{\text{лоп}}$  — температура лопатки, К.

На рис. 3 показаны величины  $\theta$  соседних лопаток, вычисленные в сечениях по радиусу, в зависимости от высоты профиля  $H$ . По результатам анализа исходной конструкции выявлено существенное отличие в эффективности охлаждения соседних лопаток в венце рабочего колеса. Разница в эффективности охлаждения между соседними лопатками обусловлена взаимным расположением входов в лопатки и радиальных ребер покрывного диска, см. рис. 5, а. Лопатка, вход в которую расположен со стороны давления радиального ребра, получает в 2.5 раза больший расход, чем «обедненная» лопатка.

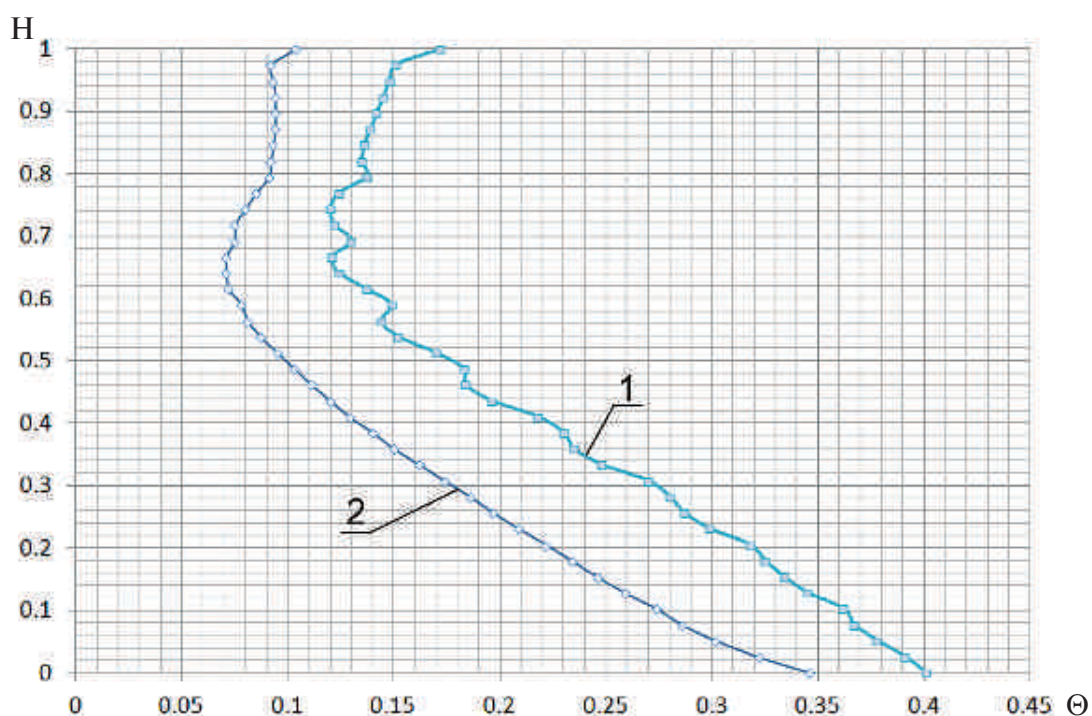


Рис. 3. Коэффициенты эффективности охлаждения соседних РЛ II двигателя прототипа. «1» — лопатка расположена со стороны давления радиального ребра, «2» — со стороны разрежения

Следует отметить, что рассматриваемая рабочая лопатка II ступени турбины компрессора — низконапорная, величина относительного расхода воздуха на лопаточный венец составляет менее 0.6 % от расхода воздуха на входе в компрессор, что делает ее, как видно из рис. 3, зависимой от шага оребрения в системе подвода. При постоянном суммарном относительном расходе воздуха на лопаточный венец, в нем образуются «обедненные» лопатки. Таким образом, при сохранении суммарного относительного расхода, эффективность охлаждения «обедненных» РЛ II может быть увеличена за счет обеспечения равномерного распределения воздуха по лопаткам.

### Эффективность мероприятия

Для выравнивания распределения расходов воздуха по лопаточному венцу РК II ступени турбины компрессора число ребер на покрывном диске выполнено кратным числу лопаток, см. рис. 4.

На рис. 5 показаны линии тока воздуха при обтекании радиальных ребер покрывного диска до и после мероприятия.

На рис. 6 показано увеличение безразмерного коэффициента эффективности охлаждения наиболее горячих РЛ II после внедрения мероприятия в систему подвода.

Наиболее ярко эффективность мероприятия иллюстрирует рис. 8, на котором показана разность максимальных температур в сечениях по радиусу между соседними лопатками. В исходной конструкции разница  $\Delta T_{\text{макс}}$  в сечениях достигает 44К. Как видно из рис. 8, после внедрения мероприятия в систему подвода тепловое состояние лопаток в венце РК II выровнялось, и  $\Delta T_{\text{макс}}$  не превышает 2К.

В работе определен и устранен один из источников снижения эффективности охлаждения РЛ II. С экономической точки зрения, проведенные исследования выгодны тем, что позволяют, не затрагивая технологический процесс литейного производства РЛ II,

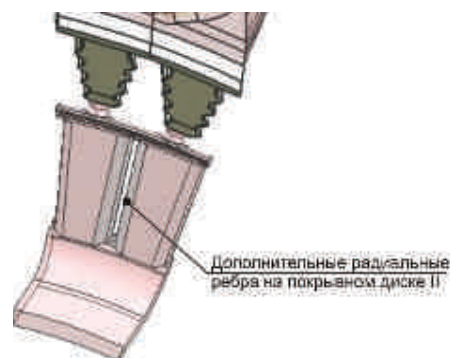


Рис. 4. Предлагаемая конструкция системы подвода к РЛ II

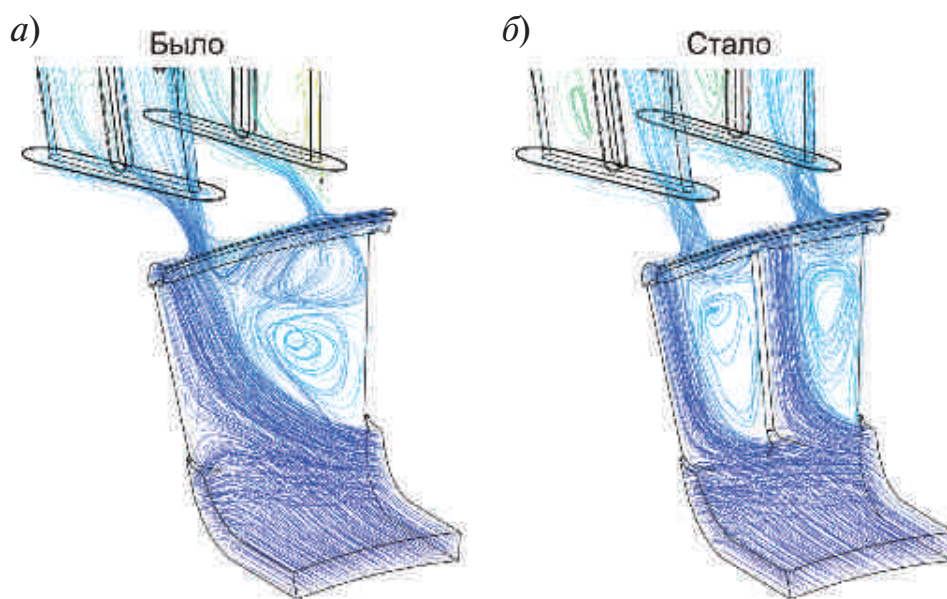


Рис. 5. Линии тока при обтекании ребер покрывного диска в исходной конструкции (а) и с мероприятием в системе подвода (б)

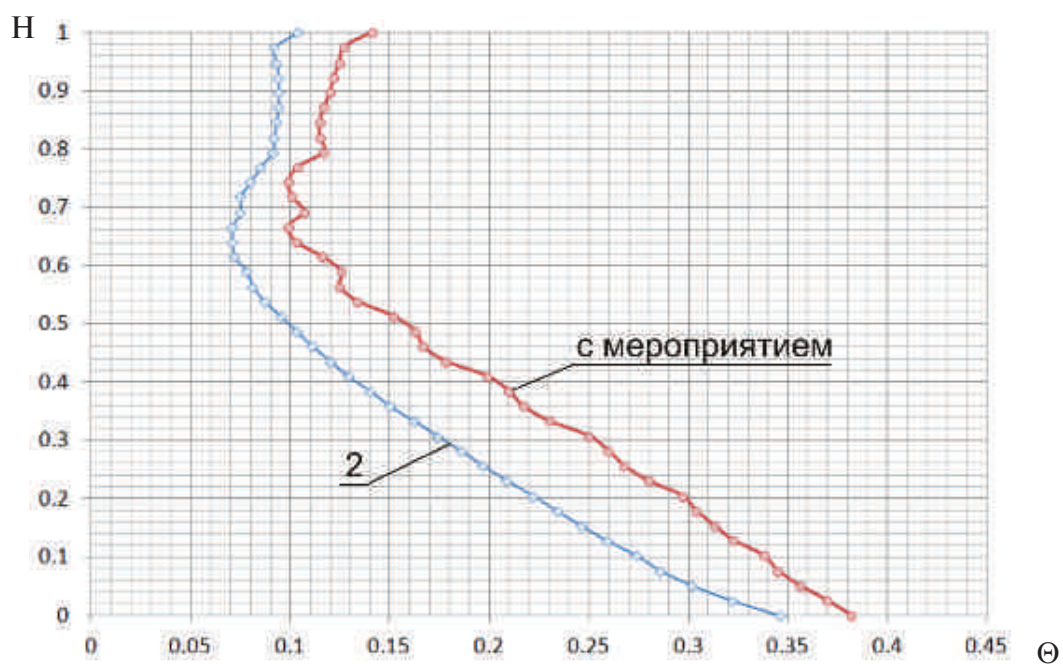


Рис. 6 Коэф. эффективности охлаждения  $\theta$  лопатки №2 в исходной конструкции (слева) и с мероприятием в системе подвода (справа)



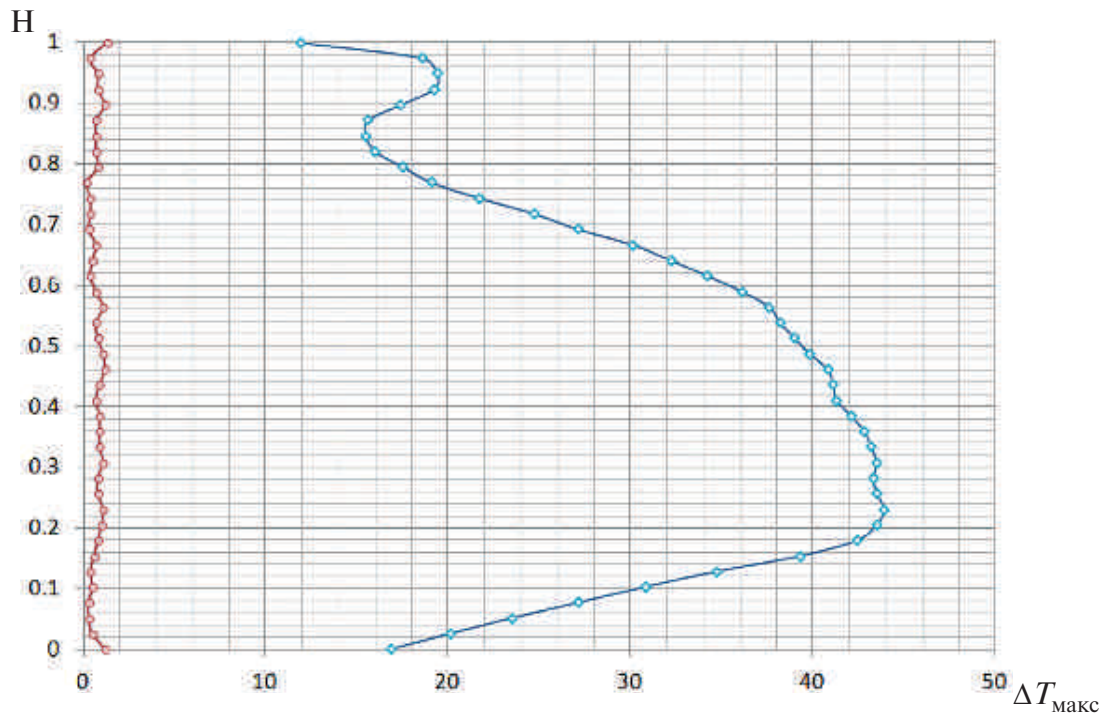


Рис. 7. Разница максимальных температур в сечениях по радиусу между соседними лопатками в исходной конструкции (справа) и с мероприятием в системе подвода (слева)

с помощью мероприятия в системе подвода обеспечить на перспективном двигателе равномерное охлаждение лопаточного венца рабочего колеса II ступени.

### Заключение

С помощью современных вычислительных средств, проведена ревизия системы охлаждения РЛ II двигателя прототипа. Трехмерная расчетная модель РЛ II, верифицированная по результатам термометрирования, позволила выявить резервы повышения эффективности охлаждения лопаточного венца.

Разработано мероприятие, позволяющее в перспективном двигателе обеспечить равномерное охлаждение лопаточного венца рабочего колеса II ступени турбины компрессора.

Обоснованное в настоящей работе мероприятие при сохранении суммарного относительного расхода исключило появление «обедненных» лопаток в рабочем колесе второй ступени турбины компрессора и повысило их эффективность охлаждения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Chunill Nah*. Numerical study of three-dimensional flow and heat transfer near the endwall of turbine blade row. // AIAA Pap. — 1989. — №1689. — С. 1–6.
2. Метод и программа расчета систем охлаждения газовых турбин. Научно-технический отчет Харьковского политехнического института. № П-85. / Слитенко А.Ф. — Харьков, 1983. — 68 с.
3. *Кузнецов Н.Б., Лапин А.М.* Расчет теплового состояния сопловой лопатки первой ступени турбины при максимальном уровне неравномерной полной температуры газа. // Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские Чтения 2012: Перспективные направления развития предприятий авиадвигателестроения», — Санкт-Петербург, 2012. — С. 96–107.

УДК 629.7.035.3+629.7.036.3

*В.М. Низовцев, К.В. Никитин*

Военно-космическая академия имени А.Ф. Можайского,  
Санкт-Петербург, Россия  
nikitinkv@yandex.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ СИСТЕМ ОТВОДА ТЕПЛА С РАЗВИТЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ГАЗОТУРБИННЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Выполнено моделирование процессов конвективного теплообмена в каналах с развитыми пластинчато-ребристыми поверхностями систем отвода тепла газотурбинных авиационных двигателей (ГТД). Предложена методика численного расчета гидродинамических и тепловых процессов в каналах с пластинчато-ребристыми поверхностями. Показано, что благодаря применению таких каналов с развитой поверхностью (теплообменников) и использованию для охлаждения вместо воздуха жидких теплоносителей возможно в 5–8 раз (и более) увеличить коэффициент теплоотдачи (КТО) при соответствующем уменьшении температуры тепловоспринимающей стенки и улучшении теплоинерционных свойств конструкции двигателя. Причем масса те-

плообменника (ТО) составит 4–8 % от массы охлаждаемого модуля авиационного двигателя.

Этим и определяется актуальность выбранного направления исследования и научная новизна полученных результатов.

Одним из основных факторов, определяющих возможность функционирования ГТД, является стабильность его теплового режима. Элементы конструкции двигательной установки работают в ограниченном температурном диапазоне. Отклонение температуры от допустимых пределов может привести к ухудшению характеристик двигателя, снижению его ресурса и, как следствие, к преждевременному отказу [1].

Существующие ГТД, как правило, имеют активные системы воздушного охлаждения. Воздух для охлаждения отбирается от компрессора, что приводит к снижению (потере) мощности и коэффициента полезного действия (КПД) двигателя. Кроме того, воздух, отбираемый от компрессора, имеет достаточно высокую температуру, которая составляет 400–500 К, что усложняет процесс охлаждения [2].

В то же время наблюдается тенденция к интенсификации процессов в системах двигательных установок (ДУ), вызванная жесткими требованиями к функциональным, массо-габаритным и энергетическим характеристикам оборудования ДУ, в том числе и систем охлаждения.

Подобные требования предопределили возможность широкого применения развитых компактных пластинчато-ребристых поверхностей в системах жидкостного охлаждения элементов конструкции ГТД (статоры, роторы, сопла, камеры сгорания). Это позволит обеспечить требуемый температурный режим модулей ГТД при меньших, чем обычно, массе и габаритах теплообменного оборудования, малых затратах энергии на организацию движения теплоносителя.

В качестве охлаждающей жидкости может использоваться топливо, необходимое для работы двигателя, или другие специальные жидкости, например, вода с антикоррозионными присадками, жидкости на органической основе и другие [3].

Выполнены оценки влияния параметров ТО (коэффициента теплоотдачи и скорости движения теплоносителя) на тепловое состояние элементов ДУ, обоснован выбор конструкции ТО с развитой поверхностью для системы охлаждения модулей ГТД.

Развитая пластинчато-ребристая поверхность, воздействуя на гидродинамику потока в канале ТО системы охлаждения, интенсифицирует теплоотдачу, в результате чего подводимый тепловой поток оказывается достаточно равномерно распределенным по объему охлаждающей жидкости, а температура тепловоспринимающей стенки канала значительно уменьшается. Известны компактные теплообменники с развитой поверхностью, образованной короткими пластинчатыми ребрами, где подобный эффект обусловлен разрывом и уменьшением толщины пограничного слоя при сохранении ламинарного режима движения теплоносителя [4].

Увеличение теплосъема с единицы поверхности в таких ТО позволяет создать благоприятные условия работы конструкции ГТД и, кроме того, существенно увеличить эффективность системы охлаждения при незначительных энергетических и массовых затратах.

Определенные затруднения в теплогидравлическом расчете подобных устройств [5] вызвали необходимость применить для исследования гидродинамики и теплообмена в них приближенный численный метод, реализуемый на ПЭВМ.

Поставленная задача формулируется следующим образом: необходимо рассчитать поля температур в стенках канала ТО и теплоносителе системы охлаждения, местные значения КТО (числа Нуссельта), а также изменение их во времени.

Схема развитой пластинчато-ребристой поверхности приведена на рис. 1. Расчетная схема к задаче представлена на рис. 2.

В соответствии с расчетной схемой сформулированы следующие основные допущения:

1) развитая поверхность теплообмена в виде коротких пластинчатых ребер (ПлР) моделируется внутренними источниками тепла, распределенными по объему жидкости в соответствии с характером изменения внешней тепловой нагрузки по длине канала и определяемыми аналитически или численно;

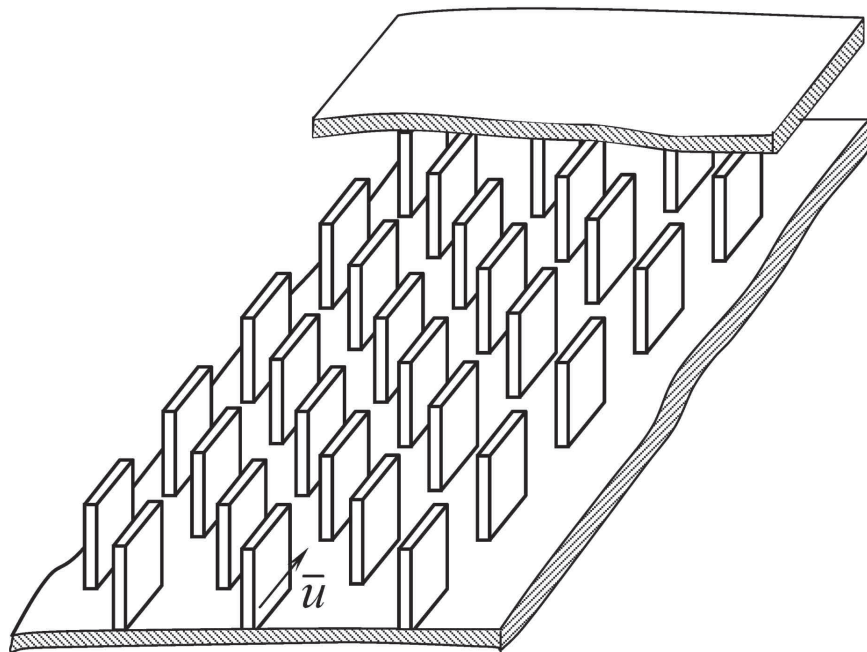


Рис. 1. Развитая прерывистая поверхность теплообмена, образованная короткими пластинчатыми ребрами

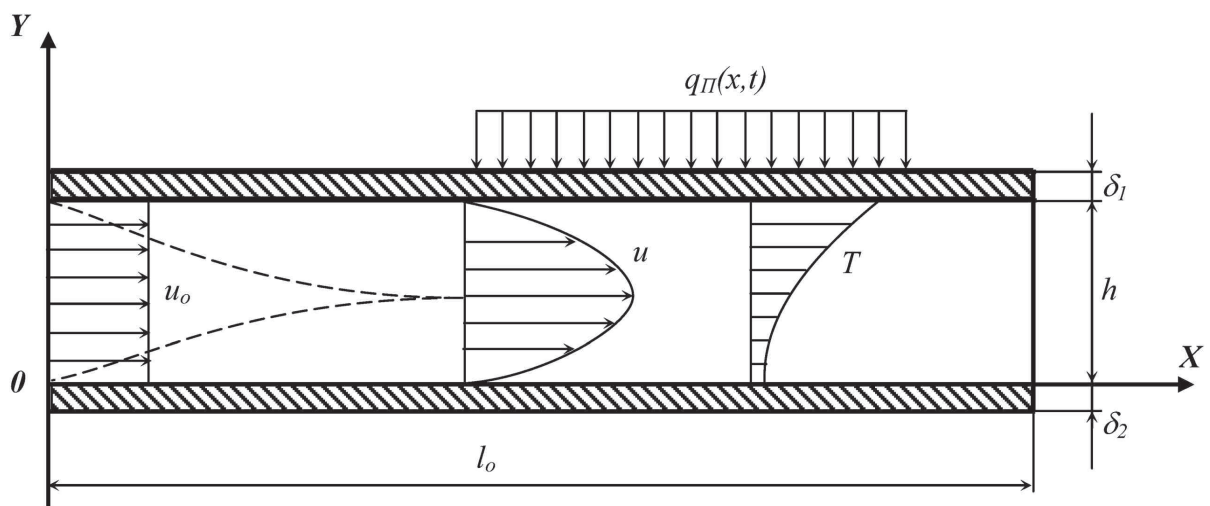


Рис. 2. Расчетная схема к задаче о конвективном теплообмене в канале ТО

2) теплофизические свойства материалов стенок канала не зависят от температуры;

3) жидкость несжимаемая;

4) режим движения ламинарный;

5) торцевые поверхности стенок канала на входе и выходе из него, а также наружная поверхность нижней стенки теплоизолированы;

6) температура и скорость жидкости во входном сечении канала известны и постоянны по сечению;

7) тепловая нагрузка задана законом распределения теплового потока вдоль верхней стенки канала;

8) ввиду малой толщины и высокой теплопроводности материалов стенок канала изменение температуры по их толщине не учитывается;

9) рассматривается конвективный теплообмен в плоском канале, так как расстояние между его стенками много меньше характерного размера (диаметра) осесимметричной конструкции;

10) задача решается в приближениях пограничного слоя.

С учетом сделанных допущений система дифференциальных уравнений в частных производных, описывающая гидродинамику и теплообмен в плоском канале с поверхностью ПЛР, имеет вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu \frac{\partial u}{\partial y} \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{\rho c} \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{q}{\rho c}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_{C1}}{\partial t} = a_{C1} \frac{\partial^2 T_{C1}}{\partial x^2} + \frac{q_{C1}}{\rho_{C1} c_{C1}}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_{C2}}{\partial t} = a_{C2} \frac{\partial^2 T_{C2}}{\partial x^2} + \frac{q_{C2}}{\rho_{C2} c_{C2}}; \quad (5)$$

$$\nu = \nu(T); \quad \lambda = \lambda(T). \quad (6)$$

Начальные условия:

при  $t = 0$

$$\begin{aligned} T_{C1}(x,t) = T_{C1o}; \quad T(x,y,t) = T_o; \quad T_{C2}(x,t) = T_{C2o}; \\ u(x,y,t) = u(0,y); \quad v(x,y,t) = 0; \quad p(x,t) = p_o. \end{aligned} \quad (7)$$

Граничные условия:

при  $y = h$

$$T_{C1}(x,t) = T(x,y,t); \quad u(x,y,t) = 0; \quad v(x,y,t) = 0; \quad (8)$$

при  $y = 0$

$$T_{C2}(x,t) = T(x,y,t); \quad u(x,y,t) = 0; \quad v(x,y,t) = 0; \quad (9)$$

при  $x = 0$

$$\begin{aligned} T(x,y,t) = T_o; \quad u(x,y,t) = u_o; \quad v(x,y,t) = 0; \\ \frac{\partial T_{C1}}{\partial x} = \frac{\partial T_{C2}}{\partial x} = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

при  $x = l_o$

$$\frac{\partial T_{C1}}{\partial x} = \frac{\partial T_{C2}}{\partial x} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (11)$$

Обозначения:

$T_{C1}(x,t)$ ,  $T_{C2}(x,t)$  — поля температур верхней и нижней стенок канала;

$T(x,y,t)$  — поле температур жидкости;

$u(x,y,t)$ ,  $v(x,y,t)$  — поля продольной и поперечной составляющих вектора скорости;

$q_{C1}$ ,  $q_{C2}$ ,  $q$  — объемные плотности внутренних источников тепла в материалах верхней, нижней стенок канала и жидкости;

$\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  — коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность жидкости;

$c_{C1}$ ,  $\rho_{C1}$  — удельная теплоемкость и плотность материала верхней стенки канала;

$c_{C2}$ ,  $\rho_{C2}$  — удельная теплоемкость и плотность материала нижней стенки канала;

$a_{C1}$ ,  $a_{C2}$  — коэффициенты температуропроводности материалов верхней и нижней стенок канала;

$p(x,t)$  — давление;

$\nu$  — кинематический коэффициент вязкости жидкости;

$h$  — расстояние между стенками канала;  
 $l_0$  — длина канала;  
 $x, y$  — продольная и поперечная координаты;  
 $t$  — время.

Система уравнений (1) — (6) включает:

- уравнение движения в проекции на ось  $y$  (1);
- уравнение неразрывности (2);
- уравнение энергии для потока жидкости (3);
- уравнение теплопроводности для материала верхней стенки канала (4);
- уравнение теплопроводности для материала нижней стенки канала (5);
- соотношения, учитывающие зависимости коэффициентов вязкости и теплопроводности жидкости от температуры (6).

Предложенная математическая постановка задачи позволяет осуществить совместный расчет нестационарных двумерных полей скорости и температуры жидкости и полей температур материалов стенок канала. При этом учтена зависимость физических свойств теплоносителя от температуры.

Уравнения (1)—(5) интегрировались численно с помощью метода конечных разностей, изложенного, например, в работе [6]. С этой целью в рассмотрение вводилась пространственно-временная сетка, в узлах которой определялись значения искоемых параметров. Шаг по времени находили из соотношения  $\Delta t < \min(\Delta x/u_{\max}, \Delta y/v_{\max})$ . Для аппроксимации дифференциальных уравнений в частных производных были применены экономичные смешанные неявно-явные разностные схемы.

Решение системы уравнений выполнялось следующим образом. На первом этапе с использованием разработанной приближенной методики оценки распределения тепловых потоков и расчета теплопередачи через пластинчатое ребро определялись объемные плотности источников тепла  $q_{C1}$ ,  $q_{C2}$ ,  $q$  в материалах стенок канала и жидкости. Используя начальные условия (7), граничные условия (8) — (11) и интегрируя уравнение (1), определяли поле скорости  $u(x, y, t)$ . Разностный аналог уравнения неразрывности (2) позволяет вычислить поперечную составляющую векто-



ра скорости  $v(x,y,t)$ . Интегрируя уравнения (4) и (5), можно рассчитать поля температур в стенках канала. По известному полю скорости определяется поле температур жидкости из уравнения (3) на каждом шаге по времени. Из соотношений (6) находили значения коэффициентов теплопроводности и вязкости жидкости в каждом узле разностной сетки.

Для оценки точности численного решения задачи были применены способ контроля за соблюдением уравнения сохранения тепловой энергии (уравнения теплового баланса) и сравнение с имеющимися частными аналитическими решениями [3], [4]. Результаты оценок показали, что погрешность определения параметров не превышает 3 %.

С использованием разработанной методики выполнены расчеты на ПЭВМ нестационарных полей скорости и температур жидкости, полей температур стенок, а также чисел Нуссельта в канале ТО с поверхностью ПЛР из латуни и средней скорости жидкости (воды), равной 0,02–0,1 м/с (числа Рейнольдса не превышали значение 2000). Теплообменник имел следующие геометрические характеристики: толщина стенок канала и ребра составляла 0,001 м; расстояние между стенками канала и высота ребра равны 0,01 м; длина ребра равна 0,01 м; одно ребро располагалось на 1 см<sup>2</sup> поверхности стенки. Получены распределения температур в стенках канала и жидкости, а также их изменения во времени.

Местный коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формул

$$\alpha(x,t) = \frac{q_{II}(x,t)}{T_{C1}(x,t) - T_{CM}(x,t)}, \quad (12)$$

где  $q_{II}(x,t)$  — местная плотность теплового потока, действующего на тепловоспринимающую стенку канала;  $T_{CM}(x,t)$  — средняя массовая температура жидкости в данном сечении канала.

Зная величину  $\alpha(x)$ , определяли средний по длине канала ТСТО коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{cp}$  и местное число Нуссельта [3]

$$Nu(x,t) = \frac{\alpha(x,t)d_{\text{Э}}}{\lambda(x)}, \quad (13)$$

где  $d_{\text{Э}}$  — эквивалентный диаметр канала теплообменника.

Результаты расчетов по разработанной методике приведены на рис. 3–5.

Анализ результатов позволяет сделать следующие выводы об особенностях конвективного теплообмена в канале ТО с поверхностью ПЛР:

— при одинаковых условиях величина температурного напора  $\Delta T = T_{C1} - T_{CM}$  в канале с поверхностью ПЛР значительно меньше, чем для канала без развитой поверхности теплоотдачи (рис. 3);

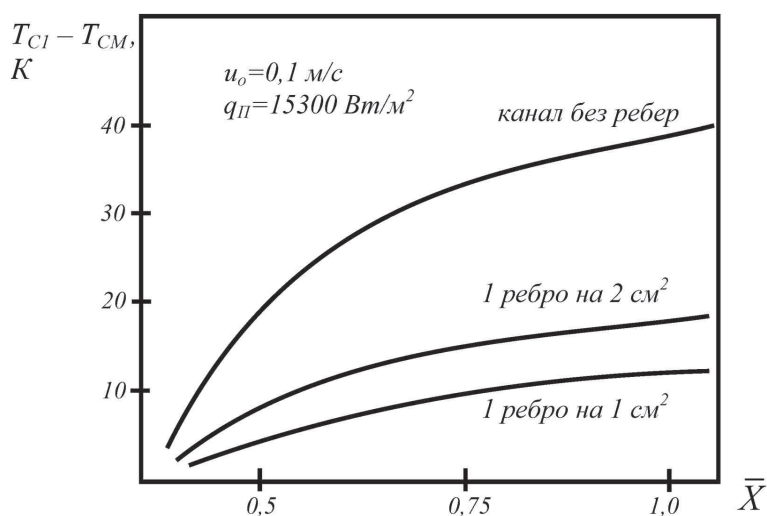


Рис. 3. Изменение температурного напора по длине канала

— неравномерность поля температур по длине тепловоспринимающей стенки имеет слабо выраженный характер;

— вид профилей температур в жидкости свидетельствует о достаточно равномерном распределении тепла по ее объему (рис. 4), поэтому напряжения трения на верхней и нижней стенках канала по величине отличаются незначительно;

— местное число Нуссельта для исследованного ТО оказалось в 5–6 раз больше, чем для канала без развитой поверхности теплоотдачи (рис. 5), что позволяет, при необходимости, снизить скорость теплоносителя и, следовательно, уменьшить затраты мощности на организацию его движения, пропорциональные квадрату скорости;

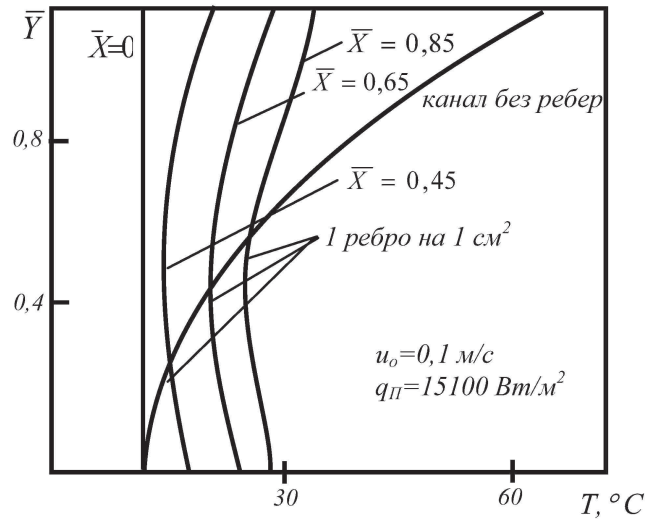


Рис. 4. Профили температур  
в жидкости

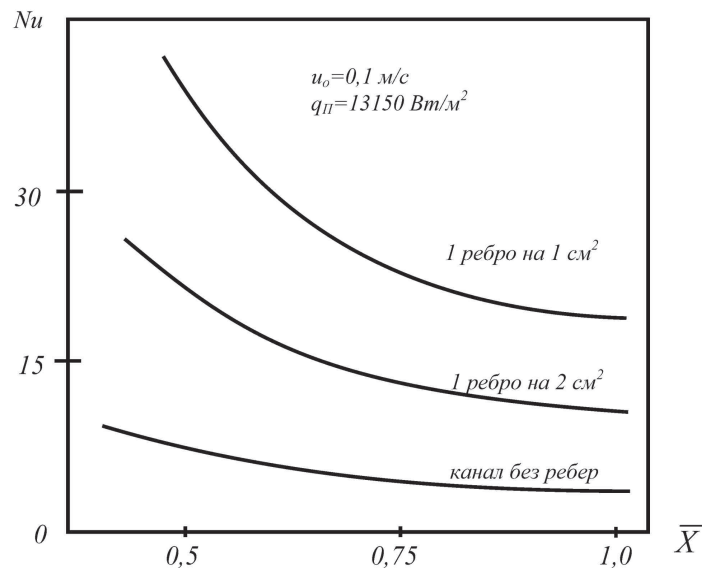


Рис. 5. Изменение числа Нуссельта  
по длине канала

— эффективность таких теплообменных устройств может быть существенно увеличена за счет уменьшения толщины и длины ребер при одновременном увеличении их числа.

Преимущества жидкостного охлаждения по сравнению с воздушным состоят в следующем.

Жидкости имеют значительно лучшие теплофизические свойства в сравнении с воздухом. Удельная теплоемкость таких жидкостей как керосин, этиленгликоль, вода в 2–4,2 раза выше, чем у воздуха; коэффициент теплопроводности в 4–23 раза больше; плотность в 700–800 раз выше.

Перемещение жидкости по каналам системы охлаждения ГТД осуществляется за счет работы насоса, а движение воздуха — за счет работы компрессора. Однако известно, что на привод насоса затрачивается значительно меньше энергии, чем на привод компрессора [7].

Вследствие малой плотности и меньшей теплоемкости воздуха по сравнению, например, с водой необходимо прокачивать его по каналам системы охлаждения с большой скоростью. Так, при значении числа Рейнольдса, равном 1517 (ламинарный режим движения), скорость воды в канале составит 0,1 м/с, а скорость воздуха окажется равной 2,57 м/с (то есть в 25 раз больше). В этом случае затраты механической энергии на прокачку воздуха увеличатся пропорционально квадрату скорости (при турбулентном режиме пропорционально кубу скорости) и окажутся значительными [4].

Использование жидкости в системе охлаждения ГТД позволяет обеспечить малый прирост ее температуры в канале при подводе тепла. Так, при скорости воды 0,1 м/с, плотности теплового потока 10 кВт/м<sup>2</sup>, площади поверхности теплообмена 0,25 м<sup>2</sup> и длине канала 0,4 м прирост температуры составит всего 1 К. Малое приращение температуры позволяет уменьшить скорость жидкости и затраты энергии на ее прокачку. При использовании для охлаждения воздуха и скорости его движения 2,57 м/с, при тех же условиях, что и для воды, прирост температуры окажется значительно больше и составит 137 К. Этот прирост может быть уменьшен за счет увеличения скорости воздуха, что приведет к резкому увеличению затрат механической энергии на его прокачку. В случае увеличения плотности теплового потока в 10 раз прирост температуры воды составит 10 К, а приращение температуры воздуха окажется равным 1370 К.

Теплоотдача при использовании в системе охлаждения жидкости происходит более интенсивно, чем при использовании воздуха. КТО при ламинарном режиме движения теплоносителя в плоском (кольцевом) канале для воды в 11–12 раз больше, чем для воздуха

[4]. В соответствии с формулой Ньютона [5] во столько же раз может быть уменьшен и температурный напор между охлаждаемой стенкой конструкции и теплоносителем при использовании жидкости, а значит и температура стенки. Так, при  $q_{II} = 10 \text{ кВт/м}^2$  в случае использования воды для указанных выше условий температурный напор не превысит  $95 \text{ К}$ , а при воздушном охлаждении средний температурный напор окажется более  $1600 \text{ К}$ . Величина температурного напора может быть также значительно снижена при использовании для интенсификации теплоотдачи пластинчато-ребристой поверхности типа ПЛР, которая позволяет в 10 и более раз увеличить КТО.

Развитые поверхности ПЛР могут быть также применены и в системах воздушного охлаждения (особенно для охлаждения вращающихся деталей, роторов, лопаток турбин и др.). Однако, эффект в этом случае будет меньшим, чем в случае применения жидких теплоносителей.

Расчеты показывают, что при использовании в системе охлаждения ГТД органических жидкостей или воздуха поверхностью одного короткого ребра теплоносителю передается более 85–95 % внешней тепловой нагрузки.

Для отвода тепла от охлаждающей жидкости может быть применен газо-жидкостный теплообменник, воздух в который поступает из окружающей среды.

В заключение необходимо отметить, что разработанные математические модели и методика позволяют выполнять численные расчеты конвективного теплообмена в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса, теплофизических свойств жидкости для различных материалов и геометрии ребер и стенок канала ТО. Показано, что благодаря применению ТО с развитой поверхностью ПЛР возможно в 5–8 раз (и более) увеличить среднее число Нуссельта при соответствующем уменьшении температуры тепловоспринимающей стенки и улучшении теплоинерционных свойств конструкции. Причем масса ТО составляет 4–8 % от массы охлаждаемого элемента ГТД. Выполнено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными, полученными авторами и приведенными также в [1], которое позволило установить адекватность математической модели и вычислительного алгоритма условиям функционирования ТО системы охлаждения элементов конструкции ГТД. Использо-

ние жидких теплоносителей и развитых поверхностей ПЛР в системах охлаждения позволит снизить потери мощности и увеличить КПД газотурбинных авиационных двигателей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Казанджан П.К., Кузнецов А.В.* Турбовинтовые двигатели. Рабочий процесс и эксплуатационные характеристики. — М.: Воениздат, 1961. — 264 с.
2. *Швец И.Т., Дыбан Е.П.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. — Киев: Наукова думка, 1974. — 488 с.
3. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
4. *Кейс В.М., Лондон А.Л.* Компактные теплообменники. — М.: Энергия, 1967. — 380 с.
5. *Ройзен Л.И., Дулькин И.Н.* Тепловой расчет оребренных поверхностей / Под ред. В.Г. Фастовского. — М.: Энергия, 1977. — 254 с.
6. *Годунов С.К., Рябенский В.С.* Разностные схемы (введение в теорию): Учеб. пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1977. — 440 с.
7. *Вукалович М.П., Новиков И.И.* Термодинамика: Учеб. пособие для вузов. — М.: Машиностроение, 1972. — 672 с.

УДК 536.2–539.4

*А.Р. Лепешкин, Н.Г. Бычков*

ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения  
им. П.И. Баранова», Москва, Россия  
lepeshkin.ar@gmail.com

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ МАТЕРИАЛОВ В РАЗНЫХ НАПРАВЛЕНИЯХ С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСКОРЕНИЙ И СИЛ**

### **Введение**

Принято считать, что действие центробежных сил и ускорений не вызывает изменения коэффициентов теплопроводности материала. Однако эксперименты, проведенные в [1–2], показывают,

что происходит значительное изменение температуропроводности металлов в поле действия центробежных ускорений и сил. Тепловые расчеты деталей ГТД обычно плохо подтверждаются экспериментальными исследованиями. При МКЭ-расчетах теплового состояния деталей ротора турбины используются коэффициенты теплопроводности, которые были получены в стационарных условиях земного тяготения ( $g = 1$ ) на ненагруженных образцах. В реальных условиях рабочие лопатки и диски турбин работают при центробежных ускорениях свыше 10000  $g$  и нагружены растягивающими центробежными силами ( $\sigma_p \approx 250...500$  МПа). и изменение температуропроводности материала в этих условиях можно ожидать существенным. Вероятно, в том числе, и неучет этого обстоятельства приводит к различию температурных полей лопаток турбин прогнозируемых расчетом и наблюдаемых в эксперименте.

Влияние сжимающих сил на теплопроводность материалов и металлов ранее исследовалось сотрудниками института физики Даг. НЦ РАН. Из этих исследований следует, что при повышении давления до 250...350 МПа теплопроводность металлов повышалась на 15...20 % [3].

Первые исследования по влиянию растягивающих (центробежных) сил приведены в [2], которые показали, что повышению уровня растягивающих сил теплопроводность металлов увеличивалась на 10...20 %

В [4, 5] приводятся сведения по электронному явлению в металлах, которое опытным путем установили русские ученые Л.И. Мандельштам и Н.Д. Папалекси в 1913 г. В их опыте при вращении катушки на концах провода возникала переменная разность потенциалов, и, подключенный к концам провода телефон издавал звук. Этот опыт в 1916 г. был усовершенствован американским ученым Ч. Толменом. Катушка в его опыте приводилась в быстрое вращение и затем резко тормозилась. При этом с помощью баллистического гальванометра регистрировался импульс тока неэлектрического происхождения, связанный с инерционным движением свободных зарядов (электронов, имеющих массу) в тонком медном проводе на катушке. Таким образом, электроны и возможно другие частицы продолжают свое движение при резком тормо-

жении проводника. В данных опытах также подтверждается, что ускорения оказывают влияние на электронные явления в металлах, в частности, при торможении. Однако из указанных опытов не было сделано выводов и предположений о возможности появления электронного явления на других режимах вращения и его влиянии на тепловые процессы в коротких проводниках и во вращающихся деталях.

В работе [2] были представлены результаты исследований температуропроводности в поле действия центробежных ускорений в основном только в радиальном направлении.

Целью данной работы является проведение экспериментальных исследований температуропроводности материалов одновременно в радиальном и окружном направлениях с учетом воздействия центробежных ускорений и сил.

### **Методика и результаты исследований**

В данной работе проведены исследования явления температуропроводности материала в поле действия центробежных растягивающих сил и ускорений при испытаниях на разгонном стенде (рис. 1) с использованием разработанного метода исследований.

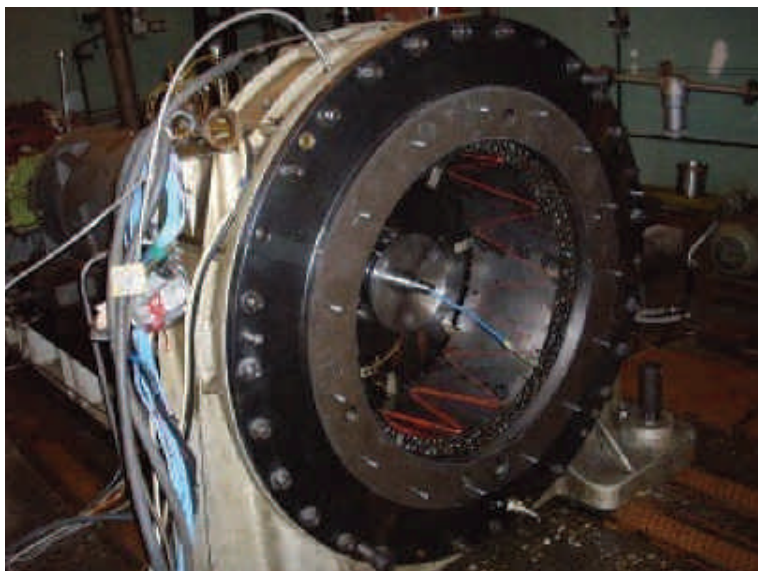


Рис. 1. Разгонный стенд с диском, установленным в вакуумной камере



Данный метод [1] исследований предусматривал закрепление на полотне модельного диска теплопроводников из копелевого провода с диаметром 0,5 мм с электронагревателем длиной 10 мм (рис. 2).

Электронагреватель размещался в месте соединения теплопроводников. Теплоизолированный объект закреплялся на полотне диска фольгой, привариваемой точечной сваркой.

Первый теплопроводник был размещен под углом  $45^\circ$  к радиальному направлению, а другой вместе с нагревателем располагался в окружном направлении. На концах и в месте соединения теплопроводников (перед нагревателем) приваривались термопары  $t_1$ ,  $t_2$  и  $t_H$  (рис. 2).

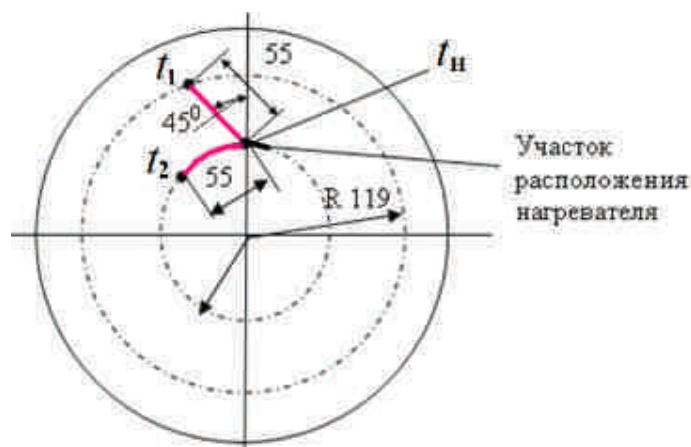


Рис. 2. Схема установки теплопроводников и электронагревателя на диске

Испытания проводились в вакуумной камере на разгонном стенде, оснащённом автоматической системой управления частотой вращения электропривода и циклическим нагружением.

Контроль за температурным состоянием теплопроводника, размещённого на вращающемся диске с нагревателем, производился компьютерной системой, оснащённой крейтом и измерительными платами.

Обработка результатов осуществлялась по разработанной программе. Для питания электронагревателя использовался стабилизированный источник Б5–47.

Провода питания нагревателя и термопары от теплопроводников присоединялись к ртутному токосъёмнику. После вакуу-

мирования камеры без включения привода подавалось стабилизированное питание на нагреватель и записывались базовые показания термопар в течение 300...360 секунд работы нагревателя.

Затем камера развакуумировалась и объект с диском остывали до исходного состояния. После охлаждения камера вновь вакуумировалась ( $p = 0,03 \text{ атм}$ ) включался электропривод. Диск раскручивался до 2500 об/мин, после чего включался нагреватель и осуществлялась запись показаний контрольных термопар в течение 300...360 секунд. Далее вновь выключался нагреватель, камера развакуумировалась, объект охлаждался до исходной температуры и испытания продолжались на частоте вращения диска 5000 об/мин.

Результаты исследований представлены на рис. 3–6. На рис. 3 и 4 на оси абсцисс указано время нагрева  $t$ , а на оси ординат справа нанесена температура нагревателя  $t_H$  (рис. 5 и 6). Слева на оси ординат показана температура  $t_1$ ,  $t_2$  (рис. 3 и 4) и скорость нагрева  $u_1$ ,  $u_2$  (рис. 5 и 6) на концах первого и второго теплопроводника.

Температура нагревателя в течение 30 с достигала  $200^\circ\text{C}$ , после чего темп ее роста значительно снижался. На концах теплопроводников при  $n = 0$  об/мин (базовый эксперимент) скорость нагрева до 60 с (до прихода основного фронта тепла от нагревателя) была весьма незначительной  $\approx 0,01^\circ\text{C}/\text{с}$ . Затем скорость нагрева увеличилась до  $0,020 \div 0,04^\circ\text{C}/\text{с}$  за 30 секунд и держалась довольно стабильно до 270 с, после чего скорость нагрева замедлилась.

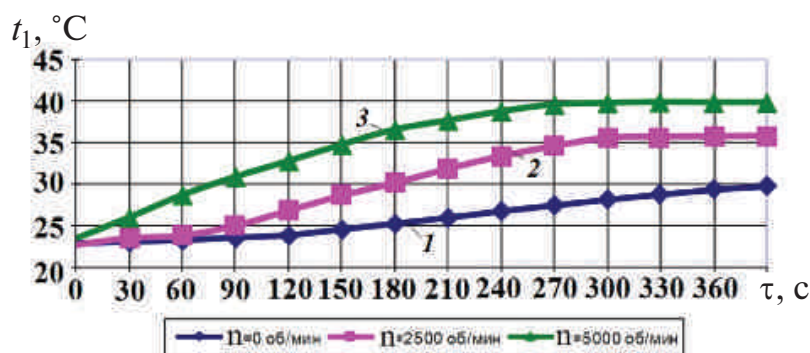


Рис. 3. Температура  $t_1$  на конце первого теплопроводника в зависимости от времени  $\tau$  нагрева при разных частотах вращения:

1 – 0 об/мин (0 м/с), 2 – 2500 об/мин (25 м/с),  
3 – 5000 об/мин (50 м/с)

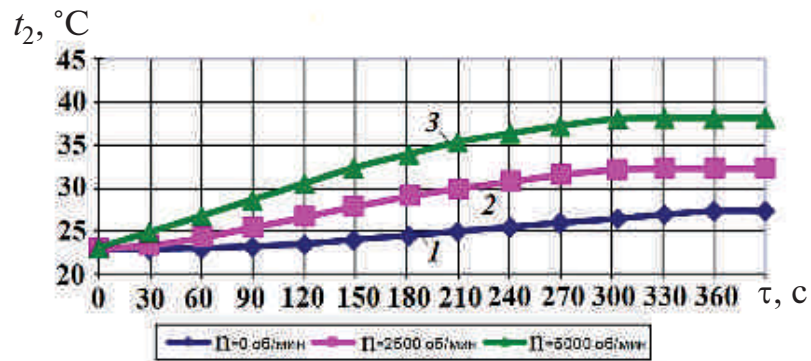


Рис. 4. Температура  $t_2$  на конце второго теплопроводника в зависимости от времени  $\tau$  нагрева при разных частотах вращения:

1 – 0 об/мин (0 м/с), 2 – 2500 об/мин (25 м/с),  
3 – 5000 об/мин (50 м/с)

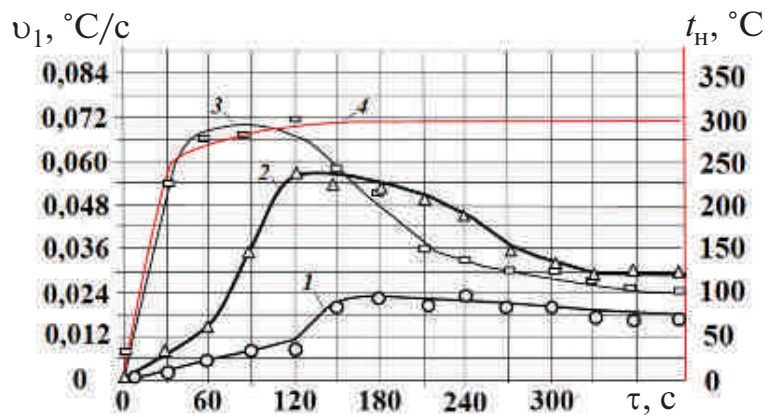


Рис. 5. Скорость нагрева  $u_1$  на конце первого теплопроводника в зависимости от времени  $t$  нагрева при разных частотах вращения:

1 – 0 об/мин (0 м/с), 2 – 2500 об/мин (25 м/с),  
3 – 5000 об/мин (50 м/с), 4 – температура электронагревателя

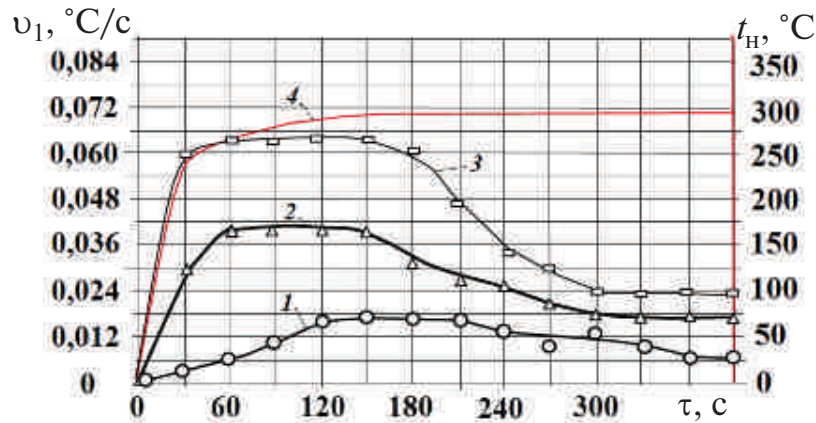


Рис. 6. Скорость нагрева  $v_2$  на конце второго теплопроводника в зависимости от времени  $t$  нагрева при разных частотах вращения: 1 – 0 об/мин (0 м/с), 2 – 2500 об/мин (25 м/с), 3 – 5000 об/мин (50 м/с), 4 – температура электронагревателя

На частоте вращения 2500 об/мин скорость нагрева теплопроводников значительно возросла. Скорость нагрева с 60 до 120 с увеличилась от (0,020÷0,024) до 0,041÷0,057 °C/с, т. е. скорость нагрева в среднем возросла, более, чем в 2 раза. На частоте вращения 5000 об/мин (при окружной скорости  $\gg$  50 м/с) скорость нагрева увеличилась до 0,064÷0,072 °C/с за 30 с, т. е. скорость нагрева по сравнению с базовыми условиями увеличилась в среднем в 3 раза.

Из анализа указанных результатов следует, что температуропроводность теплопроводников на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин возрастает в 2 и 3 раза соответственно по сравнению со стационарным состоянием без вращения. Причем, в радиальном направлении температуропроводность возрастает больше, чем в окружном, т. е. на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин соответственно на 40 и 25 %.

В наблюдаемом явлении присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки.

На основе полученных экспериментальных данных о влиянии сил растяжения [3] вторая составляющая равна, примерно, 10–20 %, а остальная часть 180–190...280–290 % вероятно связана с влияни-

ем ускорения. Отсюда следует, что в теплопередаче участвует некая масса (масса частиц — свободных электронов, парных электронов и др.) с учетом их концентрации. Влияние ее на теплопередачу весьма велико и указанный рост температуропроводности существенно связан с увеличением электронной проводимости в металле под воздействием ускорения.

На основе анализа экспериментальных исследований разработана гипотеза направленного перемещения свободных электронов и образования электронных пар под действием инерционных сил (центробежных ускорений) и сил Кориолиса, которая позволяет объяснить повышение температуропроводности металлов не только в радиальном, но и в окружном направлении.

### **Выводы**

Приведена оригинальная методика определения температуропроводности материалов в радиальном и окружном направлениях при одновременном действии центробежных сил и ускорений на разгонном стенде.

Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводников на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин возрастает в 2 и 3 раза соответственно по сравнению со стационарным состоянием без вращения. Причем, в радиальном направлении температуропроводность возрастает больше, чем в окружном, т. е. на частотах вращения 2500 и 5000 об/мин соответственно на 40 и 25 %.

В наблюдаемом эффекте присутствуют две составляющие: от действия центробежного ускорения и растягивающей центробежной нагрузки. По полученным данным вторая составляющая мала.

Указанный рост температуропроводности существенно связан с увеличением электронной проводимости в металле за счет теплоносителей — свободных электронов при воздействии центробежных ускорений.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Лепешкин А.Р., Бычков Н.Г.* Патент № 2235982 РФ. Способ и установка для определения теплофизических характеристик твердых материалов в поле действия центробежных сил. 2011, Бюл. № 11.

2. Бычков Н.Г, Лепешкин А.Р., Першин А.В., Хамидуллин А.Ш., Гармонин А.М., Зудкин В.С. Экспериментальные исследования температуропроводности материалов с учетом воздействия центробежных ускорений и сил // Климовские чтения-2012: перспективные направления развития предприятий авиадвигателестроения: сборник докладов научно-технической конференции, посвященной 120 летию со дня рождения В.Я. Климова и 95-летию со дня рождения С.П. Изотова. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. — С. 107–113.

3. Эмиров С.Н. Влияние давления и температуры на теплопроводность моно- и поликристаллических образцов антимонида галлия / С.Н. Эмиров, Н. М.Булаева, Э.Н. Рамазанова // Тезисы докладов XII Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ. — М.: Наука. — 2008. — С. 306.

4. Карякин Н.И., Быстров К.Н, Куреев П.С. Краткий справочник по физике. Изд. 3-е. М.: Высшая школа. 1969. — С. 198–199.

5. Гинзбург В.Л. Памяти А.А. Андропова. М.: Изд-во АН СССР. 1955. 622 с.

# **КОНСТРУКЦИЯ. ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

---

УДК 629.7.036

*С.В. Коцюбинский*

ОАО «Климов», ИЦ КБ-7, Москва, Россия  
kotsubinski@mail.ru

## **СПОСОБ ЗАКРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК РОТОРА КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

### **Введение**

Газотурбинные двигатели с осевыми компрессорами нашли самое широкое применение в авиационном двигателестроении. Относительная масса компрессоров современных двигателей равна

$$M_k = M_k / M_{дв} = 0,3 \div 0,5. \quad (1)$$

Проводятся большие работы по снижению массовых характеристик с помощью изменения конструкции и применения новых, более прочных материалов.

Предложен способ закрепления рабочих лопаток ротора компрессора с помощью намотки бандажных колец из композиционного материала.

Данный способ позволяет перейти от барабанно-дискового ротора с тяжелыми полотнами дисков и ступицами к легкому ротору барабанного типа при сохранении всех прочностных характеристик компрессора.

Существенное снижение массы и момента инерции ротора компрессора улучшает весовые характеристики и снижает время приемистости и сброса частоты вращения роторов двигателя.

### Основная часть

В практике авиадвигателестроения при конструировании газотурбинных двигателей с осевыми компрессорами широко используются роторы барабанно-дискового типа. Сочетание дисков с соединением их с помощью проставок барабанного типа обеспечивают этим роторам достаточные для конструкции эксплуатационные характеристики (рис. 1).

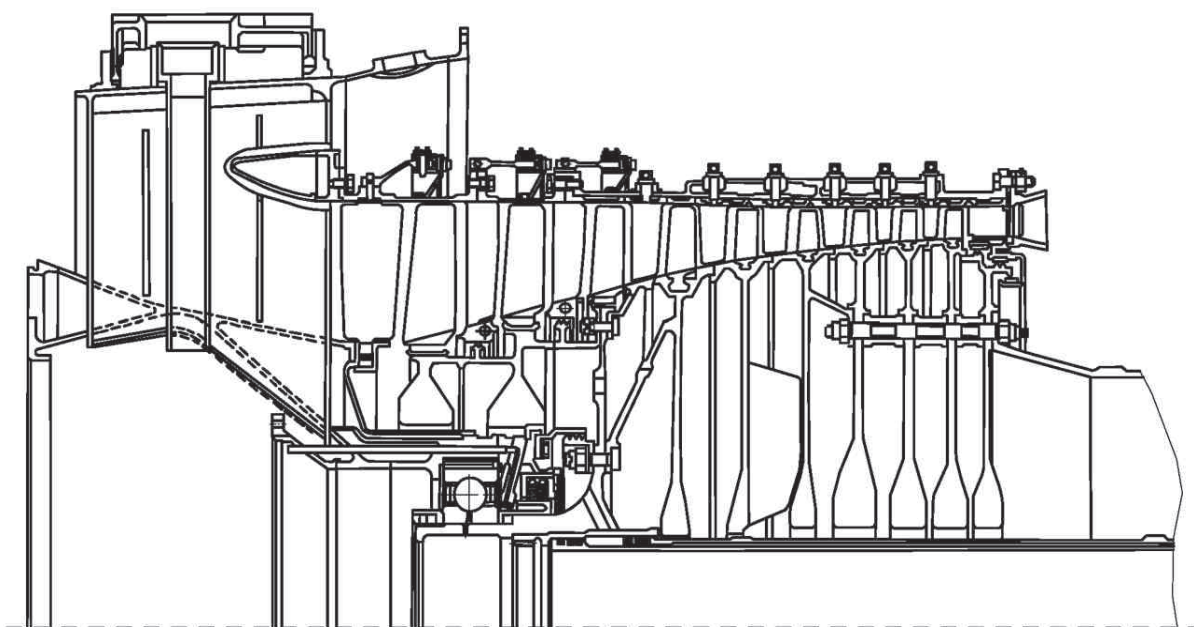


Рис. 1. Схема поперечного разреза модуля компрессора высокого давления современного газотурбинного двигателя

На рис. заметное место по объему и весу занимают развитые ступицы дисков из титана на первых ступенях и жаропрочного сплава на последних.

Рассмотрим качественные изменения радиальных ( $\sigma_r$ ) и тангенциальных ( $\sigma_t$ ) напряжений по радиусу диска постоянной толщины (Рис. 2). Закон изменения напряжений носит нелинейный характер. Радиальные  $\sigma_r$  и окружные  $\sigma_t$  напряжения в центре дис-



ка ( $R = 0$ ) одинаковы и при модуле Пуассона  $\mu = 0,3$  (для стали или титана) составляют

$$\sigma_r = \sigma_\tau = 0,41\sigma_\tau u_k^2, \quad (2)$$

где  $\rho$  — плотность материала диска;  $u_k$  — окружная скорость диска на максимальном радиусе.

На наружной поверхности  $R_k$  радиальные напряжения отсутствуют, а тангенциальные принимают значение  $\sigma_\tau = 0,175\sigma_\tau u_k^2$  [1; 2].

Диски современных компрессоров, а часто и газовых турбин выполняются с центральными отверстиями, предназначенными для реализации важных конструктивных решений. Их наличие серьезным образом оказывает влияние на распределение напряжений в диске. Рассмотрим вариант вращающегося ( $\omega \neq 0$ ) диска постоянной толщины без лопаток ( $\sigma_{rл} = 0$ ), когда в центре диска выполнено отверстие малого диаметра (рис. 2, а). В качестве исходных напряжений принимаются напряжения в диске без отверстия, изображенные пунктиром.

При наличии центрального отверстия на его границе радиальные напряжения отсутствуют  $\sigma_r = 0$ , тогда для обеспечения условия равновесия элемента существенно увеличиваются тангенциальные напряжения: они при  $r \approx 0$  в 2 раза превышают напряжения в диске без отверстия ( $\sigma_\tau = 0,82\rho u_k^2$ ).

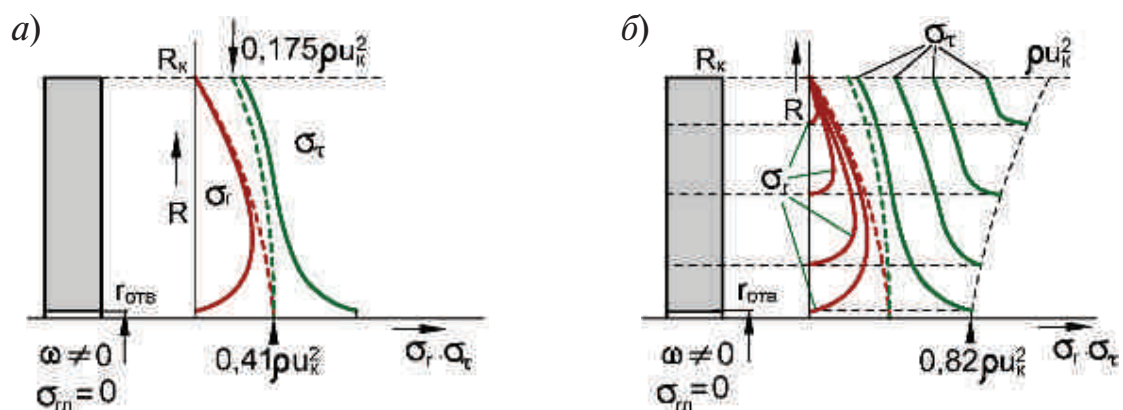


Рис. 2. Радиальные ( $\sigma_r$ ) и тангенциальные ( $\sigma_\tau$ ) напряжения в плоском вращающемся диске:

а — с отверстием малого радиуса; б — с различными отверстиями при постоянном наружном радиусе  $R_k$

На внешней поверхности диска радиальные напряжения также отсутствуют  $\sigma_r = 0$ , т. к. по условию  $\sigma_{rл} = 0$ . А тангенциальные напряжения несколько превышают напряжения в «базовом» диске без отверстия.

Дальнейшее увеличение радиуса отверстия вызывает уменьшение радиальных  $\sigma_r$  напряжений и увеличение тангенциальных  $\sigma_t$ . В пределе, когда диск при увеличении отверстия превращается в тонкую оболочку ( $r_{отв} \approx R_k$ ), радиальные напряжения исчезают  $\sigma_r \approx 0$ , а тангенциальные вырастают до величины  $\sigma_t = \rho u_k^2$  (рис. 2, б).

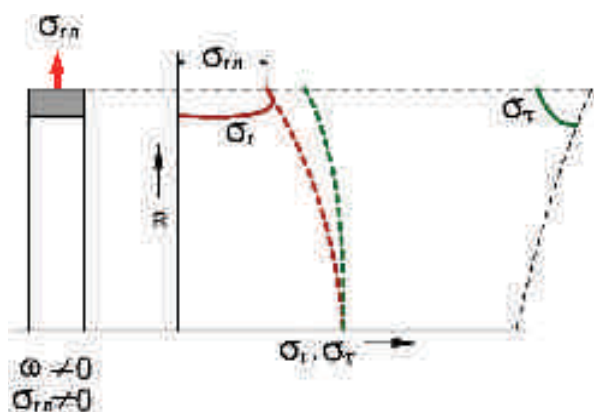


Рис. 3. Увеличение напряжений в барабане при воздействии лопаточных напряжений  $\sigma_{rл}$

тангенциальных напряжений в барабане ( $\sigma_t$ ).

Для уменьшения тангенциальных напряжений, действующих на барабан ротора, предлагается центробежные силы  $P_{цб}$  от рабочих лопаток, установленных в пазы барабана, распределить на бандажные кольца, выполненные намоткой площадью  $F$  из лент композиционного материала, выдерживающей большие напряжения  $\sigma$  (рис. 4).

Нагрузка на барабан от намотанных бандажей снизит тангенциальные напряжения на величину  $\Delta\sigma$  и может составить такую же величину, какую имеет плоский диск на наружной поверхности при наличии лопаток (рис. 5).

Радиальные напряжения на поверхности могут даже стать сжимающими при значительной предварительной натяжке армирующих лент композиционного материала и это еще снизит тангенциальные напряжения в барабане.

Если на барабане устанавливаются рабочие лопатки, то за счет центробежных сил от лопаток, действующих через радиальные напряжения  $\sigma_{rл}$ , картина действующих напряжений в барабане существенно изменяется (рис. 3).

На рис. заметно смещение вправо как напряжений в плоском диске, изображенные пунктирными линиями, так и существенное увеличение

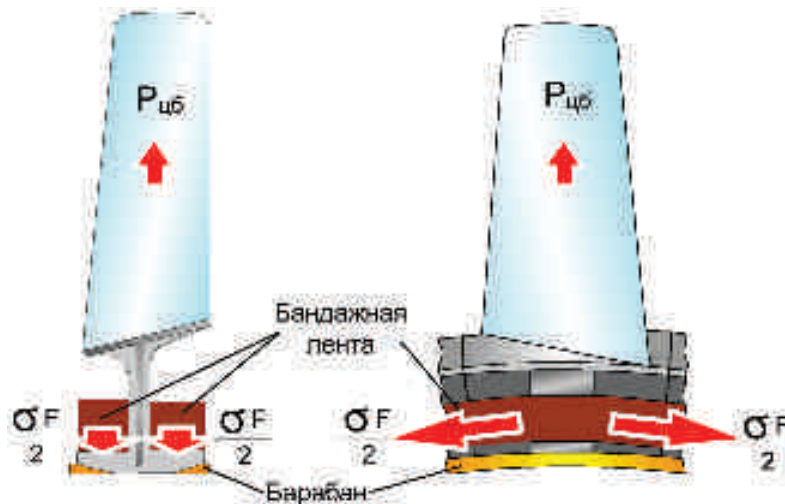


Рис. 4. Принцип закрепления рабочих лопаток на барабане с помощью бандажной ленты

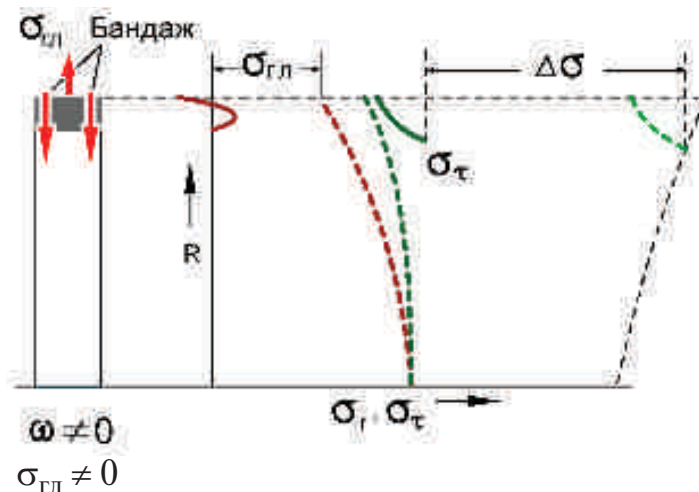


Рис. 5. Изменение напряжений в барабане при намотке бандажа на ротор

Целесообразно в дальнейших работах оценить взаимное влияние величины разгружающих барабан напряжений на величину используемого материала и его массу, определив оптимальный вес конструкции.

Конструктивно исполнение предложенной схемы закрепления рабочих лопаток на барабане выглядит достаточно просто. Лопатки устанавливаются в пазы барабана и закрепляются предварительно натянутой лентой с последующей термической обработкой композиционного материала (рис. 6).

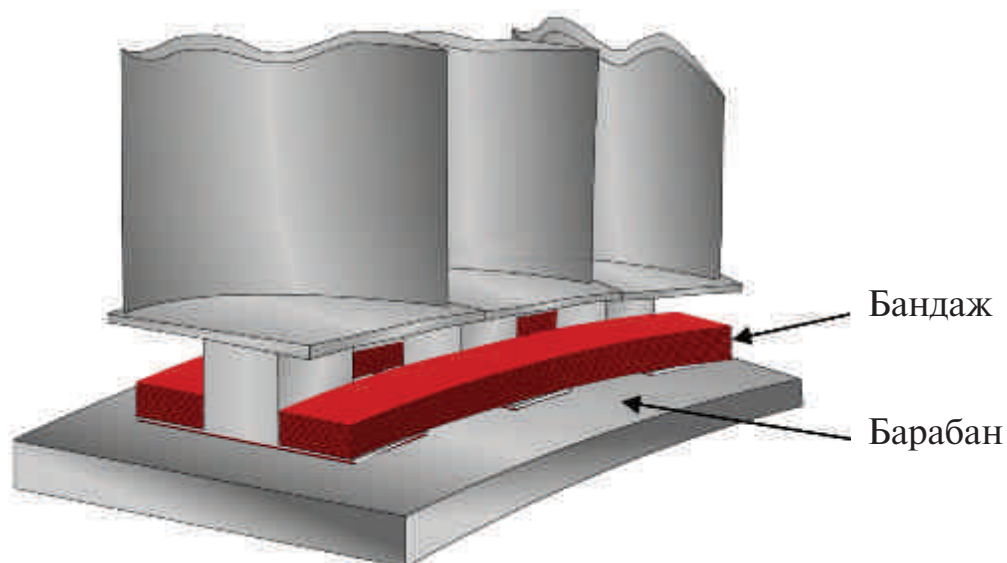


Рис. 6. Сектор барабана с установленными в пазах замками лопаток при закреплении их бандажом из композиционного материала

Проведенными предварительными расчетами при изменении конструкции и использовании жгутов, выполненных из композиционного материала ЛУ–3, предел прочности которых соответствует  $\sigma_b = 2500$  МПа, ротор компрессора высокого давления становится легче на 61 кг, что составляет более 5 % веса двигателя (рис. 7). Площадь намотки бандажной ленты определяется расчетными усилиями от центробежных сил, создаваемых лопатками, и обеспечивает надежное закрепление лопаток в барабане при обеспечении заданных коэффициентов запаса прочности.

Существенный выигрыш в массе обусловлен оригинальностью конструкции компрессора с учетом большей прочности при меньшей плотности композиционного материала.

При изготовлении по новой технологии всех ступеней компрессоров вес двигателя уменьшится на 92 кг, что составит 8,7 % от массы двигателя.

### **Выводы**

Предложенный способ закрепления рабочих лопаток позволяет перейти от барабанно-дискового ротора к легкому ротору

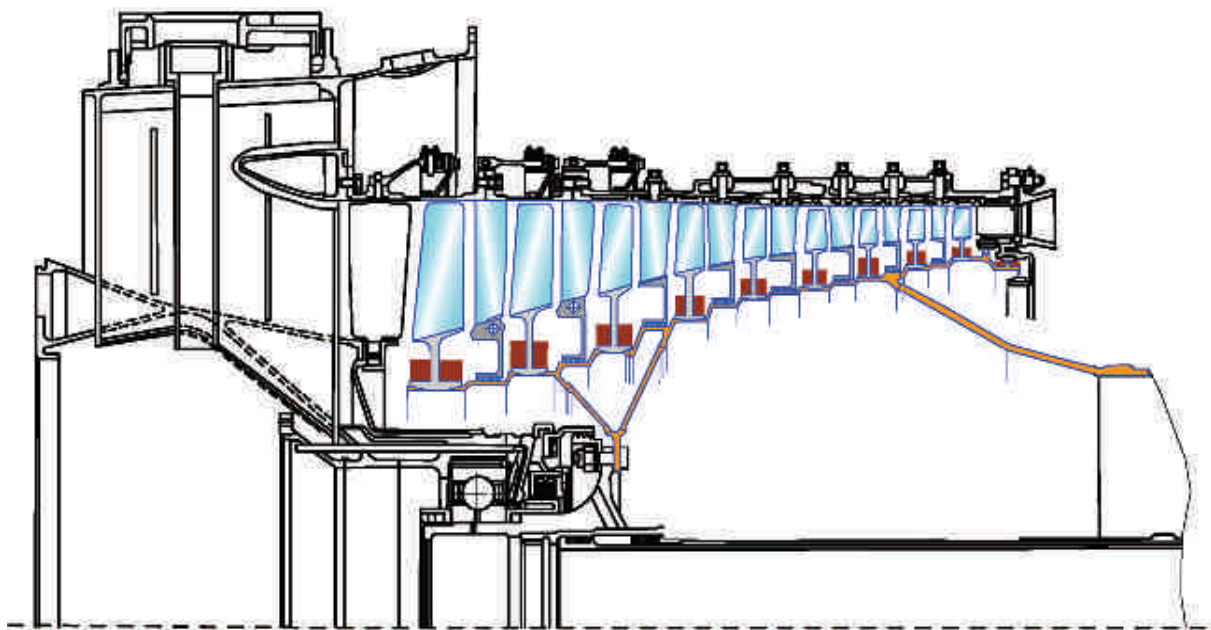


Рис. 7. Ротор барабанного типа с закреплением лопаток бандажами из композиционного материала

барабанного типа при сохранении всех прочностных характеристик компрессора.

Количество элементов в роторе барабанного типа меньше, чем в роторе барабанно-дискового типа на полотна со ступицами.

Повышается технологичность изготовления ротора.

Существенно снижается масса и стоимость изготовления ротора компрессора.

Снижение массы и момента инерции ротора компрессора улучшает весовые и инерционные характеристики двигателя, что снижает время приемистости и сброса частоты вращения роторов двигателя, снижает расход топлива при приемистости. А при сохранении времени приемистости значительно снизятся избытки топлива, что уменьшит забросы температуры и увеличит ресурс двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Евдокимов А.И., Коцюбинский С.В.* и др. Конструкция и прочность авиадвигателей. — М.: изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2005—335 с.
2. *Демьянушко И.В., Биргер И.А.* Расчет на прочность вращающихся дисков. — М.: Машиностроение, 1978. — 247 с.

УДК 621.452.32:534

*В.В. Посадов (мл.), В.В. Посадов*

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия  
vladimir.posadov@gmail.com

## **ДИАГНОСТИКА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

В статье рассмотрена диагностика нестационарных процессов, выполняемая с помощью программы, позволяющей своевременно обнаруживать изменения, происходящие в работе газотурбинного двигателя и приводящие к нарушению его нормального функционирования.

К нестационарным относятся процессы, параметры которых изменяются во времени. Большинство физических процессов, например, аэроупругие колебания, нестационарны. Многие процессы полагаются стационарными для упрощения анализа. До сих пор не существует единой методики, применяемой для анализа любых нестационарных процессов. Это, в частности, объясняется тем, что вывод о нестационарности процесса является негативным утверждением, которое констатирует отсутствие свойств стационарности. Для нестационарных процессов разрабатывают специальные методы, применимые к некоторым типам таких процессов [1].

Большинство методов применяемых в настоящее время в акустической диагностике, хотя бы косвенно основываются на гипотезе стационарности колебательных процессов. При этом упускается из виду, как нежелательный эффект, нестационарность, связанная с возникновением и развитием дефекта, вносящего возмущение в исходный колебательный процесс. В то же время именно это возмущение, нарушающее регулярность нормального функционирования, несет основную диагностическую информацию [2].

Параметры сигнала, характеризующего нестационарность, различаясь по скорости изменения, содержат различную информацию об изменении технического состояния. При этом быстрые скачкообразные изменения сигналов сигнализируют о процессе разладки механизма. Например, скачкообразными изменениями сигналов сопровождаются аэроупругие колебания и флаттер как наиболее опасный по своим последствиям их вид [3, 4].

В связи с тем, что нестационарные процессы в турбомашинах оказывают существенное влияние на работу турбин и компрессоров, то целесообразна разработка методов вибродиагностики, позволяющих не только выявить уже развившуюся неисправность и предотвратить разрушения, но и обнаружить развивающийся дефект на ранней стадии, что дает возможность прогнозировать аварийную ситуацию [2].

В процессе проведения экспериментальных исследований вентиляторной ступени (исследование устойчивости к флаттеру лопаток вентилятора, определение границы газодинамической устойчивости) проводилась диагностика колебаний по информации с датчиков, установленных на статорных деталях, вблизи рабочего колеса.

На рис. 1 показаны зоны динамического усиления сигналов с вибродатчика (верхний график) и датчика пульсаций давления потока (нижний график) при флаттере после узкополосной фильтрации исходных сигналов. По форме сигналов определить вид аэроупругих колебаний не представляется возможным, поэтому необходимо разработать методы, позволяющие проводить диагностику нестационарных процессов, возникающих при стендовых испытаниях газотурбинного двигателя (ГТД).

Существуют различные методы выявления нестационарности процесса. Высокой чувствительностью к быстрым изменениям параметров технического состояния обладают вероятностные характеристики виброакустического сигнала, такие как вероятность превышения некоторого порогового значения амплитуды к среднему квадратическому (пикфактор) и др. Однако наибольшую чув-

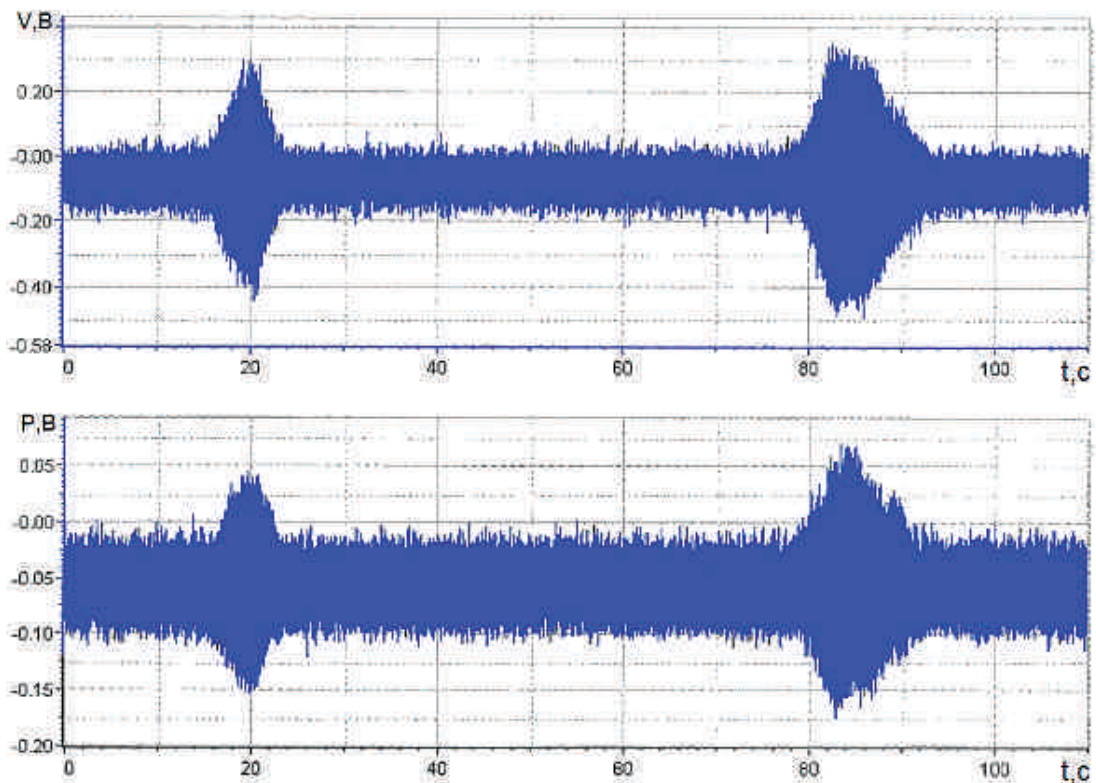


Рис. 1. Зоны динамического усиления сигналов при флаттере после узкополосной фильтрации

ствительность к изменению технического состояния узлов ГТД имеет коэффициент эксцесса [2, 5], определяемый по формуле:

$$E = \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=0}^{N-1} (V_i - MO)^4 ,$$

где  $\sigma$  — среднеквадратическое отклонение,

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=0}^{N-1} (V_i - MO)^2} ,$$

$MO$  — математическое ожидание (среднее значение),

$$MO = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} V_i ,$$

$V_i$  — амплитуда сигнала с датчика;  $N$  — количество значений.



При определении коэффициента эксцесса по указанной формуле при нормальном законе распределения вероятности он равен трем [5].

Интенсивность изменения коэффициента эксцесса возрастает со временем наработки, поэтому этот коэффициент характеризует степень деградации механизма.

С целью повышения оперативности диагностики изменений в техническом состоянии двигателя, возникающих в процессе его работы, разработана программа, позволяющая выполнять диагностику следующих нестационарных процессов:

- аэродинамических процессов (датчик вибрации установлен на корпусе компрессора), например, автоколебательных (флаттер), а также связанных с образованием зон срывного обтекания (вращающийся срыв);

- повреждений подшипника (датчик установлен на корпусе подшипника);

- повреждений зубчатых колес (датчик установлен на корпусе редуктора).

Программа позволяет своевременно выявить изменения, произошедшие в работе двигателя, после чего проводится детальный анализ для установления конкретного дефекта. Целесообразно использование программы для узкополосных вибрационных процессов при исследовании аэроупругих колебаний. Эффективность применения программы зависит от места постановки датчика.

В качестве исходных данных в программе используются (рис. 2):

- массив амплитуд виброскорости, получаемый с одного или нескольких датчиков, установленных на корпусе ГТД;

- вид диагностируемого процесса (флаттер в компрессоре, повреждение подшипника);

- частота опроса датчика в Гц;

- исходный момент времени (в секундах), соответствующий первому элементу массива;

- значение порогового уровня коэффициента эксцесса, достижение которого свидетельствует о начале изменений в работе.

По выполнению расчета исходные данные и результаты расчета выводятся в виде таблицы и графика (рис. 3).

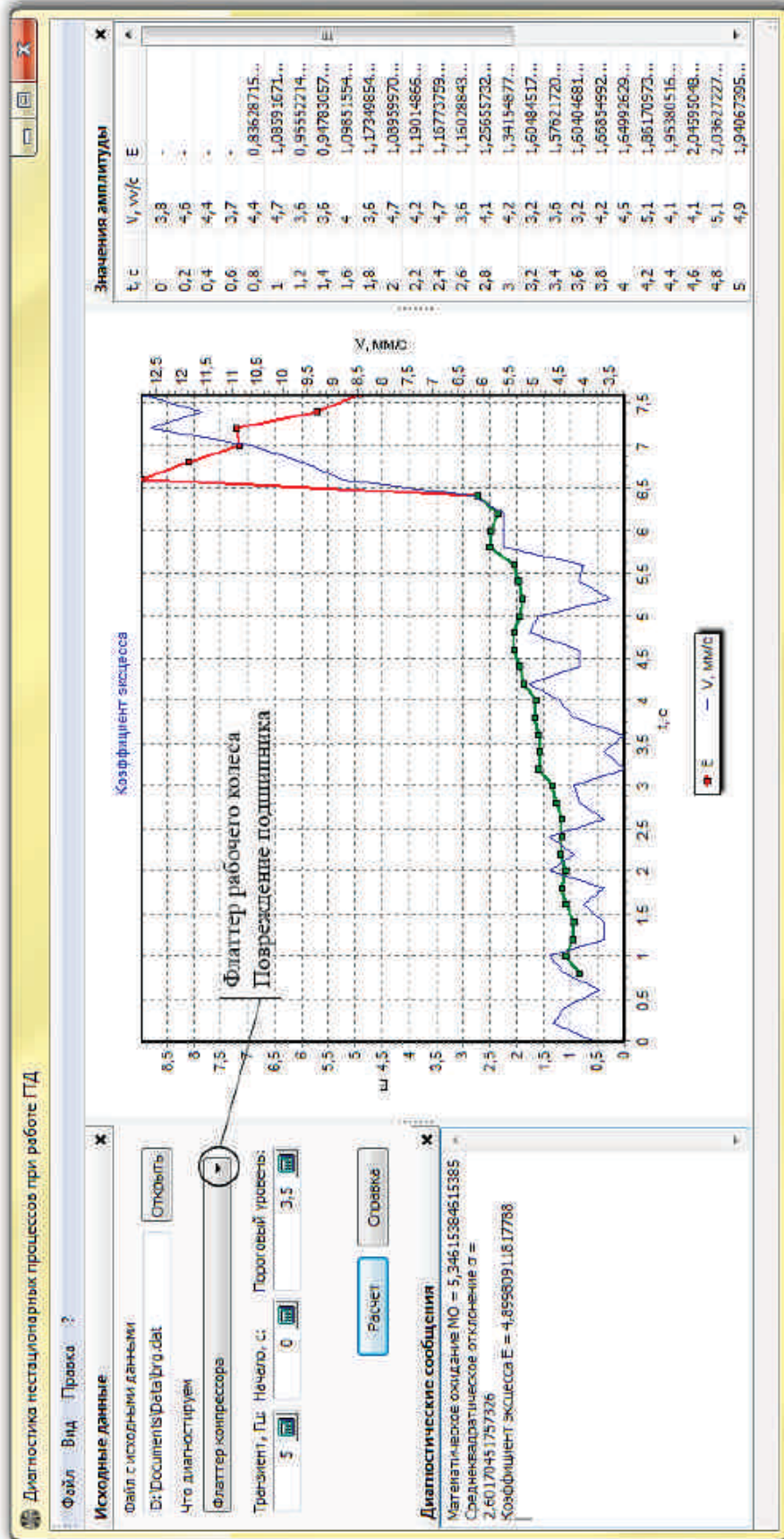


Рис. 2. Исходные данные

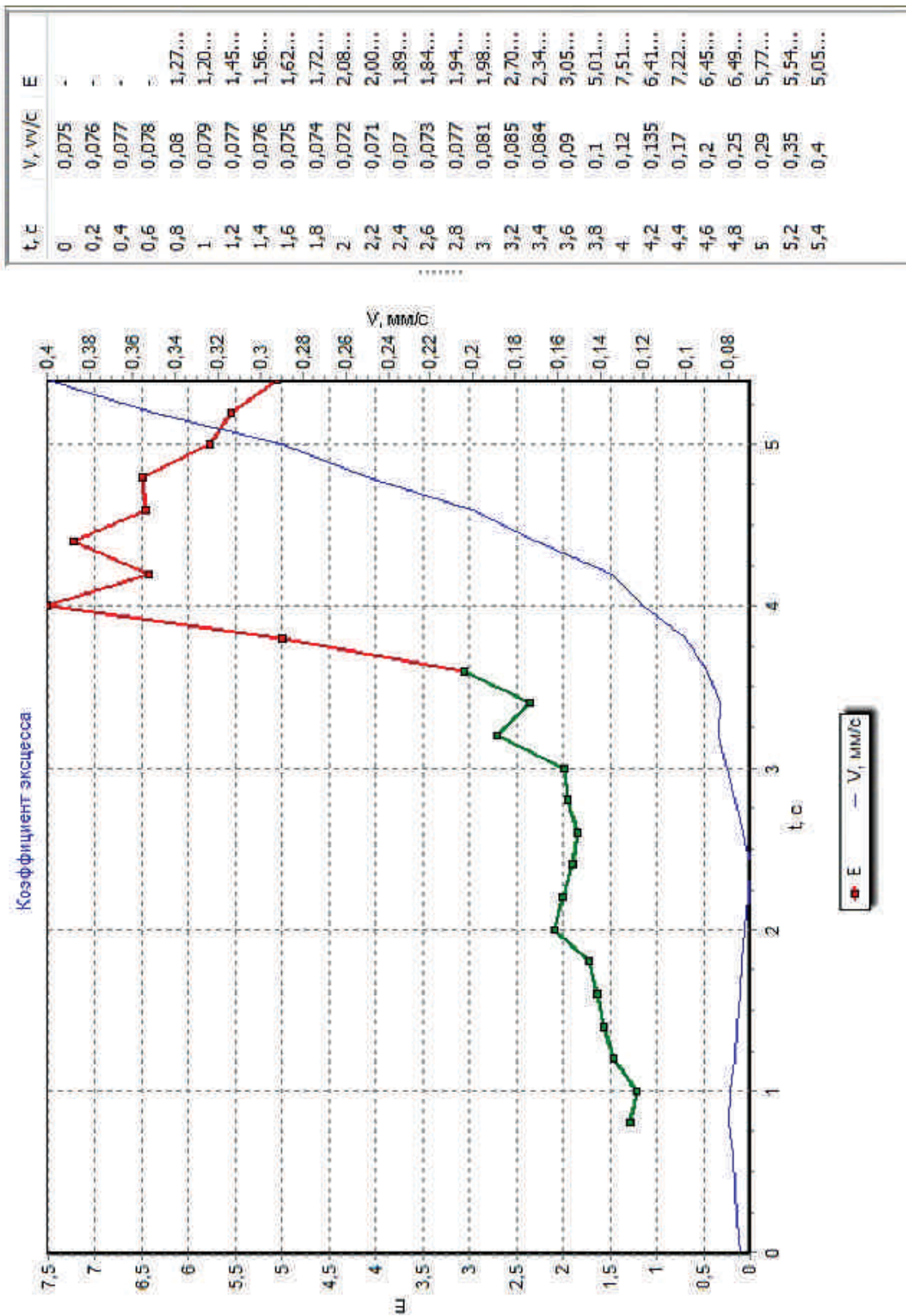


Рис. 3. Отображение результатов расчета

Программа диагностики колебаний рабочего колеса турбомашин была использована при испытаниях авиационного ГТД.

При диагностике колебаний исходными данными для программы является информация с датчиков, установленных на его статорных деталях вблизи рабочего колеса: датчиков вибрации и датчиков пульсаций давления потока.

Перед проведением испытаний корпус вентилятора был препарирован высокочастотным датчиком пульсаций давления потока Kulite ХТЕ-190 и трехкомпонентным вибродатчиком ВТК-7.

До начала испытаний задали пороговые уровни для сигналов с датчика пульсаций давления потока —  $0,025 \text{ кгс/см}^2$  и вибродатчика —  $4 \text{ мм/с}$ , которые соответствовали значениям пороговых амплитуд вибрационных напряжений в лопатках. Превышение указанных уровней свидетельствовало о начале возникновения опасных колебаний. Определили соответствующие им пороговые значения коэффициента эксцесса.

Анализ нарастания амплитуд был выполнен для первой и второй зон динамического усиления сигналов с вибродатчика и датчика пульсаций давления потока (рис. 1).

Для этих зон с интервалом в  $2,41$  секунды были определены значения коэффициентов эксцесса для измеряемых датчиками сигналов, преобразованных в узкополосные с помощью фильтра низкой частоты с частотой среза  $300 \text{ Гц}$ .

Сравнивали значения коэффициентов эксцесса для сигналов с датчика пульсаций давления потока и вибродатчика с их пороговыми значениями  $E = 3,5$ .

Определили моменты времени, при которых значения коэффициентов эксцесса принимали величину  $E = 3,5$ . Единому для вибраций и для пульсаций давления потока пороговому значению коэффициента эксцесса  $E = 3,5$  соответствовал момент фиксации: для первой зоны динамического усиления  $16,5 \text{ с}$ , для второй —  $79 \text{ с}$  (рис.4).

Причем, в общем случае указанные сигналы могут иметь различные пороговые значения коэффициента эксцесса.

В связи с тем, что в процессе испытаний коэффициенты эксцесса для сигналов с вибродатчика и датчика пульсаций давления

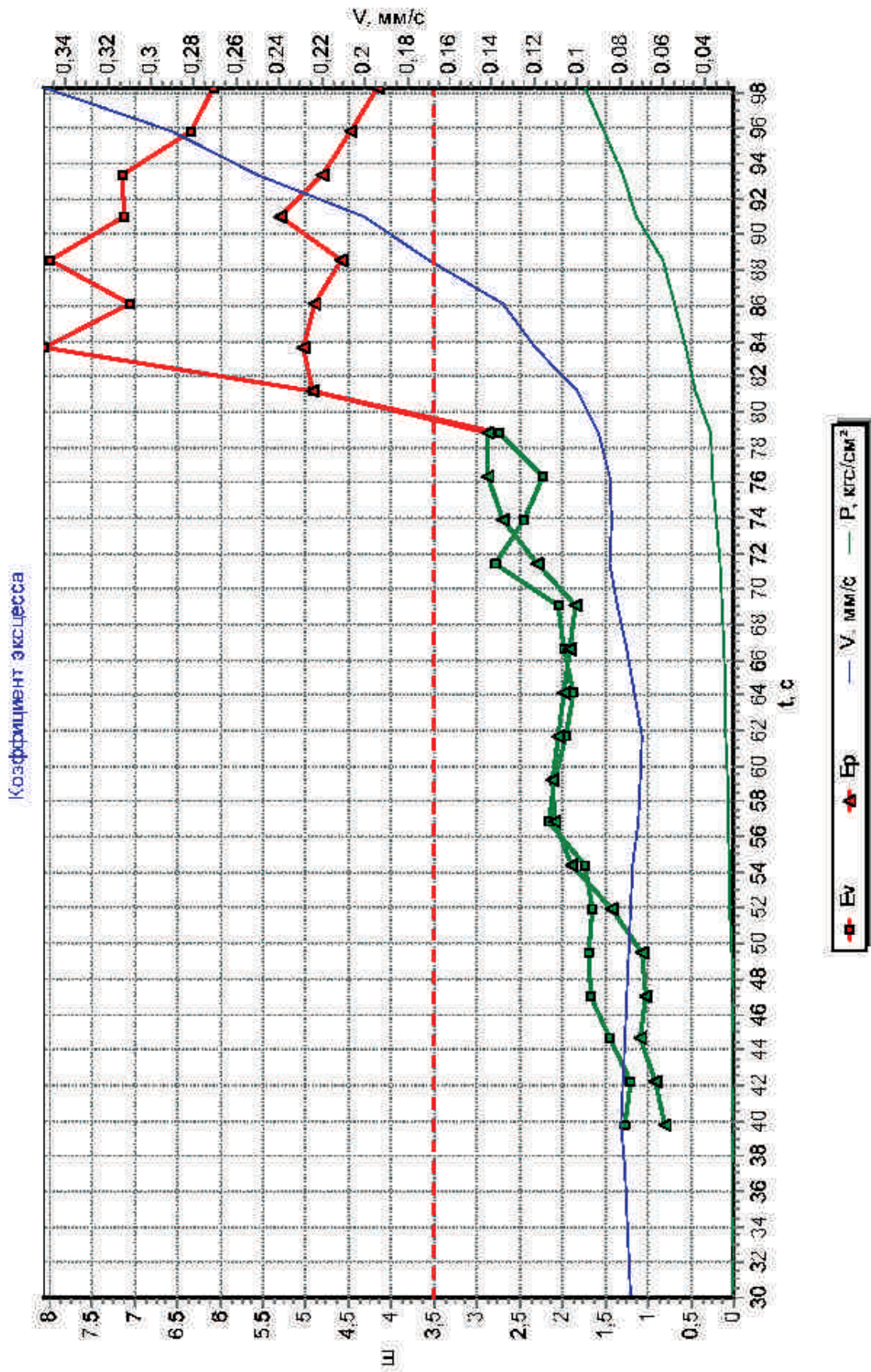


Рис. 4. Результат диагностики флагаера

потока одновременно достигли порогового значения, то сделали вывод о возникновении флаттера. Указанный вывод был подтвержден при детальной обработке зарегистрированных данных после окончания испытаний.

Совершенствование программы будет направлено на расширение сферы ее применения и создание модификаций, использующих информацию, получаемую в режиме реального времени.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бендат Дж. Измерение и анализ случайных процессов / Бендат Дж., А. Пирсол. — М.: Мир, 1974. 464 с.
2. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
3. Самойлович Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин — М.: Наука, 1969. — 444 с.: ил.
4. Августинovich В.Г. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / Августинovich В.Г., Шмотин Ю.Н. и др. — М.: Машиностроение, 2005. — 536 с.
5. Тюрин Ю.Н. Анализ данных на компьютере. / Тюрин Ю.Н., Макаров А.А. Под ред. В.Э. Фигурнова — М.: ИНФРА-М. 2002. С 34.

УДК 621.452.32:534

*В.В. Посадов (мл.)<sup>1</sup>, В.В. Посадов<sup>1</sup>,  
А.А. Еремин<sup>1</sup>, А.Е. Ремизов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>ОАО «НПО «Сатурн»,

<sup>2</sup>РГАТУ им. П.А. Соловьева, г. Рыбинск, Россия

vladimir.posadov@gmail.com

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИРОДЫ СРЫВНОГО ФЛАТТЕРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА КОМПРЕССОРА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

В статье приведены предварительные результаты анализа экспериментальных данных, полученных при стендовых испытаниях авиационного ГТД в условиях возникновения срывного флаттера рабочего колеса компрессора с целью выявления дополнительных диагностических признаков.

Несмотря на значительные успехи теории флаттера лопаток рабочих колес осевых компрессоров газотурбинных двигателей (ГТД), экспериментальные исследования остаются основным источником достоверной информации о воздействии различных факторов и особенностей конструкции рабочего колеса на его аэроупругую устойчивость. Из-за естественных сложностей постановки таких исследований, а также трудностей обеспечения чистоты опытов число работ подобного рода относительно невелико, хотя именно на их основе должны апробироваться различные способы оценки границ флаттера [1]. Срывной флаттер из-за сложности самого явления и трудностей, возникающих при попытке его математического описания, сравнительно мало изучен [2]. Этот тип флаттера обычно возникает на первых ступенях осевых компрессоров [3] на промежуточных режимах и может привести к разрушению лопаток.

Возможность самовозбуждения и амплитуда флаттера лопаток существенно зависят от аэроупругих характеристик профиля, конструктивного исполнения ротора, наличия демпфирующих элементов, условий обтекания, определяемых положением рабочей точки на характеристике компрессора, величинами давлений и температур на входе в двигатель, а также уровнем неравномерности потока на входе в компрессор. Поэтому проверка на отсутствие флаттера компрессора проводится в максимально приближенном к окончательному конструктивному облику в термобарокамерах или на летающей лаборатории до установки двигателя на самолет. Флаттер при испытаниях ГТД может возникнуть при дросселировании наружного контура при соответствующем значении параметров по внутреннему контуру в зависимости от частоты вращения вентилятора. Дросселирование осуществляется с помощью регулируемых устройств — дросселей наружного и внутреннего контуров. Флаттер может быть получен в условиях бокового ветра с помощью специального генератора. Это позволяет контролировать как скорость ветра, так и его направление. Кроме того, использование генератора бокового ветра позволяет проводить испытание двигателя со штатным самолетным воздухозаборником и имитировать реальные условия эксплуатации летательного аппарата.

Объектом исследования является авиационный ГТД класса тяги 8 тонн, имеющий достаточно податливый диск по причине облегчения конструкции. В процессе проведения эксперимента по исследованию срывного флаттера выполнено определение аэродинамических и прочностных характеристик одного из вариантов вентилятора на различных режимах работы двигателя путем изменения угла раскрытия регулируемого сопла вентилятора. При этом, в качестве контролируемых параметров, использовались газодинамические параметры по тракту двигателя, как в первом, так и во втором контуре, а также определяемый по ним коэффициент газодинамической устойчивости ступени вентилятора ( $\Delta K_u$ ). В конфигурации двигателя, проходившего испытания, использовались самолетный воздухозаборник, сопло 1-го контура с номинальным выходным сечением и регулируемое сопло вентилятора.

Исследования проводились на открытом испытательном стенде с использованием генератора бокового ветра со скоростями 10 и 15 м/с под углом  $90^\circ$  к оси двигателя. В процессе испытаний была исследована устойчивость к флаттеру указанных лопаток в широком диапазоне эксплуатационных режимов, получены аэродинамические характеристики вентилятора и определены граница газодинамической устойчивости и граница флаттера.

На рис. 1, *а* приведена схема компрессора низкого давления рассматриваемого ГТД. Во втором контуре двигателя за спрямляющим аппаратом вентилятора расположено 8 радиальных комбинированных приемников полного давления и полной температуры. Каждый комбинированный приемник содержит 7 камер торможения с расположенными внутри термопарами, пронумерованных от втулки к периферии от 1 до 7.

Перед проведением испытаний лопатки и диск вентилятора были препарированы тензорезисторами (рис. 1, *б*). Для передачи сигналов от тензорезисторов использовался радиотелеметрический токосъемник. Корпус компрессора был препарирован вибропреобразователями. Измерение, непрерывная регистрация и последующая обработка сигналов с датчиков производились с использованием измерительной системы для исследования динамических процессов DDS (Dynamic Data System). Динамические параметры регистрировались в полосе частот до 10 кГц.



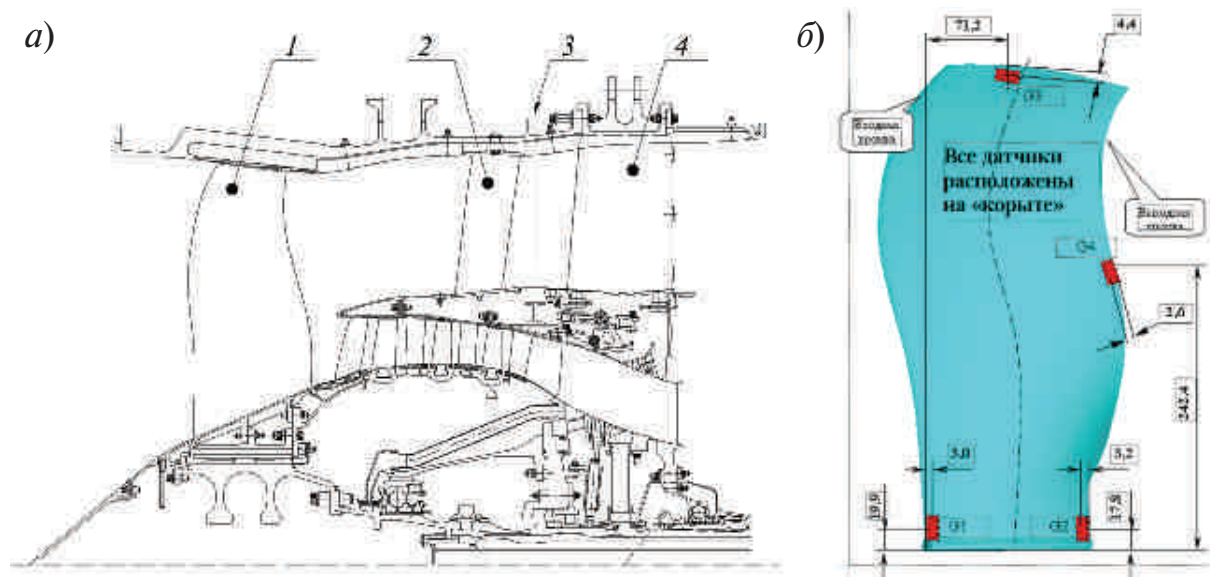


Рис. 1. Схема компрессора низкого давления ГТД:

1 — препарированная лопатка вентилятора; 2 — спрямляющий аппарат; 3 — плоскость установки приемников полного давления; 4 — стойка промежуточного корпуса

В процессе проведения испытаний выполнялась диагностика флаттера по статическим и динамическим параметрам. При исследовании флаттера анализировались величины полного давления в потоке за спрямляющим аппаратом вентилятора во втором контуре (рис. 1, а). Указанная плоскость выбрана исходя из необходимости более полного учета процессов, происходящих за вентиляторной ступенью. Запись статических параметров осуществлялась с дискретностью 5 Гц.

Диагностика флаттера рабочих лопаток компрессоров производилась с помощью динамического тензометрирования по росту вибронапряжений с тензорезисторов. При этом признаком флаттера является появление на частотах колебаний лопаток устойчивых по времени спектральных составляющих, отличающихся от роторных гармоник. Кроме того, выполнялся анализ динамической информации с датчиков, установленных на статорных деталях ГТД — вибропреобразователей. Диагностика по информации с вибропреобразователей осуществлялась по методике, приведенной в [4].

Контролируемые статические параметры двигателя при флаттере изменялись незначительно, что объясняется работой цифровой системы автоматического управления двигателем с полной ответственностью (FADEC).

На рис. 2 показана схема расположения приемников полного давления относительно стоек. Промежуточный корпус ГТД имеет 10 радиальных стоек различной толщины. На 6 и 12 часов за стоечным узлом установлены обтекатели пилона в мотогондоле, имеющие значительную толщину.

На рис. 3 показано изменение статических и динамических контролируемых параметров при флаттере при скорости бокового ветра 10 м/с и температуре воздуха на входе в двигатель 277 К.

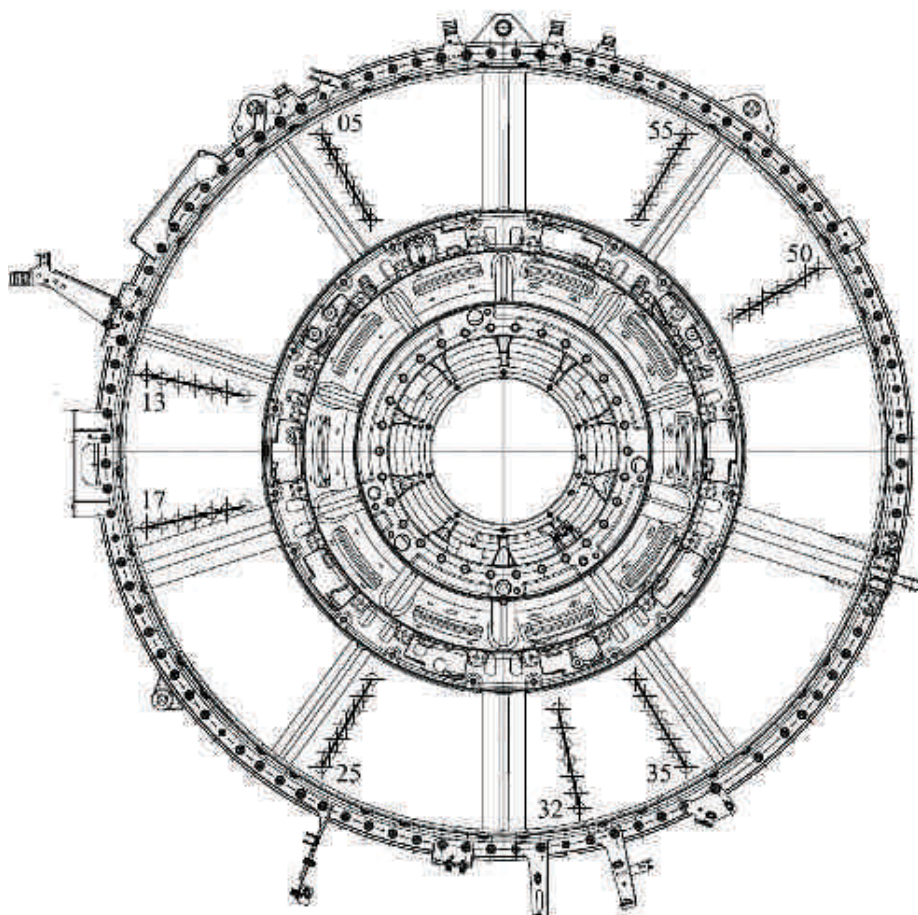


Рис. 2. Схема расположения приемников полного давления перед корпусом промежуточным (вид со стороны вентилятора, цифрами показаны углы установки приемников)

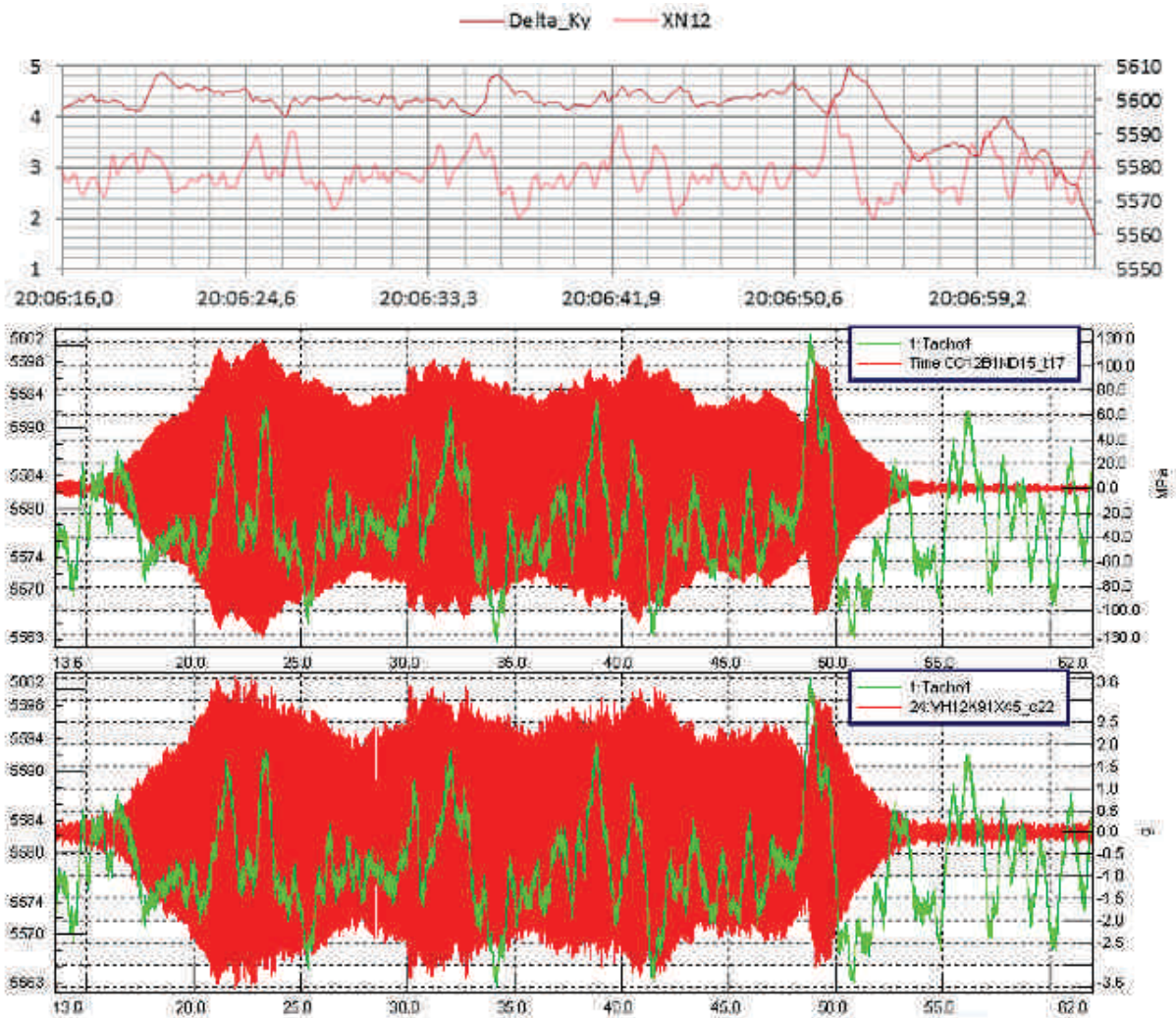


Рис. 3. Изменение статических (коэффициента газодинамической устойчивости и частоты вращения) и динамических (с тензорезистора и вибропреобразователя) параметров при флаттере

В процессе проведения испытаний было установлено следующее.

Повышение скорости бокового ветра привело к увеличению неравномерности на входе в двигатель в связи с ростом нормальной составляющей скорости набегающего потока.

Флаттер был зарегистрирован тензорезисторами, установленными в корневом сечении рабочих лопаток вентилятора, а также вибропреобразователями на корпусе компрессора.

Чаще всего при приближении к границе неустойчивости давления за спрямляющим аппаратом вентилятора увеличивались,

однако в ряде случаев при скорости бокового ветра 15 м/с при приближении к границе неустойчивости наблюдалось их снижение на радиусах, соответствующих втулочным и средним сечениям спрямляющего аппарата. Наиболее вероятной причиной снижения указанных давлений может являться срыв потока в вентиляторной ступени компрессора.

В большинстве рассмотренных случаев с увеличением толщины стойки амплитуды давлений за спрямляющим аппаратом вентилятора увеличивались. Причем с увеличением толщины стойки пульсации этих давлений возникали с более высокой частотой. На приемниках, расположенных вблизи «толстых» стоек, имели место интенсивные нерегулярные изменения полного давления, вызванные нестационарностью потока, что затрудняет диагностику флаттера по приемникам, расположенным вблизи этих стоек. Кроме того, влияние на параметры потока могли оказывать обтекатели пилона в мотогондоле.

Изменения давлений и вибронапряжений в корневых сечениях лопаток происходило синхронно. Кроме того, анализ выявил синхронность изменения динамических параметров.

На рис. 4 показано изменение полных давлений за спрямляющим аппаратом вентилятора и вибронапряжений в корневом сечении рабочей лопатки вентилятора при флаттере при скорости бокового ветра 15 м/с.

Из рис. 4 видно, что за 3 секунды до роста вибрационных напряжений в корневом сечении рабочей лопатки вентилятора наблюдался резкий скачок полных давлений за спрямляющим аппаратом. Указанную зависимость целесообразно использовать при диагностике флаттера.

Выявление информативных параметров требуется не только при диагностике флаттера, но и для повышения достоверности его прогнозирования.

На рис. 5 представлено сравнение результатов, полученных статистическим методом и при испытаниях двух ТРДД с идентичными ступенями вентилятора, отличающимися только масштабными коэффициентами. Из рис. видно, что результаты эксперимента значительно отличаются от расчетных значений. Причем,

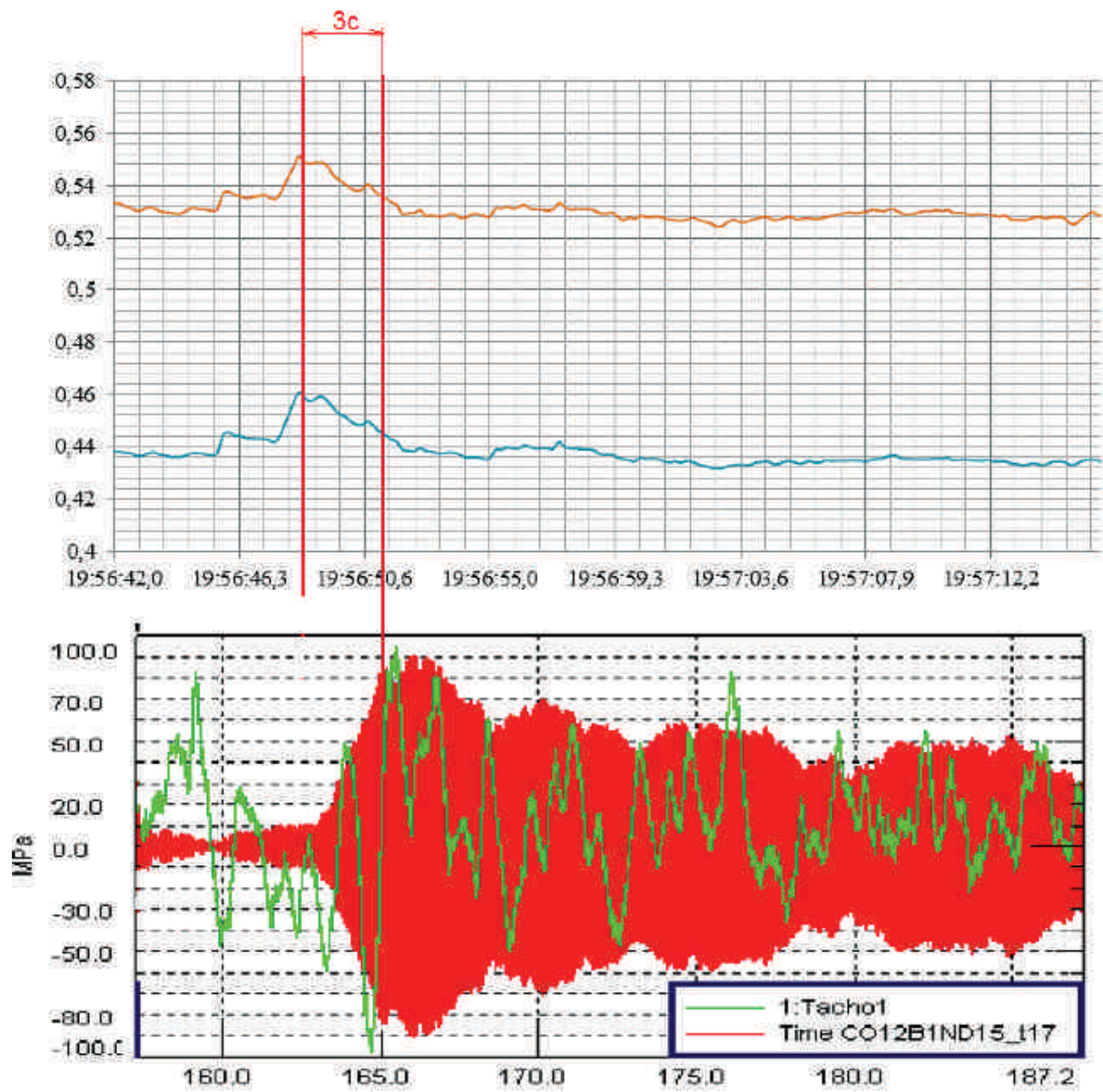


Рис. 4. Изменение полных давлений за спрямляющим аппаратом вентилятора и вибронпряжений в корневом сечении рабочей лопатки вентилятора при флаттере. Скорость бокового ветра 15 м/с

для ТРДД 2 наибольшее количество случаев возникновения флаттера было зафиксировано в зоне неопределенности прогноза [5].

Для рассмотренных в настоящем исследовании случаев установлено, что имеется максимум изменения полных давлений на радиусе, соответствующем 0,8–0,95 высоты лопатки (соответствует расположению 6-го приемника полного давления), что согласу-

ется с результатами исследований других авторов, которые для прогнозирования флаттера предлагали использовать аэродинамические параметры на указанном радиусе [6, 7].

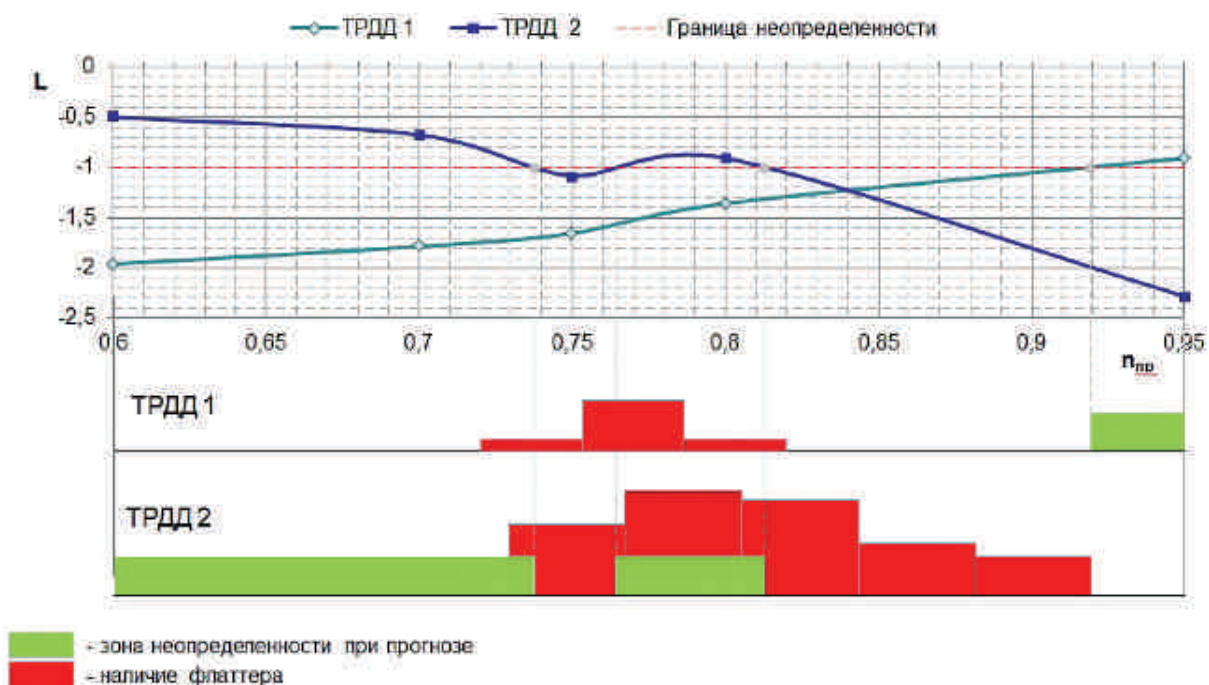


Рис. 5. Верификация результатов прогнозирования флаттера

( $L$  — функция правдоподобия;  $L < -1$  — ожидается отсутствие флаттера;  $L > 1$  — ожидается возникновение флаттера;  $-1 \leq L \leq 1$  — неопределенная ситуация)

Объем выполненных работ на двигателе и анализ результатов испытаний позволяют гарантировать устойчивую работу вентилятора при скорости естественного ветра в условиях открытого испытательного стенда не более 5 м/с ( $H = 0$   $M = 0$ ) и скорости бокового ветра не более 10 м/с при взлете.

Приведенные в настоящей статье результаты следует считать предварительными, которые будут дополнены после анализа результатов при других условиях проведения испытаний.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гинзбург С.И., Журавлев А.А., Мотин И.И., Набатова Н.А., Шипов Р.А. Влияние некоторых конструктивных параметров на флаттерные характеристики рабочих лопаток компрессорной ступени. Аэроупругость лопаток турбомшины. Труды ЦИАМ, № 953, 1981, с. 241–257.

2. *Ольштейн Л.Е., Шипов Р.А.* Условия возбуждения срывного флаттера лопаток компрессоров. Прочность и динамика авиационных двигателей. Сборник статей. Вып.1. М., Машиностроение, 1964, С.247–276.

3. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т.3, 1980, 344 с.

4. *Посадова О.Л., Посадов В.В.* Способ диагностики автоколебаний рабочего колеса турбомшины: пат. 2411484. Рос. Федерация. № 2009118441/06; заявл. 15.05.2009; опубл. 10.02.2011, Бюл. № 4. 5 с.

5. *Ремизов А.Е., Посадов В.В.* Методы прогнозирования флаттера рабочего колеса компрессора авиационного газотурбинного двигателя. Вестник РГАТУ, 2012. — № 2 (23). — С. 85–91.

6. *Михайлов В.М.* Методика и программный комплекс для расчетных оценок устойчивости к флаттеру компрессорных колес как единых деформируемых систем: науч.-техн. отчет ЦИАМ. №10564. М., 1986. 58с.

7. *Михайлов В.М., Хориков А.А.* К вопросу о вероятностно-статистическом прогнозировании флаттера бандажированных колес компрессоров. Труды ЦИАМ, № 953, 1981, с. 257–267.

УДК 621.45.035.5

*В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев*

ФГБОУ ВПО Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет), г. Самара, Россия  
vladamgenja@mail.ru, xandr\_mail@mail.ru

## **ВИРТУАЛЬНОЕ ПРОТОТИПИРОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ФОРСИРОВАННЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВУХКОНТУРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВЫХОДОМ НА ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ\***

Выходные устройства (сопла) современных форсажных двигателей — сложные регулируемые устройства, предназначенные для оптимального использования реактивного потока, создаваемого двигателем. Так как все узлы двигателя связаны газодинамически, работа регулируемого сопла отражается на стабильности турбины и компрессора двигателя.

В данной работе рассматривается цикл проектирования (модернизации) сопла (рис.1) двигателя-прототипа с расчетами газовой

---

\*Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства РФ (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

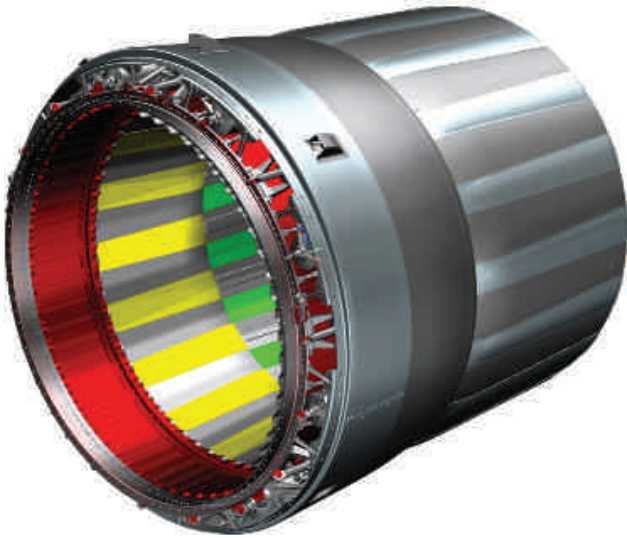


Рис. 1. Объемная модель сопла

динамики, кинематики и прочности с использованием компьютерных технологий.

В ходе данной работы были использованы программные пакеты: SIEMENS NX для создания конструкторских моделей деталей и сборок узлов на основе конструкторской документации, предварительной обработки расчетной модели; ANSYS CFX и MathCAD для расчетов газовых нагрузок на наруж-

ные и внутренние створки сопла; MSC ADAMS для расчетов кинематики и динамики упрощенной модели; ANSYS Workbench для расчета на прочность.

Для полностью регулируемого сопла существует методика расчета газовых сил путем вычисления давления на площадь внутренних поверхностей канала и получения точки приложения силы из уравнения момента. Данная методика применена в работе.

Предварительный анализ распределения давлений в сопле производится на основе решения задачи течения одномерного газового потока через тракт. Согласно ей, в качестве исходных параметров должны быть известны: давление окружающей среды, расход газа через сопло, площади поперечных сечений сопла, степень понижения давления в сопле, полная температура на входе в сопло, коэффициент политропы. Алгоритм такого расчета давлений на створки сопла делится на две части: а) определение давления на внутренний контур и б) определение давлений на наружный контур. Для внутреннего контура сопла вычисляются соотношения всех площадей поперечного сечения газового тракта. Затем, по таблицам газодинамических функций, рассчитываются значения параметров во входном сечении: числа Маха, степени понижения давления, статические давления и температуры. Далее определяется местная скорость звука на входе, с помощью которой, по известному рас-



ходу газа через сопло, вычисляется плотность потока на входе и величина полного давления без учета потерь. Теперь, зная степень расширения в сопле, можно определить статическое давление на срезе сопла в виде [1]:

$$p_C = \frac{p^*}{\pi_C}, \quad (1)$$

где  $p^*$  — полное давление.

Следует отметить, что полученное давление может отличаться от атмосферного, поскольку выходные устройства подобного типа предполагают работу и на режимах некоторого перерасширения газа. Поэтому с помощью газодинамических функций, давления определяются до момента, когда они становятся равными атмосферному, поскольку из теории известно, что уравнения газовой динамики и таблицы газодинамических функций для идеального газа обеспечивают приемлемую точность расчетов лишь в области невысоких давлений и сравнительно высоких температур.

По известной геометрии профиля сопла вычисляются значения поперечных площадей сечений  $F_i$  и значения относительных площадей в виде [3,4]:

$$q_i = \frac{F_{кр}}{F_i}, \quad (2)$$

где  $F_{кр}$  — площадь критического сечения сопла.

Затем по таблицам газодинамических функций определяются значения числа Маха и степени расширения в сопле в каждом сечении. Статическое давление в каждой точке профиля, согласно [3,4], определяется с допущением как

$$p_i = p^* \pi_i, \quad \text{при} \quad \begin{cases} p_i \leq p_C, \\ p_i \approx p_C \end{cases} \quad (3)$$

Определив таким образом все требуемые входные параметры газового потока, можно приступить к созданию модели и газодинамическому анализу сопла в САЕ-среде ANSYS CFX.

Исходными данными для создания расчетной модели в ANSYS CFX являются меридиональные обводы сопла, получаемые на основе 2D-чертежа, входные границы и специально созданная вы-

ходная расчетная область, позволяющая получать устойчивые решения при дальнейшем анализе газодинамических параметров.

Производилась обрисовка контура расчетной области сопла. Следует отметить, что данный контур удобнее предварительно создать в любом CAD-пакете и импортировать в среду ANSYS CFX. Согласно рекомендациям [2], были приняты следующие основные положения:

- 1) Расчетная область была построена с помощью сплайнов, а не отрезков с возможным избеганием прямых углов.
- 2) Для обеспечения приемлемых параметров конечно-элементной сетки, контурные сплайны создавались с использованием минимального количества точек.
- 3) Входные границы расчетной области принимались перпендикулярными оси двигателя.
- 4) Выходная расчетная область с целью более корректного моделирования была также задана в виде сплайнов с возможным избеганием прямых углов.
- 5) Высота выходной области выбиралась из расчета два, а ширина — пять диаметров сопла наружного контура.

После создания расчетной области сопла на основе отдельных контурных сплайнов, указанные сплайны были объединены в единый контур. Затем была построена и подготовлена для дальнейшего расчета в модуле «Design Modeler» 3D-модель контура сопла, представляющая собой сектор, равный 20 градусам.

Следующим этапом расчета явилось построение сетки конечных элементов в модуле «Meshing». Сначала генерировалась предварительная сетка, которая затем сгущалась путем создания призматического слоя и измельчалась в расчетных субобластях (рис. 2).

После определения параметров сетки конечных элементов производилось задание входных и выходных граничных условий, в качестве которых принимались: полное давление и полная температура на входе в расчетную область сопла; статическое давление, равное атмосферному на выходе из расчетной области. Учитывая, что модель представляет собой лишь сектор в 20 градусов, для адекватного расчета было задано условие периодичности, имитирующее поведение полноокружного сопла.

Далее были заданы необходимые параметры газового потока, текущего через сечения сопла. В качестве рабочего тела выбран идеальный газ со свойствами продуктов сгорания.

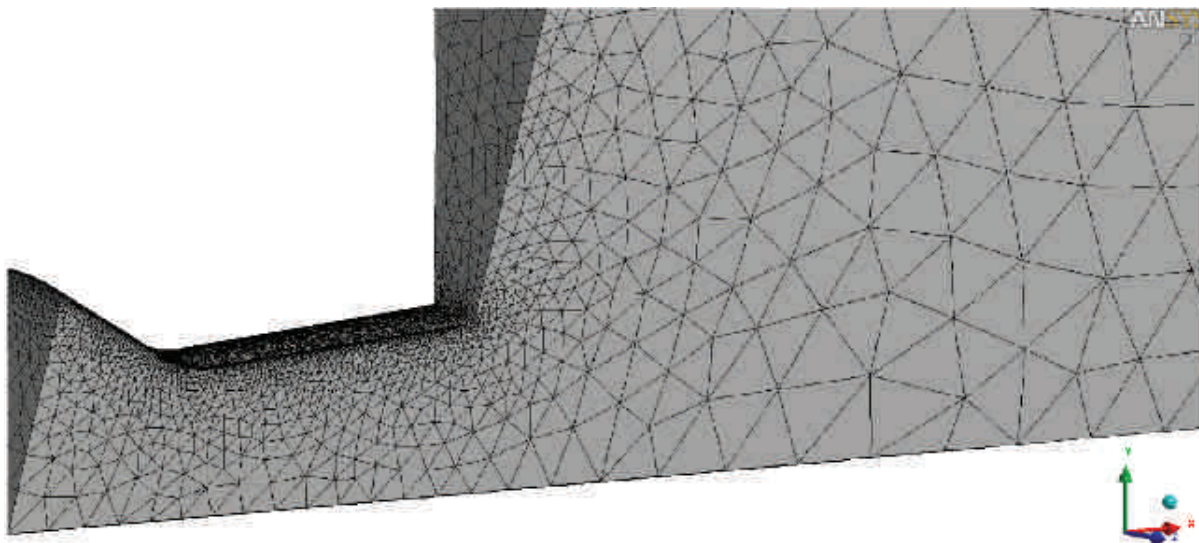


Рис. 2. Предварительная сетка конечных элементов

Окончательный вид расчетной модели представлен на рис. 3. Результаты проведенного затем CFD-анализа представлены на рис. 4.

После получения газодинамических параметров потока в ANSYS CFX можно переходить к построению динамической модели сопла в программном комплексе MSC.ADAMS и проведению кинематико-динамического анализа. Для этого, 3D-модель одного из секторов сопла была импортирована в «нейтральном» формате

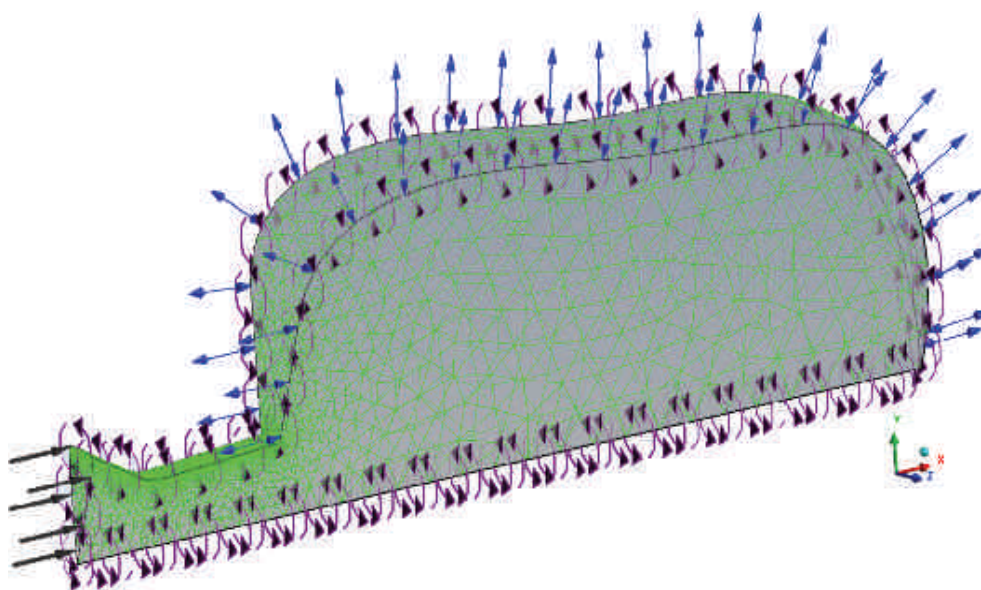


Рис. 3. Расчетная модель потока в сопле



Рис. 4. Поля распределения статического давления

в расчетную среду MSC.ADAMS. Затем на детали сопла были наложены кинематические и динамические граничные условия в виде соединений (шарниров) и газовых сил, полученных в предыдущем расчете. Как видно на рис. 5, створки и проставки дозвуковой части шарнирно соединяются со створками и проставками сверхзвуковой части сопла.

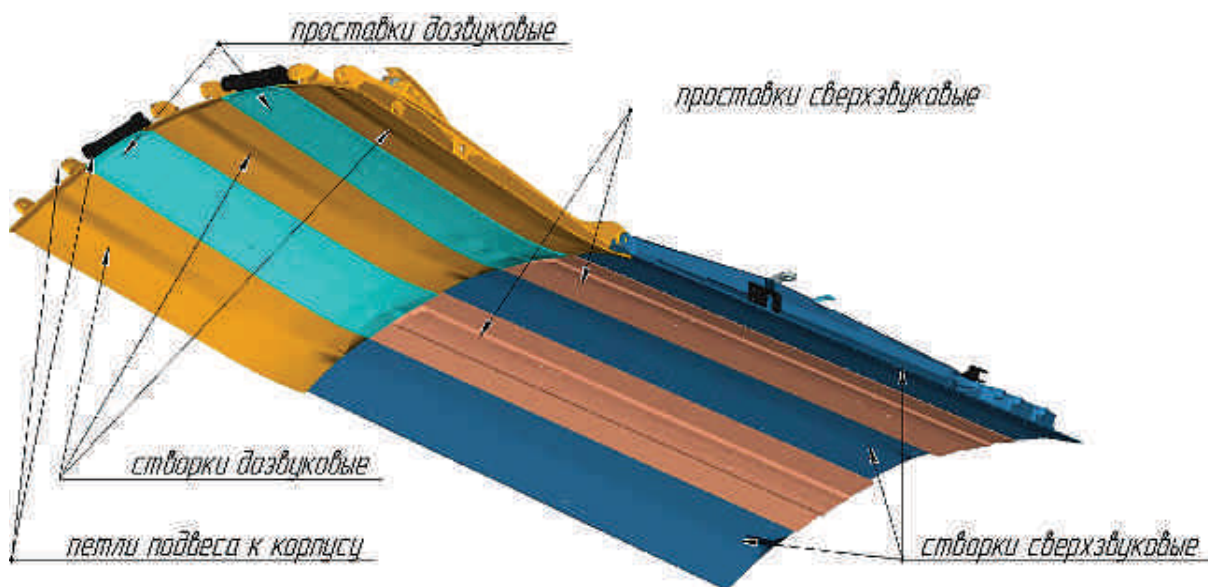


Рис. 5. Формирование проточной части сопла (внутренние створки)

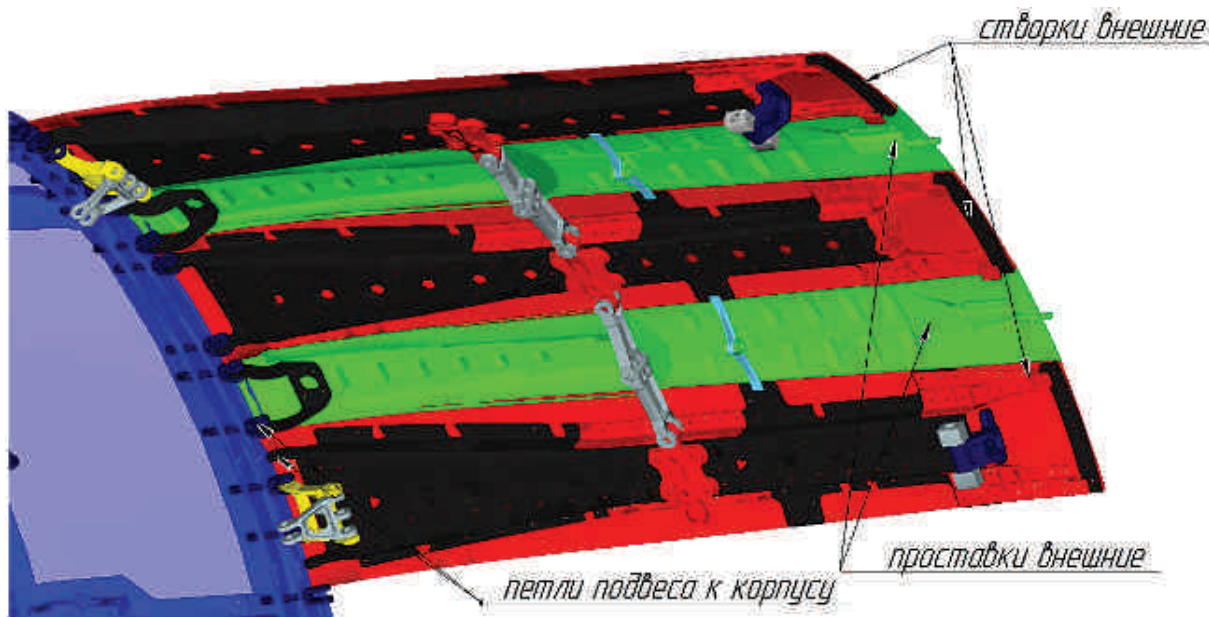


Рис. 6. Формирование проточной части сопла (наружные створки)

Кинематико-динамический расчет в программном комплексе MSC.ADAMS производится на основе метода Лагранжа-Эйлера. Основой для системы уравнений, описывающих динамику системы  $n$  твердых тел, находящихся под действием  $m_a$  заданных сил и стесненных  $m$  голономными связями, послужили уравнения в форме Эйлера-Лагранжа с множителями:

$$\begin{aligned} \dot{p}_i &= \frac{\partial L}{\partial q_i} + \sum_{k=1}^{m_a} \bar{F}_i \cdot \frac{\partial \bar{r}_k}{\partial q_i} - \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i}, \\ p_i - \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} &= 0, \\ u_i - \dot{q}_i &= 0, i = 1, \dots, 6n, \\ \Phi_j(\{q_\alpha\}, t) &= 0, j = 1, m, \end{aligned} \tag{4}$$

$$\bar{F}_k - \bar{f}_k(\{q_\alpha\}, \{u_\beta\}, \{\lambda_\gamma\}, t) = 0, k = \overline{1, m_\alpha}.$$

Для задания движения твердого тела используются инерциальные глобальные координаты его центра масс и углы Эйлера. По умолчанию ориентация определяется последовательными пово-

ротами вокруг главных центральных осей тела 3—1-3 (для них в интерфейсе и документации пакета используется обозначение *B313*) на углы  $\psi$  — прецессии,  $\theta$  — нутации,  $\phi$  — собственного вращения. Выбор одной из 24 систем углов Эйлера должен быть сделан в процессе сборки модели, перед началом симуляции.

Физический смысл этого уравнения следующий — в каждый момент времени сила реакции в закреплениях тел (шарнирах), должна быть уравновешена внешними силами и силами инерции, действующими в механизме.


На основании размещения шарниров в 3D-модели сектора сопла составлена кинематическая блок-схема, которая позволяет легко и наглядно показать кинематическую цепочку. В данной схеме не указано количество кратных элементов, объемная сетка связей сведена к двумерной условной. Схема представлена на рис. 7. Сокращения на схеме расшифровываются следующим образом:


*n* — наружный контур; *v* — внутренний контур:


*ngk*; *vgk* — корпуса гидроцилиндров; *ngsh*; *vgsh* — штоки гидроцилиндров;


*vt* — тяги внутреннего контура (идут к качалкам *vk*); *tk* — тяга корпусная (для жесткости — статорная рама); *vlk* — вилка корпусная (статорная рама); *vpp* — проставка внутреннего контура, передняя; *vsp* — створка внутреннего контура, передняя; *vpz* — проставка внутреннего контура, задняя; *vsz* — створка внутреннего контура, задняя; *vpzl* — звено подвески задней проставки внутреннего контура; *vkpr*, *vkpz* — коромысла внутреннего контура, передний и задний пояс (синхронизация); *zvpz* — замок задних проставок внутреннего контура (от перераскрытия); *vpzj* — центральная часть трехзвенника на задних коромыслах; *vpzjl*, *vpzjr* — левые и правые части трехзвенника; *vk* — качалка внутреннего контура; *vka* — ось качалки внутреннего контура; *nq* — передача от кольца к створкам наружного контура; *pd* — подшипники качения (кулаки внутреннего контура); *colco\_v* — управляющее кольцо внутреннего контура; *colco\_n* — управляющее кольцо наружного контура; *snpg* — подвес наружного кольца к статору, звено к статору; *snpc* — подвес наружного кольца к статору, звено к кольцу;


подвес кольца внутреннего: *st* — скользящая тяга; *ss* — вилка между статором и вилкой *sv*; *sv* — вилка к внутреннему контуру; *svt* — втулка между тягой и вилкой *ss*; *nr#l*, *nr#r* — рычаги (локти с зубчатыми передачами), левые и правые; *nrt#l*, *nrt#r* — тяги рычагов, левые и правые; *np* — проставка внешнего контура; *ns* — створка внешнего контура; *nq* — толкающий рычаг во внешнем контуре; *nqr*, *nql* — звенья рычага (правое и левое); *nkr* — коромысла внешнего контура (синхронизация); *f#*, *f#1*, *f#2* — детали элемента синхронизации на срезе.


 Translation Joint — позволяет одной части перемещаться относительно другой поступательно, без вращения. Положение соединения не влияет на движение, влияет лишь задаваемый вектор, указывающий направление перемещения.


 Cylindrical joint — позволяет поступательное перемещение и вращение, вокруг оси. Ось задается вектором при создании соединения.

 Spherical joint — Сферический шарнир, вращение вокруг точки.

 Planar joint — позволяет одной детали скользить и вращаться в плоскости другой детали. Задается точку, через которую проходит плоскость.

 Fixed Joint — жесткое соединение (замок). Место его размещения не влияет на работу конструкции. Отнимает у тела все шесть степеней свободы.

 Bushing (flexible) -демпфирующий элемент. Позволяет компенсировать небольшие смещения при расчете сложной модели.

 Point-Curve Constraint — ограничение «точка по кривой». Используется для реализации движения лапок кронштейна подшипника управления дозвуковыми створками.

В дальнейшем при работе с полной расчетной динамической моделью предполагаются следующие этапы (рис. 8):

- проведение динамического расчета с учетом тепловых процессов;
- проведение динамического расчета с учетом демпфирования;

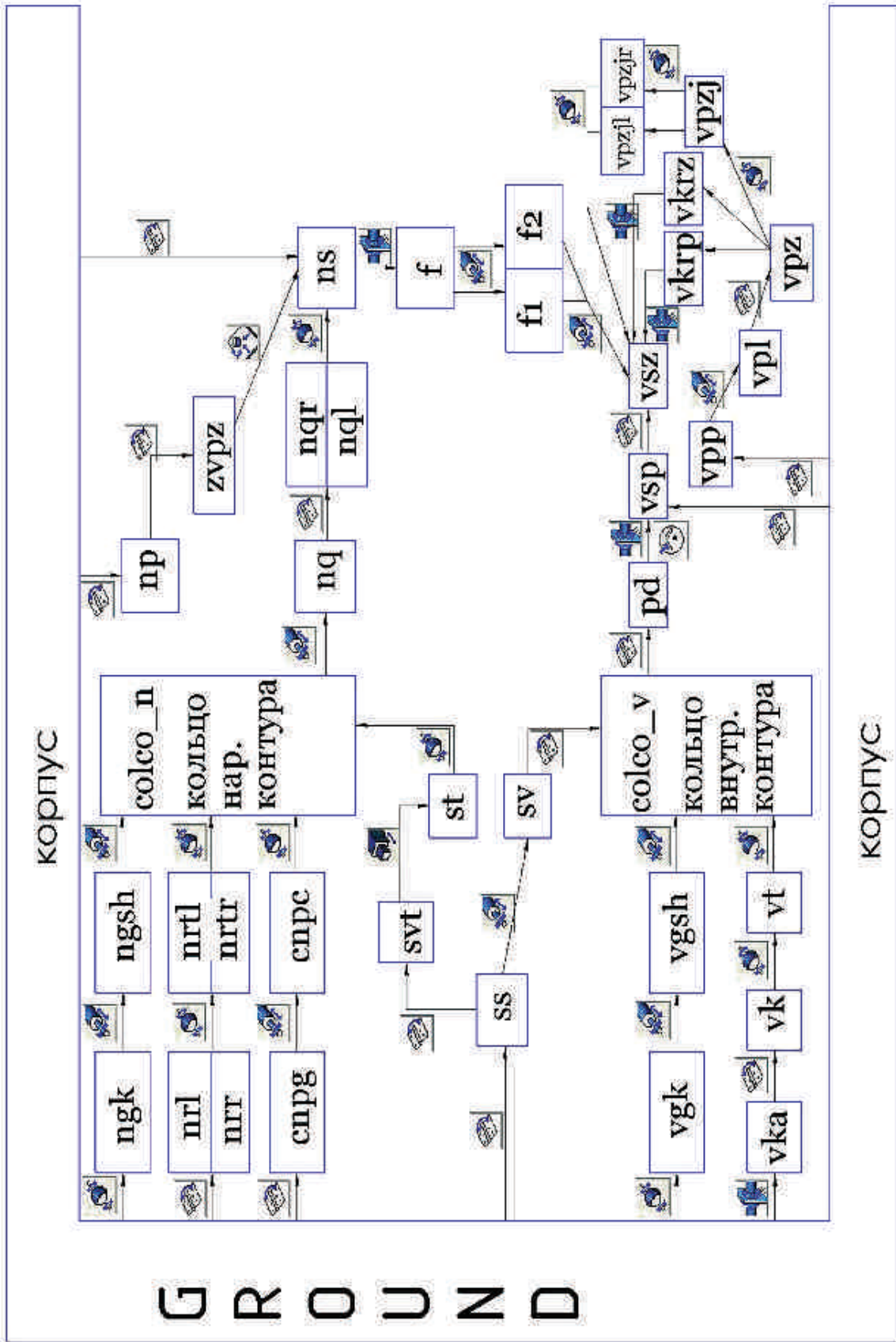


Рис. 7. Кинематическая схема модели сопла



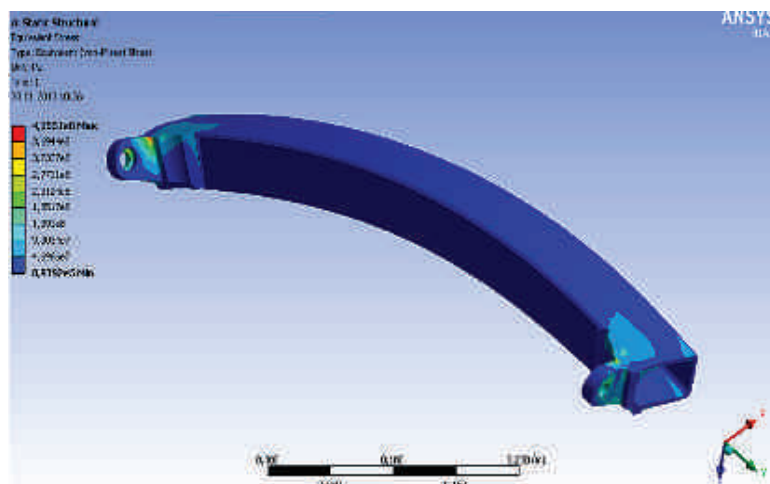


Рис. 8. Расчет напряжений в управляющем кольце внутреннего контура

— разработка методики цифрового моделирования сопла двигателя с учетом газодинамических, тепловых, кинематических и трибологических процессов

— исследование работы сопла в составе мотогондолы.

Последовательное выполнение перечисленных этапов и дополнение их к уже проведенным этапам анализа, по мнению авторов, позволит окончательно сформировать методику виртуального прототипирования выходных устройств форсированных газотурбинных двигателей различного типа и назначения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Абрамович Н.И.* Прикладная газовая динамика. Изд. 4-е исправл. и доп. — М.: Наука, 1976. — 888 с.
2. *Молчанов А.М.* Решение задач истечения свободной сверхзвуковой струи газа в затопленное пространство: метод. указ. / А.М. Молчанов, П.В. Холодов. — М.: Изд-во МАИ, 2013. — 71 с.
3. *Иноземцев А.А.* Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. — М.: Машиностроение, 2008. — Т. 1, 2, 4.
4. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / Под общ. ред. В.Д. Хромина. — М.: Машиностроение, 1989. — 368 с.

# ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

---

УДК 621.452.3–2262:539.4

*А.Н. Крундаева, Р.А. Диденко*

ОАО «НПО «Сатурн», г.Рыбинск, Россия  
anastas\_siy@mail.ru

## **РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ БРОНЕЗАЩИТНОЙ НАМОТКИ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА ИЗ НЕПРОПИТАННЫХ АРАМИДНЫХ НИТЕЙ**

Статистика авиакатастроф показывает, что проблема удержания обрывающихся лопаток корпусом для авиационных двигателей является весьма актуальной. Поэтому в соответствии с американскими национальными нормами FAR-25, европейскими нормами JAR-25 и нормами Российской Федерации АП-33 двигатели современных самолетов должны быть спроектированы таким образом, чтобы при разрушении (обрыве) лопатки вентилятора в результате попадания птицы, любого постороннего предмета или вследствие накопления усталостной поврежденности свести повреждение в двигателе к минимально возможным [1].

При создании газотурбинных авиационных двигателей авария, связанная с возможным обрывом лопатки вентилятора, должна тщательно анализироваться, а на основе результатов анализа в конструкцию должны быть заложены технические решения, повышающие уровень ее безопасности путем предотвращения тяжелых последствий этой аварии.

В работе представлен один из возможных вариантов решения проблемы повышения надежности корпуса: использование бронезащиты [2].

Исходная конструкция бронезащиты является сложной кольцевой системой, включающей в себя элементы, выполненные из титановых сплавов и внешний слой, представляющий собой плотно намотанную на металлическую основу арамидную ткань (рис. 1).



Рис. 1. Исходная конструкция бронезащиты

Основным назначением бронезащиты является недопущение поражения конструкции двигателя и самолета оборвавшимися в результате аварии фрагментами разрушившегося компрессора, в том числе оторвавшейся лопаткой.

Арамидная намотка из ткани достаточно широко используется в защитных системах самолетных газотурбинных двигателей. Эти системы являются весьма рентабельными (соотношение цена-качество) для решения, например, задачи локализации осколков двигателя при обрыве лопатки, т. к. ткань обладает высокой удельной прочностью на единицу веса (рис. 2).

Более того, производство подобных защитных систем является относительно недорогим по сравнению с традиционными металлическими системами и, в связи с этим, комбинированные корпуса являются весьма перспективными. Однако для создания таких систем и максимального использования указанных преимуществ материала корректным образом, необходимо иметь робастную

конечно-элементную методологию моделирования деформирования материала для решения повседневных конструкторских проблем. Моделирование многослойных композиционных материалов, применяемых в защитных системах двигателей для локализации оборвавшейся лопадки, является сложной задачей механики, в основном, из-за отсутствия собственно математической модели материала и недостатка точности техники численного моделирования на существующих моделях композиционных материалов. Расчеты на существующих моделях часто сопровождаются численностью неустойчивостью, предположительно из-за сложности описания взаимодействия между различными компонентами материала (или волокон) при деформировании.

Остатки кусочков материала под покровом материала



Места повреждения намотки корпуса

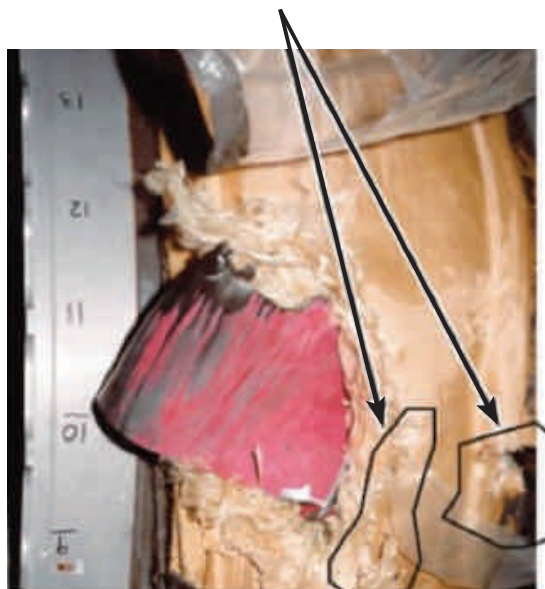


Рис. 2. Удержание корпусом вентилятора оборвавшейся лопадки

В представленной работе, решение задачи динамического деформирования имитатора комбинированного корпуса при соударении с имитатором вылетевшей лопадки проводилось на основе лицензионных программных средств LS-DYNA [3] и расчетной методики, использованной при компьютерном моделировании соударения моделей рабочей лопадки с моделью металлического защитного корпуса [4]. Результаты экспериментов и кинограммы

взаимодействия имитатора лопатки с намотанной арамидной тканью получены из открытых источников [5].

В работе для задания свойств материала ткани выбрана математическая модели материала `*MAT_COMPOSITE_DAMAGE`, позволяющая создавать ортотропный многослойный материал. Материал моделируется оболочечными (SHELL) элементами с опцией формулировки элемента Белычко-Цая.

Из опыта работы над слоистыми материалами был сделан вывод, что удобней всего и достоверней — моделировать слои материала задавая соответствующие параметры в опции для SHELL элементов, а не моделировать каждый слой вручную (рис. 3).

Предложенный расчет многослойных композиционных материалов основан на моделировании слоев за счет настроек SHELL элементов [6]. Каждый слой соответствует одной точке интегрирования. Количество точек интегрирования в одном SHELL элементе может быть очень много, причем опция материала `*MAT_COMPOSITE_DAMAGE` позволяет активизировать теорию слоистых оболочек, чтобы должным образом смоделировать поперечно-сдвиговую деформацию.

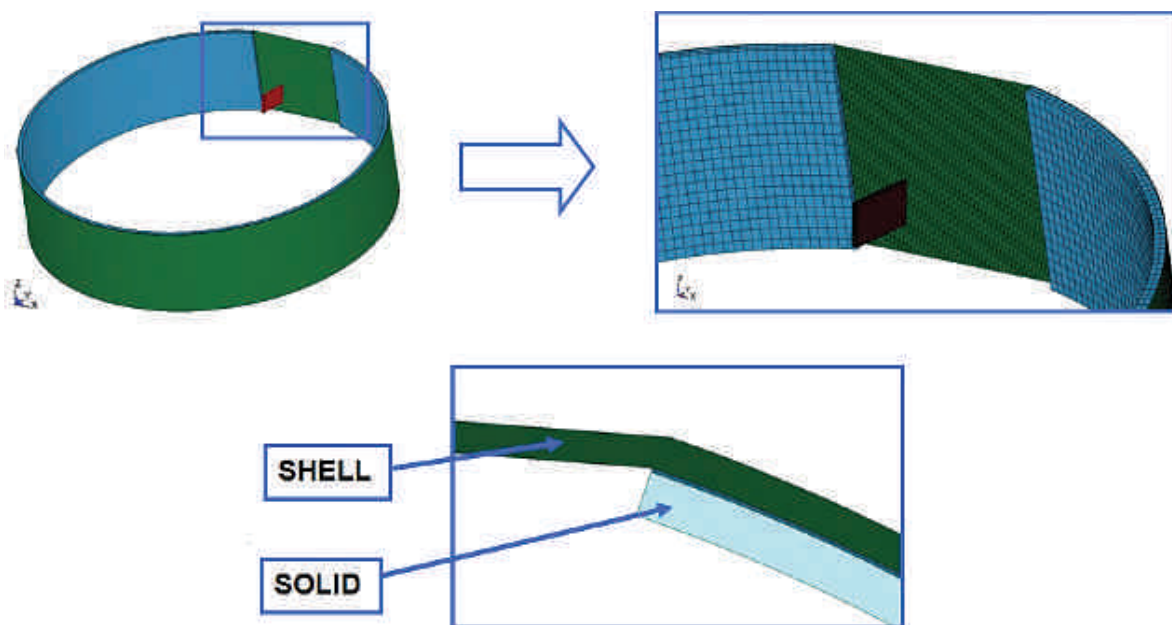


Рис. 3. Модель имитатора корпуса с намотанной тканью

Моделирование каждого слоя в отдельности очень долго и не совсем правильно, так как сложно задаться коэффициентом трения между слоями.

В металлической подложке было выпилено отверстие для определения характера взаимодействия имитатора лопатки с арамидной тканью.

Все необходимые физико-механическим характеристикам материала титанового сплава и намотанной арамидной ткани получены из экспериментальных исследований, проведенных в рамках работы по изучению свойств бронезащиты. Динамические кривые деформирования арамидной ткани заложены в конечно-элементную модель ткани.

В модели учитывается контактное взаимодействие элементов конструкции как друг с другом, так и самих с собой в результате собственной деформации. Обработка контактного взаимодействия между ударяющимися частями расчетной модели задавалась по средствам контакта \*CONTACT\_ERODING\_SURFACE\_TO\_SURFACE.

Коэффициент трения во всех контактных парах принят равным 0.2. Начальные условия задаются в виде равномерно распределенного векторного поля скорости ударника в направлении имитатора корпуса. Значение начальной скорости составляет 270 м/с.

Модель материала, применяемая в данном исследовании была тщательно проанализирована. В модель материала вносились изменения до тех пор, пока не была получена приемлемая корреляция между моделированиями и данными испытания.

Предложенная модель апробирована путем решения поставленной задачи и верифицирована по результатам конограмм высокоскоростной видеосъемки.

Результаты расчета для намотки арамидной ткани в 8 слоев представлены на рис. 4. Анализ полученных результатов показывает, что ткань пробивается ударником. Остаточная скорость ударника после пробития ткани равна ~150 м/с. Потеря кинетической энергии ударником составила 30 %.

Результаты расчета для намотки арамидной ткани в 32 слоев представлены на рис. 5. Анализ полученных результатов показывает, что ткань не пробивается ударником.

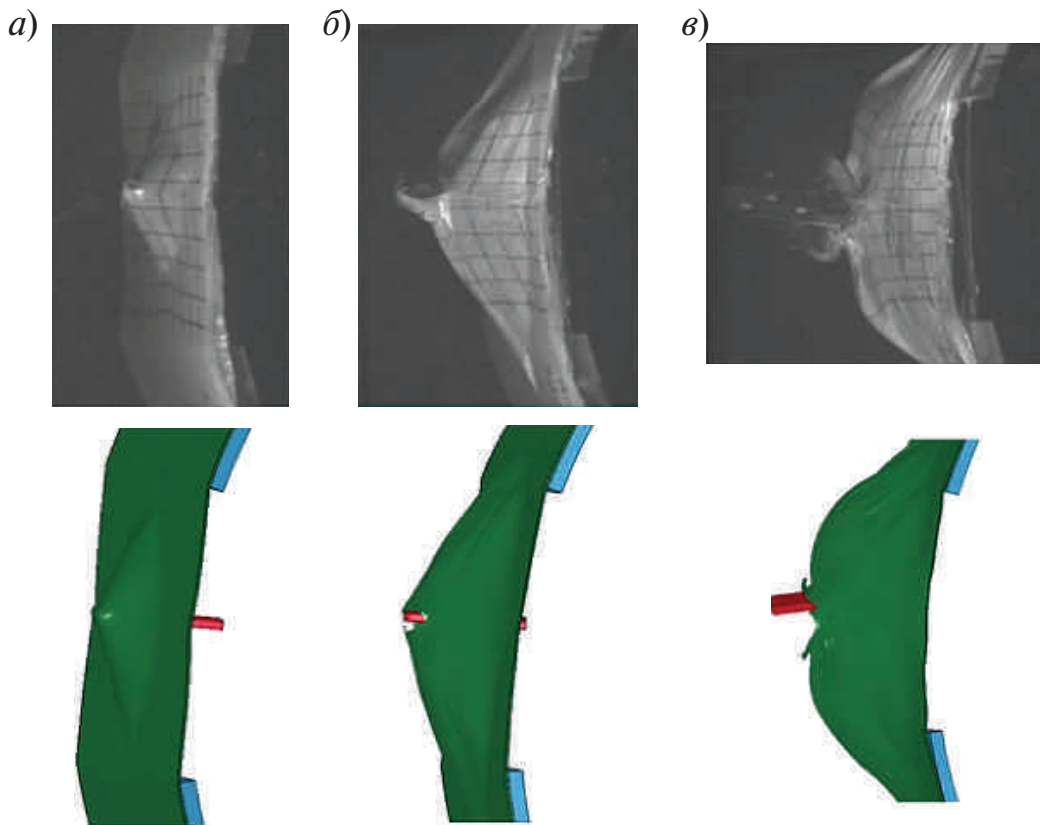


Рис. 4. Взаимодействие имитатора лопатки с намоткой из арамидной ткани в 8 слоев

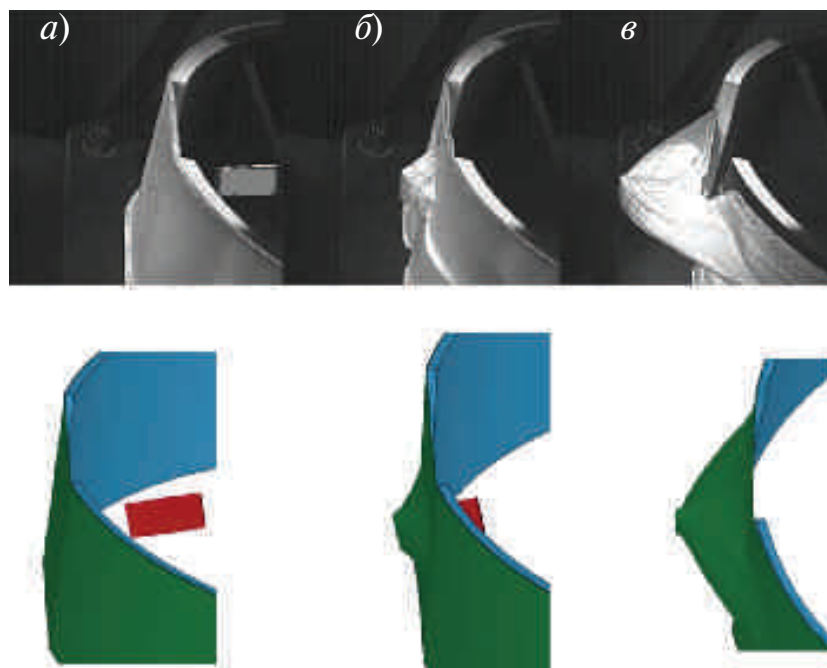


Рис. 5. Взаимодействие имитатора лопатки с намоткой из арамидной ткани в 32 слоя

В дальнейшем, полученная в результате модель материала и методы будут использованы для моделирования испытания защитной оболочки в случае обрыва лопатки вентилятора перспективного газотурбинного двигателя.

В заключении по работе можно сделать вывод: предложен вариант повышения надежности корпуса авиационного двигателя. Для выбранного варианта защиты реализована методика построения и настройки компьютерной системы на базе трехмерного программного кода LS-DYNA, обеспечивающая достоверное предсказание поведения арамидной намотки в составе бронезащиты. Разработанная численная технология расчета динамического деформирования элементов бронезащиты верифицированных по результатам стендовых испытаний на удержание оборвавшейся лопатки авиационного двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов. — М., 2004.
2. УДК 678.046.76 Материалы для бронезащиты — Акад. РИА В.С. Матвеев, д-р техн. наук Г.А. Будницкий.
3. Программный комплекс трехмерного моделирования процессов нестационарного нелинейного деформирования LS-DYNA. Версия 971. Revision 7600.398. LSTC, Livermore, Ca, USA, 2009 г.
4. Шмотин Ю.Н., Рябов А.А., Габов Д.В., Куканов С.С. Численное моделирование обрыва лопатки вентилятора // *Авиац.-косм. Техника и технология*. — Х.: Нац. аэрокосм. ун-т ХАИ, 2005. — № 9 (25). С. 63–67.
5. *Juris Verzemnieks*, «Lightweight Ballistic Protection of Flight-Critical Components on Commercial Aircraft. Part 3: Zylon Yarn Tests», FAA report DOT/FAA/AR-05/45, P3, July 2005.
6. *Belytschko, T. and Tsay, C.S.*, «Explicit Algorithms for Nonlinear Dynamics of Shells,» AMD-Vol.48, ASME, 209–231 (1981).



УДК 621.785

*А.П. Иванов, Д.А. Иванов, О.Н. Засухин*

БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия  
tm\_06@mail.ru

## **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ НОРМАЛИЗУЕМЫХ СТАЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКОЙ**

Одной из важнейших задач современного производства является повышение надежности деталей и изделий в сочетании с возможным снижением их материалоемкости.

Решение данной задачи возможно при повышении конструкционной прочности металлических материалов, механические свойства которых в значительной степени зависят от термической обработки, являющейся в большинстве случаев завершающей стадией изготовления деталей и формирующей их окончательную внутреннюю структуру.

Однако возможности дальнейшего повышения механических свойств металлических материалов при помощи одних лишь традиционных видов термической обработки в настоящее время практически исчерпаны.

Применение газодинамических способов в качестве упрочняющих экологичных технологических процессов для деталей машиностроения остается одной из актуальных и малоизученных проблем материаловедения.

Известно положительное влияние на конструктивную прочность металлических материалов и изделий воздействия пульсирующими газовыми потоками — газоимпульсной обработки [1–6], в том числе при сочетании подобного воздействия с термической обработкой [1,3–5]. Тем не менее, существуют технологические процессы термической обработки, влияние на течение и результаты которых воздействия пульсирующих газовых потоков оставалось до недавнего времени практически неизученным.

В практике машиностроительных предприятий к среднеуглеродистым качественным сталям 30–50 в качестве окончательной

термической обработки вместо улучшения зачастую применяется нормализация, когда охлаждающей средой служит спокойный воздух. Данная термическая операция предполагает нагрев изделия до температуры полной аустенитизации с последующим охлаждением на спокойном воздухе. Такая термическая обработка менее затратна в сравнении с термоулучшением (закалка на мартенсит с последующим высоким отпуском 1,5–2 ч.) а также позволяет избежать возникновения закалочных деформаций, трещин, значительных остаточных напряжений и применения неэкологичных закалочных сред — минеральных масел, растворов полимеров и др.

Главный недостаток нормализации в сравнении с качественно выполненным термоулучшением — несколько более низкая конструктивная прочность, обусловленная наличием карбидной фазы пластинчатой формы, оказывающей неблагоприятное влияние на значения показателей пластичности и ударной вязкости.

Прочность данных сталей можно повысить не прибегая к закалке на мартенсит. Для этого скорость охлаждения должна быть выше, чем на спокойном воздухе, но ниже критической скорости закалки.

Целью исследования являлось достижение конструкционными качественными углеродистыми и экономнолегированными сталями в результате воздействия дозвуковых пульсирующих газовых потоков более высокой конструктивной прочности по сравнению со стандартной нормализацией без применения закалки на мартенсит с последующим отпуском.

В ходе проведенных исследований спокойный воздух в качестве охлаждающей среды был заменен воздушным потоком, обладающим скоростью ~ 30 м/с и пульсирующим с частотой ~ 550 Гц.

В результате скорость охлаждения в сечениях 10–20 мм выше, чем при охлаждении на спокойном воздухе, но ниже критической скорости закалки для среднеуглеродистых нелегированных сталей. Были получены экспериментальные данные, в результате механических испытаний образцов из стали 40, подвергнутой стандартной нормализации и охлажденной со структуры аустенита пульсирующим воздушным потоком, обеспечивающим скорость охлаждения выше, чем при охлаждении на спокойном воздухе, но ниже крити-

ческой скорости закалки для среднеуглеродистых нелегированных сталей. В последнем случае направление обдува совпадало с направлением статического и динамического нагружения при механических испытаниях.

В результате твердость и прочность благодаря более высокой скорости охлаждения при газоимпульсной обработке оказывается выше, чем в результате обычной нормализации (табл. 1).

Таблица 1

**Свойства стали 40 после охлаждения с температуры 850 °С на спокойном воздухе (нормализация) и в пульсирующем воздушном потоке**

Охлаждающая среда	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	KCU МДж/м <sup>2</sup>	HRC МПа
Охлаждение на воздухе	332	531	31,7	1,15	20
Охлаждение в пульсирующем воздушном потоке	343	531	33,4	1,3	26

При этом благодаря воздействию пульсаций на дислокационную структуру нагретой стали, а также их способствованию релаксации остаточных напряжений, возникающих из-за более высокой, чем на спокойном воздухе скорости охлаждения, остаются достаточно высокими такие показатели надежности, как пластичность и ударная вязкость.

Сравнительно низкая частота пульсаций газового потока обеспечивает объемный характер воздействия на дислокационную структуру изделия. Таким образом, дозвуковой пульсирующий воздушный поток может применяться при термической обработке среднеуглеродистых качественных сталей с целью получения более высокой прочности и твердости, чем при нормализации без использования термоулучшения.

Экономнолегированные конструкционные улучшаемые стали, такие как сталь 40Х, также зачастую вместо закалки и высокого отпуска подвергаются нормализации.

Такие стали обладают меньшей в сравнении с углеродистыми сталями критической скоростью закалки, и если после нормализационного охлаждения на спокойном воздухе пластичность и ударная вязкость достаточно высокие, то в результате охлаждения воздушным потоком, имеющим скорость 30 м/с изделия сечением не более 20 мм с температуры 860 °С, соответствующей структуре аустенита значения показателей пластичности и ударной вязкости оказываются слишком низкими. В связи с этим был разработан и экспериментально опробован следующий режим термической обработки: образцы из стали 40Х охлаждались с температуры 860 °С на спокойном воздухе до температуры порядка 670 °С, соответствующей феррито-цементитной структуре (сорбит), после чего подвергались воздействию пульсирующего воздушного потока скоростью 30 м/с и частотой 550 Гц вплоть до полного охлаждения [4].

То есть сравнительно быстрое охлаждение пульсирующим воздушным потоком начинается при температуре соответствующей практически полному распаду аустенита с образованием феррито-цементитной структуры и не может привести к образованию мартенсита, что избавляет от необходимости осуществлять последующий отпуск.

Направление обдува было перпендикулярно направлению статического и динамического нагружения при механических испытаниях. В результате получены более высокие значения показателей прочности, пластичности и ударной вязкости по сравнению со свойствами после нормализации (табл. 2).

Таблица 2

**Свойства стали 40Х после нормализации и охлаждения на спокойном воздухе до 670 °С, а затем пульсирующим воздушным потоком с 670 °С**

Охлаждающая среда	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	KCU, Дж/см <sup>2</sup>	$\delta$ , %	$\psi$ , %	HRC
Воздух	897	634	110	9,8	32	20
Воздух до 670 °С, установка с 670 °С	920	685	141	10,2	34	20

В случае ударной вязкости было получено значение КСУ 1,41 МДж/м<sup>2</sup> против 1,1 МДж/м<sup>2</sup> после нормализации.

На рис. 1 приведена гистограмма, характеризующая свойства стали 40Х после охлаждения с температуры 860 °С на спокойном воздухе (нормализации) и после охлаждения на воздухе с 860 °С до 670 °С с последующей обработкой в рабочей камере экспериментальной установки пульсирующим дозвуковым воздушным потоком, где НРС — твердость (безразмерные единицы Роквелла);  $\psi$  — относительное сужение (%);  $\delta$  — относительное удлинение (%); КСУ — ударная вязкость (Дж/см<sup>2</sup>);  $\sigma$  текучести — предел текучести (МПа);  $\sigma$  временн. — временное сопротивление разрыву (МПа).

Таким образом, охлаждение дозвуковым пульсирующим воздушным потоком может применяться при термической обработке конструкционных легированных улучшаемых сталей перлитного

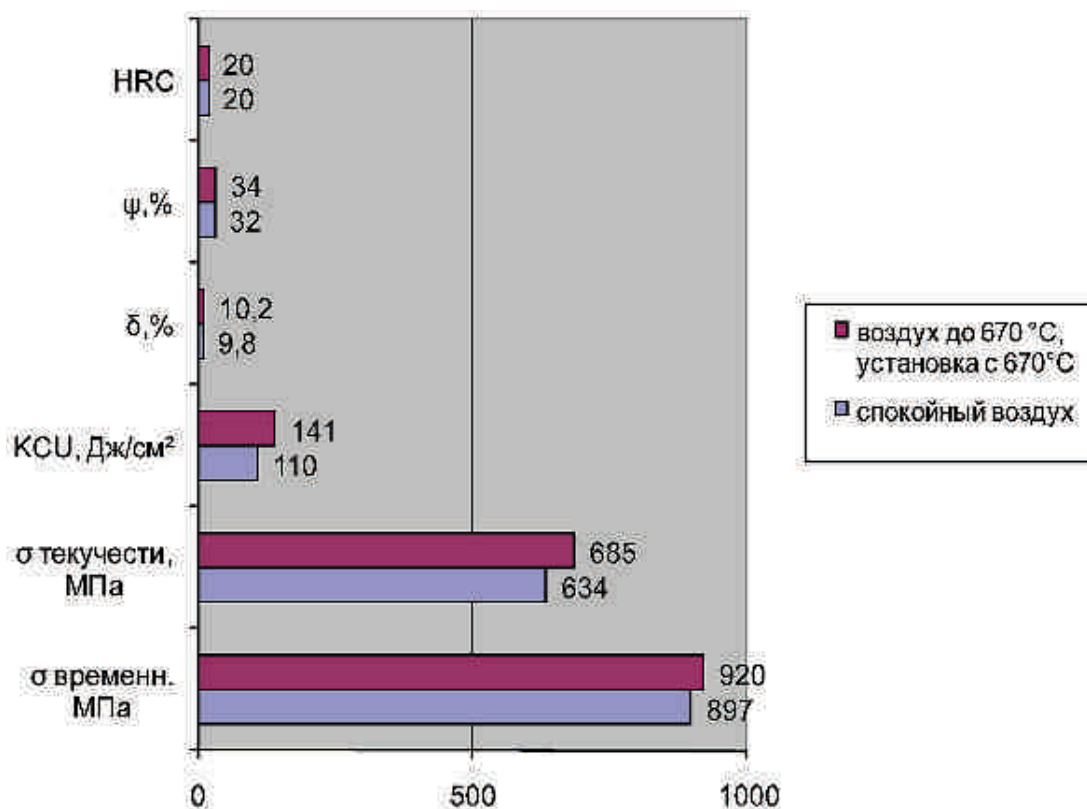


Рис. 1. Свойства стали 40Х после охлаждения с температуры 860 °С на спокойном воздухе (нормализация) и после охлаждения на воздухе с 860 °С до 670 °С с последующей обработкой в установке пульсирующим дозвуковым воздушным потоком

класса вместо стандартной нормализации с получением более высоких значений показателей прочности и надежности.

В ходе охлаждения стали существенно дозвуковым пульсирующим газовым потоком, обеспечивающим скорость охлаждения выше, чем спокойный воздух но значительно ниже критической скорости закалки, с температуры, соответствующей стандартному для данной стали нагреву при осуществлении нормализации и однофазной структуре аустенита, воздействие пульсаций давления газового потока последовательно оказывается на исходную аустенитную структуру, эвтектоидное (квазиэвтектоидное) аустенитно-сорбитное превращение и на окончательную сорбитную структуру.

Проведенные авторами исследования показали, что газоимпульсная обработка только исходной аустенитной структуры не приводит к повышению конструктивной прочности в сравнении со стандартной нормализацией, что объясняется быстрым протеканием рекристаллизационных процессов в стали при высоких температурах, устраняющих результаты воздействия на ее структуру газовых пульсаций.

Вместе с тем газоимпульсная обработка окончательной структуры, сформировавшейся после распада аустенита, в том числе при комнатной температуре, способна оказывать существенное положительное влияние на конструктивную прочность стали, что может быть объяснено благоприятным воздействием механических волн на положение дислокаций.

Представляет практический интерес возможность повышения конструктивной прочности путем нормализации с последующей газомпульсной обработкой в холодном состоянии, применимой, в том числе, к готовым стальным нормализованным изделиям. В последнем случае можно ограничиться лишь обдувом пульсирующим газовым потоком при комнатной температуре.

Применение газоимпульсной обработки к готовым нормализованным изделиям без дополнительного нагрева устраняет потребность в размещении нагревательных печей вблизи установки, создающей пульсирующий газовый поток и технологические сложности, связанные с необходимостью быстрых перемещения из печи в установку и крепления там обрабатываемого изделия.

Перед исследованием была поставлена задача повысить надежность нормализованных изделий из конструкционных качественных углеродистых и экономнолегированных сталей, не прибегая к дополнительному нагреву.

Решение поставленной задачи достигается тем, что стандартно нормализованные изделия помещают в рабочую камеру, где в течение порядка 30 минут обрабатывают пульсирующим газовым потоком, обладающим скоростью от 25 до 30 м/с, частотой колебаний от 830 до 1000 Гц, импульсным воздушным давлением от 8 до 12 кПа и переменным звуковым давлением от 80 до 90 дБ при комнатной температуре.

Направление обдува совпадает с направлением нагружения при эксплуатации изделия. В качестве газа используют воздух.

В результате, благодаря воздействию пульсаций на дислокационную структуру стали, а также их способствованию релаксации остаточных напряжений, повышаются значения показателей пластичности, ударной вязкости а значит и надежности конструкционных качественных углеродистых и экономнолегированных сталей в сравнении со стандартной нормализацией.

В случае ударной вязкости было получено значение КСУ 1,4 МДж/м<sup>2</sup> против 1,15 МДж/м<sup>2</sup> после стандартной нормализации для стали 40 и 1,13 МДж/м<sup>2</sup> против 0,78 МДж/м<sup>2</sup> после стандартной нормализации для стали 40Х.

Обработку пульсирующим газовым потоком по приведенным режимам также применяют к готовым нормализованным изделиям без дополнительного нагрева.

В таблице 3 представлены свойства сталей 40 и 40Х после стандартной нормализации с последующей обработкой пульсирующим газовым потоком в течение 35 минут при комнатной температуре. Направление обдува совпадало с направлением статического и динамического нагружения.

Из приведенных результатов следует, что дозвуковой пульсирующий воздушный поток может применяться при термической обработке конструкционных сталей с целью получения более высокой надежности изделий, чем в после стандартной нормализации.

Таблица 3

**Свойства сталей 40 и 40Х после стандартной нормализации  
с последующей обработкой пульсирующим газовым потоком  
в течение 35 минут при комнатной температуре**

Обработка	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	KCU, МДж/м <sup>2</sup>	$\delta$ , %	HRC
Сталь 40					
Нормализация	531	332	1,15	31,7	20
Нормализация с последующей обработкой пульсирующим газовым потоком	556	365	1,4	34,7	20
Сталь 40Х					
Нормализация	1304	960	0,775	8,6	26
Нормализация с последующей обработкой пульсирующим газовым потоком	1254	910	1,125	10,8	26

Таким образом, получен технический результат, а именно повышение значений показателей пластичности, ударной вязкости, а значит и надежности конструкционных качественных углеродистых и экономнолегированных сталей, без использования дополнительного нагрева.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных сталей путем импульсного воздействия при отпускном охлаждении // Двигателестроение. — СПб., 2005, № 4, с. 30–32.
2. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Газоимпульсная обработка машиностроительных материалов без предварительного нагрева // Двигателестроение. — СПб., 2010, №2, с. 20–22.
3. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — СПб., 2012, №3, с. 12–15.



4. Пат. 2422540 С1 Российская Федерация, (51) МПК С21D 1/56, С21D 1/25. Способ термической обработки изделий из конструкционных сталей / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова — №2009144847/02. заявл. 02.12.09, опубл. 27.06.11, Бюл. №18. — 5 с. : ил.

5. Пат. 2417950 С1 Российская Федерация, (51) МПК С02F 1/18. Способ термической обработки изделий из двухфазных титановых сплавов / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова — №2009144810/05. заявл. 02.12.09, опубл. 10.05.11, Бюл. №13. — 3 с.

6. Пат. 2458155 С1 Российская Федерация, (51) МПК С21D 7/04. Способ снятия растягивающих остаточных напряжений на поверхности металлических изделий / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова — № 2011115242/02. заявл. 18.04.11, опубл. 10.08.12, Бюл. №22. — 4 с. : ил.

УДК 62–226.2:621.73

*И.В. Ильин*

ОАО «НПО» Сатурн», Рыбинск, Россия  
igor.ilin@npo-saturn.ru

## **ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ШИРОКОХОРДНЫХ ЛОПАТОК ГТД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОПЕРАЦИИ ГОРЯЧЕЙ ЗАКРУТКИ ПЕРА**

На двигателях 4 поколения используются вентиляторы с лопатками, имеющими антивибрационные полки. Полки обеспечивают устойчивость лопатки к автоколебаниям, но их присутствие в области высоких скоростей потока приводит к увеличению потерь

и снижению экономичности двигателя. На авиадвигателях 5 поколения этот недостаток устранен путем использования так называемых широкохордных лопаток вентилятора, имеющих малое отношение высоты к хорде лопатки [1]. В частности такими лопатками оснащен авиадвигатель SaM 146 совместного производства фирм «Снекма» и «НПО «Сатурн».

Производство широкохордных лопаток по традиционным технологиям, включающим в себя изготовление штамповкой за-

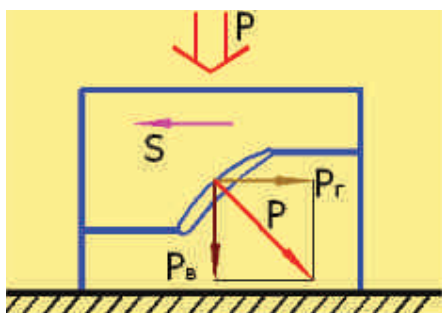


Рис. 1. Схема штамповки лопатки с закрученным профилем пера

( $P$  — сила штамповки;  $S$  — перемещение половин штампа;  $P_v$  и  $P_g$  — соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие силы)

готовки лопатки с припусками по перу и замку отличается значительной трудоемкостью и металлоемкостью. Так, значительный по величине угол закрутки концевое сечение пера лопатки относительно прикомлевого, вызывает существенные по величине неуравновешенные сдвигающие силы между элементами штампа, отрицательно влияющие как на точность изготавливаемой штамповки, так и на равномерность распределения припуска по перу лопатки (рис. 1). Недостатком являются также и сравнительно большие габариты самих штампов.

Гравюры матрицы и пуансона имеют сложный пространственный профиль большой глубины, что отрицательно сказывается как на стойкости таких штампов, так и на технологичности их производства. При последующем удалении припуска по перу лопатки, например фрезерованием, выполненная на штамповке закрутка профиля пера лимитирует диаметр, а, следовательно, и жесткость используемых концевых или дисковых фрез, не позволяя существенно увеличить режимы резания.

В открытом акционерном обществе «Научно-производственное объединение «Сатурн» предложен новый способ построения технологических процессов изготовления крупногабаритных широкохордных лопаток ГТД с использованием операции горячей закрутки пера, направленный на снижение трудоемкости и повышение рентабельности производства авиационных двигателей [2].

Суть способа заключается в том, что на первом этапе проектирования технологического процесса перерабатывают конструкторский чертеж лопатки, раскручивая и раздвигая между собой расчетные сечения пера, «укладывая» при этом хорды раскручиваемых сечений в одной плоскости (рис. 2). Полученный

модифицированный чертеж лопатки является основой для проектирования заготовки-штамповки. Заготовка-штамповка, имеющая раскрученный профиль пера, изготавливается методами объемной штамповки с припуском по перу и замку под дальнейшую обработку резанием. После удаления черного припуска, например, фрезерованием, выполняют закрутку профиля пера в горячем состоянии с привлечением специальных устройств.

Впоследствии, изготовленная таким способом заготовка, подвергается всем традиционным стадиям технологического процесса изготовления лопатки.

Однако имеющиеся отдельные экспериментальные материалы по применению закрутки пера, как вспомогательной доводочной операции при изготовлении лопаток, не позволяют разработать научно обоснованные рекомендации для разработки технологических процессов и проектирования оборудования для производства штампованных заготовок лопаток с использованием горячей закрутки пера, как базовой формообразующей операции. Также, практически не изучено влияние процесса горячей закрутки пера на служебные характеристики лопаток.

*Разработка методики проектирования технологических процессов и оборудования для производства крупногабаритных широкохордных лопаток ГТД с применением горячей закрутки пера, как базовой формообразующей операции, является актуальной задачей.*

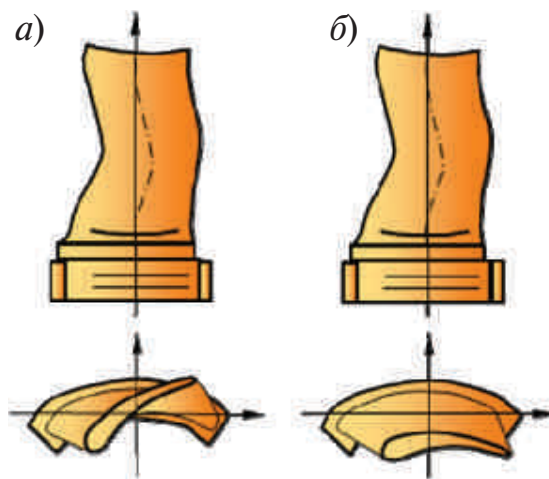


Рис. 2. Модели а) исходной и б) раскрученной лопатки

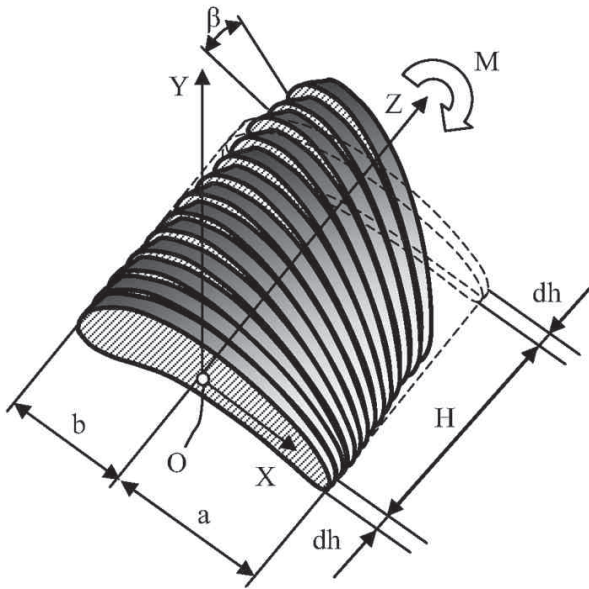


Рис. 3. Расчетная схема процесса скручивания двух сечений пера лопатки газотурбинного двигателя, расположенных на расстоянии  $H$

Традиционный способ определения силовых параметров оборудования, применяемого при кручении стержней, с сечениями аэродинамического профиля, переменными по длине, путем решения «задачи Сен-Венана» показал, что в таковой постановке уравнение не имеет решения в замкнутой форме. Поэтому для решения задачи был использован энергетический метод, а именно метод баланса мощностей внешних и внутренних сил. Разработанная идеализированная модель и расчетная схема процесса закрутки пера лопатки

(рис. 3), по которой перо лопатки условно представлялось как тело, состоящее из множества жестких недеформируемых блоков, бесконечно малой толщины  $dh$ , выделенных параллельными секущими плоскостями, нормальными к оси лопатки  $Z$ , позволила вывести уравнение, решением которого является искомая величина крутящего момента  $M$ , необходимого для скручивания тел с сечениями аэродинамического профиля, переменными по длине  $H$ , на определенный угол  $\beta$ :

$$M = \frac{2k\sigma_s\beta(b^2S_{\text{лб}} + a^2S_{\text{пб}})}{9\sqrt{3} \cdot Hf},$$

где  $k$  — коэффициент учета анизотропии материала и неравномерности распределения температурного поля по объему лопатки и иных факторов,  $k = 1,05 \dots 1,1$ ;  $\sigma_s$  — напряжение текучести материала, зависящее от температуры и скорости деформации, Па  $S_{\text{лб}}$  и  $S_{\text{пб}}$  — площади, соответственно, левой и правой частей базового (защемленного) сечения,  $\text{м}^2$ ;  $b$  и  $a$  — расстояния от оси вращения (центра тяжести) до крайней точки, соответственно, левой и правой

частей базового (защемленного) сечения,  $m$ ;  $f$  — коэффициент учета плавно переменного характера изменения площадей сечений по длине пера лопатки, который выбирается из эпюры изменения площадей сечений по длине  $H$  и принимается равным ее средней ординате.

Для определения степени адекватности разработанной математической модели, выполнены экспериментальные исследования деформированного состояния скрученных образцов. В качестве образцов использованы: для холодной закрутки — пластины с размерами  $180 \times 80 \times 3$  мм из меди М1 (рис. 4); для горячей закрутки — заготовки лопаток ГТД, лишенные закрутки по перу, изготовленные из титанового сплава ВТ6. Длина пера лопаток 130 мм, максимальная ширина пера 45,5 мм, максимальная толщина пера 2,55 мм (рис. 5).

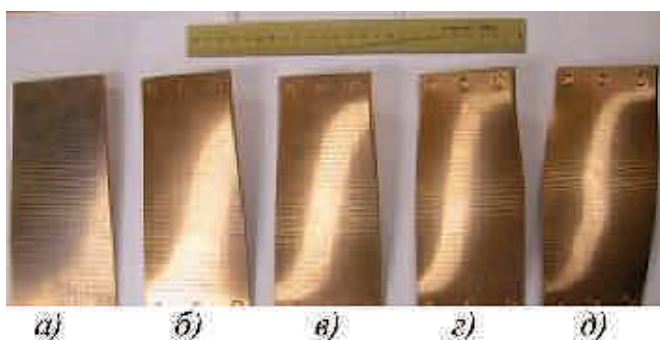


Рис. 4. Внешний вид образцов после закрутки:

а) — угол закрутки  $12^\circ$ ; б) —  $24^\circ$ ; в) —  $36^\circ$ ;  
г) —  $48^\circ$ ; д) —  $60^\circ$



Рис. 5. Общий вид образцов-лопаток после горячей закрутки

Скручивание пластин осуществлялось при комнатной температуре на фиксированный угол. Закрутке были подвергнуты семь пластин, четыре из которых закручивались, соответственно, на углы  $12^\circ$ ,  $24^\circ$ ,  $36^\circ$ ,  $48^\circ$ , а три — на угол  $60^\circ$ .

Горячая закрутка лопаток проводилась при температуре  $900^\circ\text{C}$  на угол  $60^\circ$ . Закрутке были подвергнуты 3 лопатки. Для предотвращения образования альфированного слоя, на поверхности лопаток перед нагревом наносилось защитное покрытие на основе нитрида бора.

Одной из основных задач экспериментальных исследований являлось определение степени соответствия предложенной математической модели по определению силовых параметров процесса, экспериментальным данным, а также, установление степени адекватности применения блочной модели скручивания стержней с сечениями аэродинамического профиля, переменными по длине, при расчете потребных нагрузок.

Установлено, что разработанная блочная модель скручивания заготовок, для определения силовых параметров процесса обеспечивает удовлетворительную сходимость с экспериментом, относительная погрешность аналитических и экспериментальных данных не превышает 20 %.

Величины силовых параметров, определенные при виртуальной закрутке конечно-элементных моделей пластины и лопатки в пакете программ ANSYS, находятся в интервале аналитических и экспериментальных значений. Относительная погрешность значений крутящего момента, полученных при численном моделировании, в сравнении с аналитическими и экспериментальными данными, не превышает 12 %.

Для анализа деформированного состояния скрученных образцов, предварительно, на фронтальную поверхность пластин, а также на корыто лопатки, наносилась делительная сетка. Определение относительных линейных и абсолютных сдвиговых деформаций выполнено по методу делительных (координатных) сеток. Для обработки экспериментальных данных разработана методика обработки пространственных координатных сеток. Суть данной методики заключается в определении линейных и сдвиговых деформаций граней и ячеек сетки, исходя из известных положений координат узлов каждой ячейки исходной и деформированной делительных сеток в трехмерном декартовом пространстве. Применение данной методики возможно с использованием, например, системы оптического измерения ATOS, позволяющей сканировать пространственные поверхности образцов для получения трехмерных моделей в графических пакетах на персональном компьютере.

Анализ полученных экспериментальных данных при исследовании деформированного состояния скрученных образцов, под-

тверждает применимость разработанной математической модели, характеризующей процесс закрутки, как сдвиг жесткопластических недеформируемых блоков. Максимальные линейные деформации в образцах зафиксированы в наиболее удаленных от оси закрутки материальных точках сечений и находятся в диапазоне 8 % при закрутке относительно тонкой пластины и 3,5 % — при закрутке пера лопатки ГТД. Основной вклад в формоизменение образца вносят деформации сдвига.

Результаты численного расчета линейной деформации по толщине сечений образцов в пакете программ ANSYS также подтверждают принятые допущения при построении блочной математической модели. Максимальные линейные деформации находятся в диапазоне: для относительно тонкой пластины — 4,5 %, для пера лопатки ГТД — 1,5 %.

Анализ макро- и микроструктуры материала скрученных образцов-лопаток показал, что введение в технологический процесс изготовления заготовки-штамповки операции горячей закрутки пера, не вызвало существенного изменения микротвердости HV материала лопатки по периметру и толщине сечения.

Результаты усталостных испытаний исходного и скрученного образцов-лопаток, позволяют сделать вывод об отсутствии факторов, снижающих прочностные характеристики лопаток, изготовленных по технологическому процессу производства штампованных заготовок, включающему операцию горячей закрутки пера. Уровень нагружения до образования усталостной трещины на исходной и скрученной лопатках одинаков, и составлял 250 МПа.

На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований, предлагается схема построения технологического процесса изготовления крупногабаритных широкохордных лопаток ГТД из штампованной «раскрученной» заготовки лопатки с припуском по перу свыше 1,5 мм на сторону, приведенная на рис. 6.

Данная схема включает в себя следующие основные операции:

- переработку конструкторского чертежа в части разработки раскрученной модели лопатки — заготовки-штамповки;
- предварительную и окончательную штамповку заготовки на прессе с припуском по перу и замку;

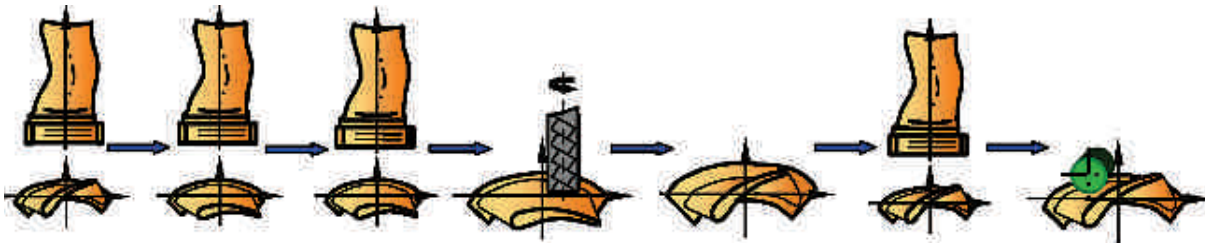


Рис. 6. Технологическая последовательность изготовления крупногабаритных широкохордных лопаток ГТД

- механическую обработку припуска, например фрезерованием, с сохранением части припуска под финишные операции;
- горячую закрутку профиля пера на установке закрутки;
- изотермическую калибровку заготовки лопатки с обеспечением припуска по профилю пера 0,2...0,8 мм на сторону (е);
- термообработку;
- щелочное и кислотное травления (для удаления окалины, альфированного слоя и выравнивания припуска по профилю пера);
- финишную обработку пера и замка;
- полировку радиусов на входной и выходной кромках;
- дробеструйную и виброполировальную обработку профиля пера.

Иной схемой процесса, при достаточно высоком уровне развития кузнечно-штамповочного производства на предприятии, служит схема, при которой механическая обработка припуска по перу лопатки исключена путем изготовления точной раскрученной заготовки-штамповки, с сохранением лишь части припуска на травление и финишные операции.

Разработанные технологические схемы процесса изготовления широкохордных лопаток ГТД с использованием горячей закрутки пера, как базовой формообразующей операции, позволяют значительно снизить трудоемкость и повысить рентабельность производства авиационных двигателей. Выполненный сравнительный технико-экономический анализ на примере технологической схемы изготовления широкохордной лопатки вентилятора газотурбинного двигателя SAM146 показал, что снижение трудоемкости производства заготовки-штамповки составляет более 10 %. Снижение трудоемкости производства лопатки вентилятора из заго-



товки-штамповки по схеме технологического процесса, исключая фрезерную обработку пера, составляет около 35 %.

Также, разработаны принципиальные схемы установки для горячей закрутки профиля пера лопаток, позволяющие производить закрутку пера лопаток с различными линиями расположения центров масс сечений пера, которые могут служить основой для создания полупромышленного оборудования [3], [4].

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Крымов В.В., Елисеев Ю.С., Зудин К.И.* Производство лопаток газотурбинных двигателей [Текст]: под ред. Крымова В.В. — М.: Машиностроение, 2002. — 375 с.

2. Пат. 2257277 Российская Федерация, 7 В21Н7/16. Способ изготовления лопаток газотурбинного двигателя [Текст] / Матвеев А.С., Андреев В.В., Зубарев Г.И.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение «Сатурн». — № 2004116495/02; заявл. 31.05.2004; опубл. 27.07.2005, Бюл. № 32. — 6с.

2. Пат. 2284240 Российская Федерация, МПК6 В 21 D53/78, В 21 D11/14. Устройство для закрутки детали [Текст] / Федоров В.А., Матвеев А.С., Андреев В.В.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение «Сатурн». — № 2004122765/02; заявл. 10.02.2006; опубл. 27.09.2006, Бюл. № 27. — 6 с.

3. Пат. 2358825 Российская Федерация. МПК В 21 D53/78. Устройство для закрутки детали [Текст] / Матвеев А.С., Волков Д.В.; Андреев В.В.; Ильин И.В.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение «Сатурн». — № 2007122882; заявл. 27.12.2008; опубл. 20.06.2009, Бюл. № 17. — 12 с.

УДК 531.76.081

*Г.Д. Душиц-Коган, И.В. Ледовой,  
М.Ю. Обоишев, Д.В. Семенов*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия

## **О КОНТРОЛЕ ИЗМЕРЕННЫХ МНОГОКАНАЛЬНЫМИ ДАТЧИКАМИ ВЕЛИЧИН ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРОВ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАЗМЫВЕ ИЗМЕРЯЕМЫХ ЗНАЧЕНИЙ НА ПРИМЕРЕ ИЗМЕРЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ДВИГАТЕЛЯ РД-33МК**

### **1. Введение**

В ходе серийной эксплуатации самолетов МиГ-29К/КУБ на некоторых двигателях РД-33МК выявлен дефект — появление высокочастотного размыва («мытья») измеренных значений частоты вращения  $n_B$  ротора вентилятора по каналу измерения  $n_{B1}$  либо  $n_{B2}$  по замеру цифровой части САУ — агрегата БАРК-42, не отмечавшемуся ранее ни при стендовых испытаниях двигателей РД-33К, ни при летных испытаниях самолетов МиГ-29К/КУБ, а также при испытаниях и эксплуатации двигателей РД-93, поставляемых в КНР.

Наличие высокочастотных колебаний в основном канале измерения  $n_{B1}$ , которые не отсекались применяемыми в БАРК алго-

ритмами контроля входной информации и воспринимались как достоверные, приводило к формированию высокочастотных управляющих воздействий на гидромеханические исполнительные механизмы двигателя и воздухозаборника самолета. При этом фактическое управление осуществлялось с учетом ограничения по диапазону пропускаемых исполнительными механизмами частот управления по их огибающей. Последнее приводило к отклонению от заданных программ управления.

Исходя из изложенного, проблема возможно раннего выявления подобного дефекта становится актуальной как для блока БАРК-42 двигателя РД-33МК, так и для других систем аналогичного назначения.

## 2. Анализ результатов испытаний

2.1. Выполненный анализ зарегистрированной агрегатами БАРК-42 параметрической информации показал, что при наличии дефекта характерно, в основном, снижение мгновенного значения измеренной величины  $n_B$  от фактического значения частоты. Тем не менее, в отказавшем канале имеют место единичные результаты измерения, превышающие фактическое значение  $n_B$ .

Рисунки 1,2 иллюстрируют типовой характер изменения измеренного значения  $n_B$  при наличии «мытья».

Измерение частоты вращения роторов двигателя в агрегатах БАРК-42, как и других БАРК двигателей ТРД, осуществляется по принципу периодомера в соответствии с выражением:

$$n = \frac{N}{\tau} \cdot \frac{100\%}{f_0} [\%],$$

где  $N$  — количество импульсов электрического сигнала за интервал времени измерения  $\tau_{И}$ ,  $\tau$  — временной интервал между первым и последним импульсами, пришедшими за интервал измерения  $\tau_{И}$ ,  $f_0$  — значение частоты электрического сигнала, соответствующее 100 % оборотов ротора.

Величины  $N$ ,  $\tau$  измеряются агрегатом БАРК. Величина времени  $\tau_{И}$  выбрана из условия не превзойти заданную погрешность

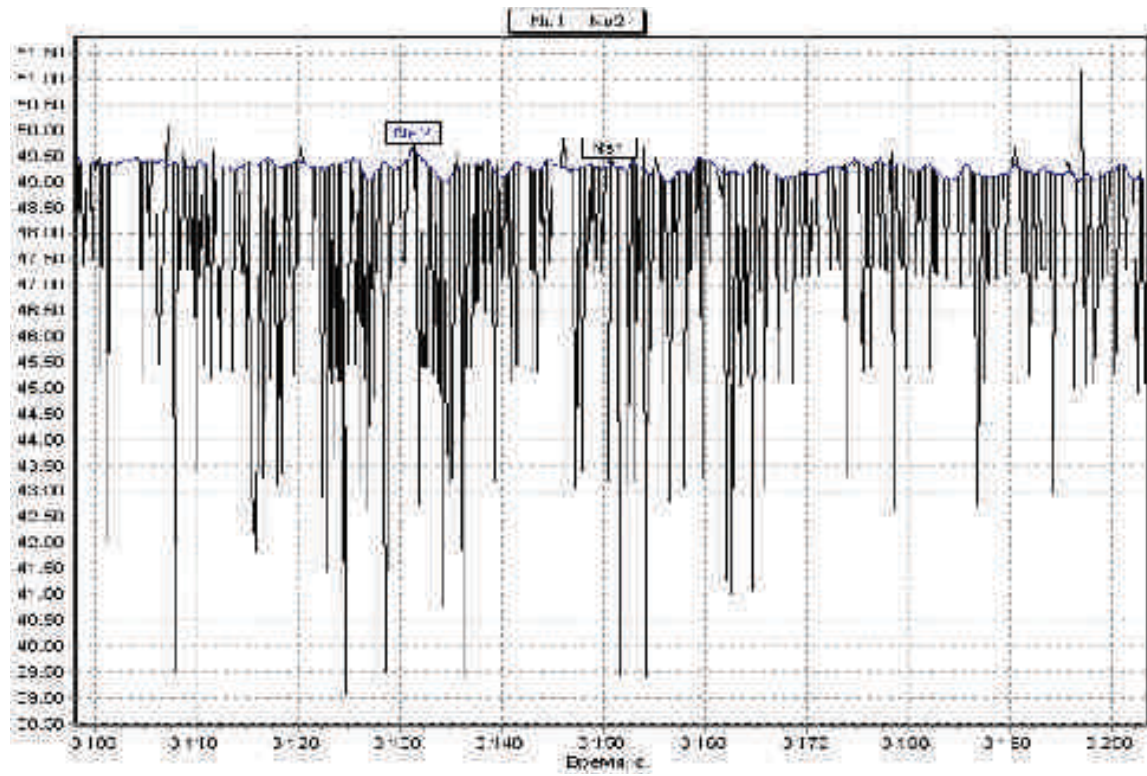


Рис. 1

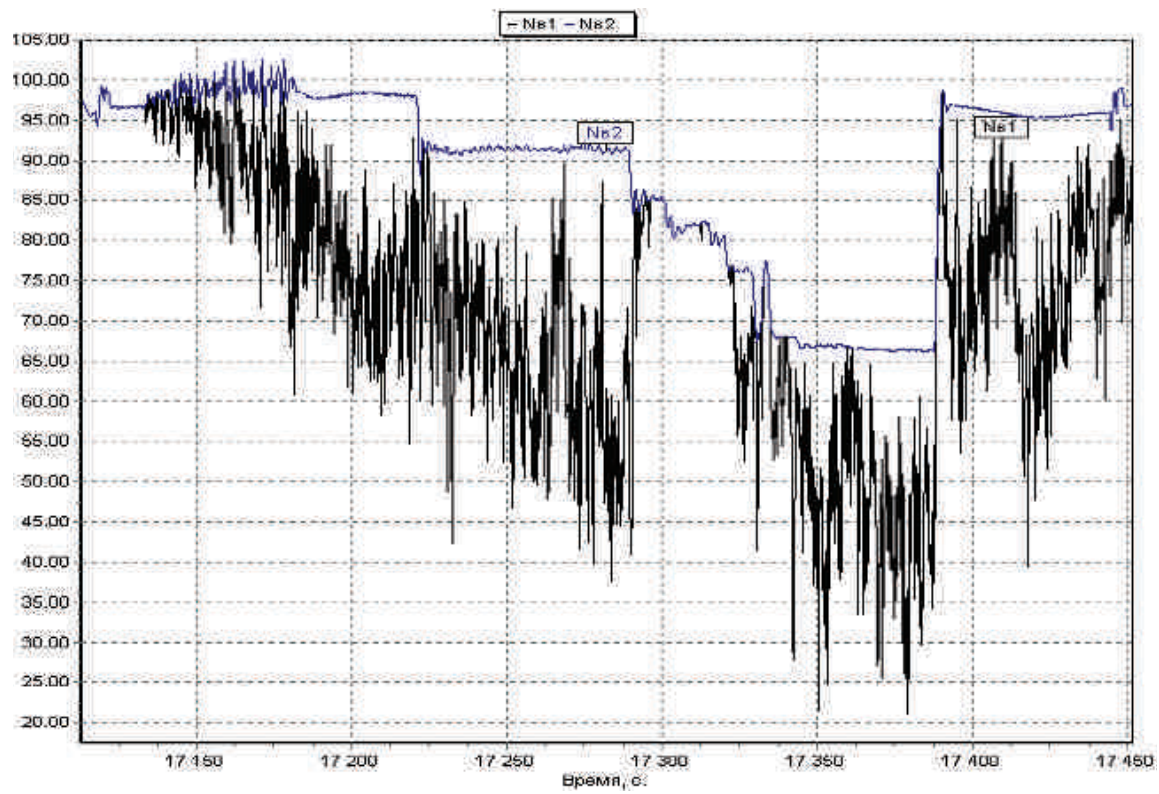


Рис. 2

измерения частоты вращения  $n_B$ . Исходя из заданной погрешности измерения величины  $n_B$  не более 0,1 %, для БАРК-42 величина  $\tau_{И}$  установлена 18 мс.

2.2. Наиболее вероятной причиной снижения замеренного значения частоты вращения по сравнению с фактическим значением этого параметра является потеря одного или более импульсов частоты — сигнала от датчика измерения  $n_B$  из-за кратковременного пропадания контакта в измерительной цепи датчик — электропроводка двигателя и самолета — БАРК. Наиболее вероятной причиной увеличения замеренного значения  $n_B$  относительно фактического может быть «разрезание» импульса при кратковременном пропадании электрического сигнала от датчика.

Причиной дефекта может быть как переменный контакт в электрической цепи, так и недостаточный для прохождения по входным электрическим цепям БАРК-42 уровень электрического сигнала на входе.

Выявление отказа подобного рода затруднено тем, что для принятого интервала времени  $\tau_{И}$  изменение величины  $n_B$  при потере или рассекании одного импульса не отличимо от изменения частоты  $n_B$  при сбросе или приемистости. С целью увеличить «вес» потерянного или рассеченного импульса необходимо для применения в алгоритмах контроля уменьшать время измерения частоты. Для этого в интервале времени  $\tau_{И}$  независимо от применяемого в управлении значения  $n_B$  вводятся дополнительные замеры  $n_{B(i)}$  с сокращенным периодом измерения. Расчет показал, что для выявления потери одного импульса электрического сигнала в измерительном канале необходимо разбить период измерения на 3 интервала.

### **3. Алгоритм контроля исправности измерительного канала.**

Контроль исправности канала измерения основан на оценке величины расхождения замеров  $n_{B(i)}$  между собой и расхождением с используемым на предшествующем шаге управления измеренным значением  $n_B$ .

3.1. В течение периода измерения  $\tau_{И}$  вычисляются значения  $n_{B(i)}$  в соответствии с приведенным на рис. 3:

- между первым и вторым, четвертым и пятым, ... импульсами,
- между вторым и третьим, пятым и шестым, ... импульсами,
- между третьим и четвертым, шестым и седьмым, ... импульсами.

Вычисляются величины:

- $\sum_i t_{1i}$ , количество импульсов  $N_1$ , вычисленное значение частоты —  $n_{B(1)}$ ,
- $\sum_i t_{2i}$ , количество импульсов  $N_2$ , вычисленное значение частоты —  $n_{B(2)}$
- $\sum_i t_{3i}$ , количество импульсов  $N_3$ , вычисленное значение частоты —  $n_{B(3)}$ .

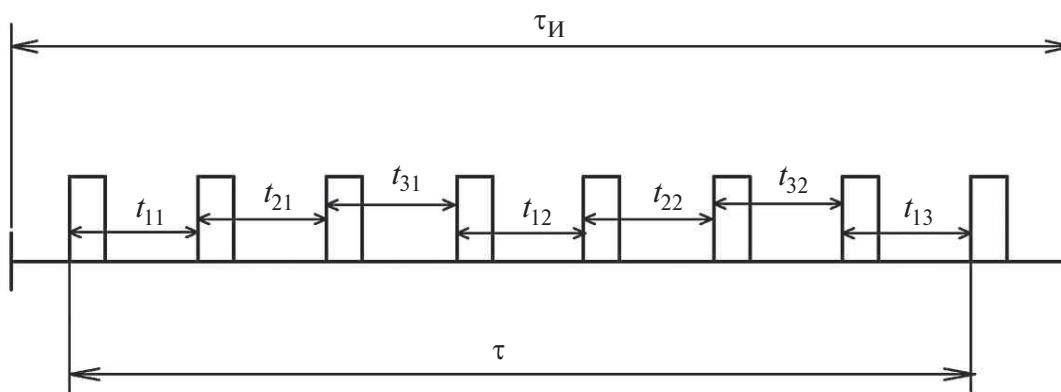


Рис. 2

Предлагаемое выделение импульсов и соответствующих временных интервалов с соответствии с рисунком 3 вместо подсчета количества импульсов путем разбиения интервала измерения  $\tau_{И}$  три равные части позволяет уменьшить расхождение вычисленных величин частот  $n_{B(1)}$ ,  $n_{B(2)}$ ,  $n_{B(3)}$  при резком изменении режима работы двигателя. Например, при сбросе с максимального режима расхождение величин  $n_{B(1)}$ ,  $n_{B(2)}$ ,  $n_{B(3)}$  не превысит величины 0,1 % при выбранном способе разбиения интервала  $\tau_{И}$ . При равномерном разбиении  $\tau_{И}$  оно составит величину порядка 2 %.

3.2. Из вычисленных по п. 1 значений частот выбираются наименьшее и наибольшее значения в текущее время измерения  $t_0$ :

$$n_{B\min}(t_0) = \min(n_{B(1)}, n_{B(2)}, n_{B(3)})$$

$$n_{B\max}(t_0) = \max(n_{B(1)}, n_{B(2)}, n_{B(3)})$$

Далее выполняется сравнение вычисленной на текущем шаге управления  $t_0$  величин  $n_{B\min}$  и  $n_{B\max}$  с вычисленными на предшествующем шаге управления значениями  $n_{B\min}$  и  $n_{B\max}$ . В случае, если изменение величин  $n_{B\min}$  или  $n_{B\max}$  превышает допустимое значение, соответствующее предельно возможной скорости изменения частоты вращения ротора двигателя, увеличивается значение  $m$  счетчика ошибок.

Для вычисленных на текущем шаге измерения  $t_0$  значений  $n_{B\max}(t_0)$ ,  $n_{B\min}(t_0)$  выполняется проверка условия

$$n_{B\max}(t_0) - n_{B\min}(t_0) > \Delta_{\max-\min},$$

где  $\Delta_{\max-\min}$  выбирается из физических свойств объекта управления и характеристик измерительного канала. Для двигателей РД-33МК значение  $\Delta_{\max-\min}$  принято равным 2 %.

Если условие выполняется, значение  $m$  счетчика ошибок увеличивается на 1.

На каждом шаге измерения допускается увеличение значения  $m$  счетчика ошибок не более, чем на 1.

При увеличении значения счетчика  $m$  на величину  $M$  и более за интервал времени  $[t_0 - T, t_0]$ , где  $t_0$  — текущее время, канал измерения считается отказавшим. С целью исключить формирование признака отказа канала  $n_{B1}$  или  $n_{B2}$  из-за возникновения одиночной помехи в измерительной цепи значения  $M$ ,  $T$  в алгоритмах контроля БАРК-42 принимаются равными  $M = 10$ ,  $T = 3$  с.

3.3. Для исключения формирования ложных сигналов отказов при срабатывании системы АПЗ, а также при постановке РУД двигателя в положение «Стоп», алгоритм контроля в указанных случаях должен быть отключен.

3.4. С учетом того, что принятие решения об отказе канала  $n_B$  разработанным алгоритмом будет осуществлено с временной задержкой, дополнительно должен быть введен алгоритм парирования искажений измеренных величин  $n_B$  на время принятия реше-

ния об отказе. Для многоканальных датчиков целесообразно использовать значение с того канала измерения  $n_{B1}$  либо  $n_{B2}$ , для которого в течение интервала времени  $[t_0 - T, t_0]$  изменение величин  $m$  наименьшее. В случае, если в течение интервала времени  $[t_0 - T, t_0]$  изменение величин  $m$  обоих каналов одинаковое, то учитывая, что при наличии «мытья» в неисправном канале  $n_B$  в основном имеет место уменьшение измеряемого значения, в управлении следует использовать значение

$$n_B = \max(n_{B1}, n_{B2}).$$

Предложенная логика позволит выбрать значение  $n_B$  для использования в управлении с исправного канала  $n_{B1}$  либо  $n_{B2}$  датчика измерения частоты вращения ротора вентилятора при начальном проявлении дефекта на одном из каналов до момента идентификации отказа.

Расчет показал, что в рабочем диапазоне изменение  $n_B$  от 40 % до 100 % при потере одного импульса

$$n_B - n_{B\min} \approx 5 \%,$$

а при «рассекании» одного импульса

$$n_{B\max} - n_B \approx 3 \%.$$

3.5. Проведенные лабораторные испытания агрегата БАРК-42 с внедренными в его программное обеспечение алгоритмами выявления высокочастотных колебаний в каналах измерения частоты вращения  $n_B$  и алгоритмом парирования показали, что разработанные алгоритмы обеспечивают:

- выявление потери одного или нескольких импульсов электрического сигнала от датчика измерения частоты вращения  $n_B$ ,
- выявление рассекания одного или нескольких импульсов электрического сигнала от датчика измерения частоты вращения  $n_B$ ,
- использование в системе управления измеренного значения с исправного канала при проявлении дефекта на одном из каналов.

3.6. Существенными достоинствами предлагаемых алгоритмов контроля исправности каналов измерения датчиков частоты вращения следует считать:

- принцип контроля основан на физической природе дефекта,



- сравнительную простоту реализации в программном обеспечении цифровых систем,
- независимый поканальный контроль измеряемых значений частот вращения,
- независимость алгоритмов контроля от алгоритмов управления,
- возможность парирования дефекта при наличии нескольких каналов измерения значения частоты.

#### **4. Выводы**

Предлагаемые алгоритмы можно считать оптимальными для их применения в программном обеспечении быстродействующих цифровых систем управления и контроля авиационных двигателей.

УДК 621.391

*А.Н. Удодов*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия

### **ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БЕСПРОВОДНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ РАБОТЫ АГТД**

При построении классических систем контроля и мониторинга работы авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) одной из основных проблем является наличие большого числа проводов и соединений, что оказывает негативное влияние на надежность — порядка 30 % возникающих отказов существующих систем управления двигателем приходится на различные дефекты контактов; масштабируемость и общую массу системы.

Предлагается применение беспроводных сенсорных сетей (БСС) в качестве альтернативы классическим проводным схемам соединений сенсорной подсистемы контроля и мониторинга работы двигателя с управляющим контроллером.

При использовании радиоканала для передачи информации о различных параметрах двигателя и управляющих командах испол-

нительным устройствам появляется возможность снизить общую массу системы [1,2], повысить ее надежность за счет меньшего числа соединений [3] и, при необходимости, гибко варьировать количество компонентов системы без каких-либо серьезных изменений конструкции. Так, замена всего 50 % кабельных соединений в системе управления на вертолете Sikorsky SH 60 позволяет получить выигрыш в массе порядка 120 кг [2]. Также применение БСС предоставляет возможность введения унификации узлов для реализации функции контроля и управления различных двигателей.

Для выполнения требований по надежности, электромагнитной совместимости, стойкости к внешним воздействующим факторам (ВВФ) и конструктивных требований, накладываемых на систему мониторинга, при построении БСС необходимо обеспечить:

- Стабильность и надежность беспроводной передачи данных между компонентами системы, расположенными внутри и на двигателе, в многолучевом канале.
- Автономное электропитание узлов системы.
- Работу узлов в условия высоких (до 160°C) температур.
- Уменьшение массогабаритных характеристик узлов системы.

Современные беспроводные сенсорные сети промышленного применения представлены следующими технологиями:

- Семейство, использующее физический уровень стандарта IEEE 802.15.4 — ZigBee, 6LoWPAN, WirelessHART и ISA 100.11a;
- EnOcean, ISO/IEC 14543–3-10
- DASH7, ISO/IEC 18000–7
- Bluetooth, IEEE 802.15.1
- ONE-NET

В таблице 1 приведены некоторые характеристики данных технологий [4–7].

Все данные системы являются традиционными узкополосными системами, строящимися по супергетеродинной схеме с преобразованием частоты (рис. 1).

В случае же применения схемы прямого усиления (рис. 2) появляется возможность значительно упростить конструкцию при-

Таблица 1

## Современные протоколы беспроводных сенсорных сетей

Технология	Модуляция	Скорость передачи	Расстояние	Мах кол-во узлов	Ретрансляция	Потребление
Семейство 802.15.4	PSK	250 kbps	30–300 м	100–1024	да	от 40 мВт
EnOcean	ASK	125 kbps	30–300 м	>4000	да	от 50 мВт
DASH7	(G)FSK	200 kbps	до 2000 м	$2^{32}$	нет	30 мВт
Bluetooth	GFSK/PSK	1 Mbps	10–100 м	71	нет	100 мВт
ONE-NET	(G)FSK	230 kbps	100–500 м	4096	да	60 мВт

емопередатчика, и как следствие, уменьшить размеры и энергопотребление конечного устройства. Применить данную схему можно при использовании т.н. сверхширокополосных сигналов.

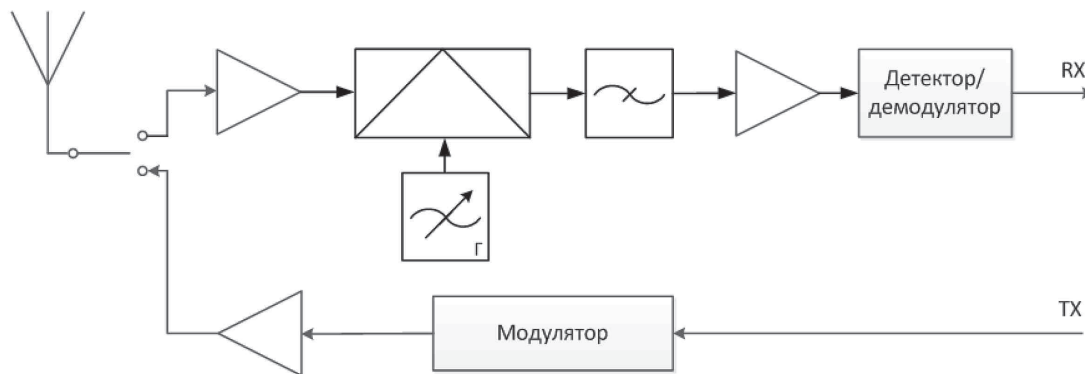


Рис. 1. Схема супергетеродинного приемника

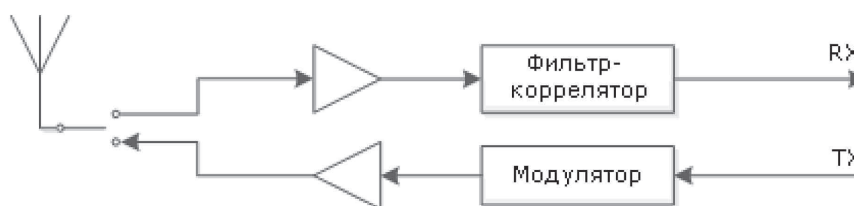


Рис. 2. Схема приемника прямого усиления

Термин «сверхширокополосный» для сигналов и систем был введен Управлением перспективных исследовательских программ Министерства обороны США (DARPA) в 1990 году. К сверхширокополосным были отнесены системы и сигналы, для которых относительная полоса частот:

$$\eta = (f_{\text{верх}} - f_{\text{нижн}}) / (f_{\text{верх}} + f_{\text{нижн}}),$$

лежит в пределах  $0,25 < \eta \leq 1$ . Это определение в настоящее время используется весьма широко.

Характеристики систем с использованием технологии импульсной передачи СШП сигналов позволяют их эффективное использование для построения БСС, организующей обмен между узлами сенсорной подсистемы АГТД в сложной помеховой обстановке и при строгих энергетических ограничениях. В отличие от тради-

ционных систем беспроводной передачи, СШП передатчик генерирует очень короткий по времени импульс, который может распространяться и нести в себе информацию без необходимости дополнительной модуляции несущей. Таким образом, нет нужды в преобразовании частот и усилении на стороне передатчика, и появляется возможность использовать схему прямой передачи (без гетеродина и элементов частотной фильтрации); устройства детектирования и модуляции/демодуляции достаточно просты и реализуются средствами обычной цифровой логики, без сложных алгоритмов цифровой обработки сигналов. Передача коротких СШП импульсов требует намного меньше энергии, чем передача сопоставимого узкополосного сигнала. В случае работы системы в маломощном режиме, узлы БСС, основанной на СШП сигналах, могут взаимодействовать только с ближайшими соседями; при этом облегчается решение проблемы наличия межканальной интерференции, имеющей место при использовании узкополосной связи. Антенные системы также достаточно просты по исполнению и могут изготавливаться непосредственно на печатных платах. Дополнительным преимуществом при использовании сверхширокополосных сигналов является сложность постановки преднамеренных помех.

Стабильность и надежность передачи данных между узлами системы мониторинга параметров АГТД предлагается обеспечивать путем применения специальных алгоритмов многопользовательского доступа, реализующих функции самоорганизации беспроводной сети с топологией «mesh». Каждый узел такой сети способен передавать, принимать и ретранслировать данные от другого узла. Маршрут передачи данных рассчитывается исходя из энергетических характеристик и местоположения каждого узла, участвующего в передаче.

Обеспечение адекватной мощности для сенсоров является одной из самых сложных проблем, которая сдерживает использование БСС в промышленности. Одним из возможных решений является применение различных способов энергосбережения.

Все способы энергосбережения можно разделить на три большие группы (рис. ) — это сохранение энергии при помощи циклов рабо-

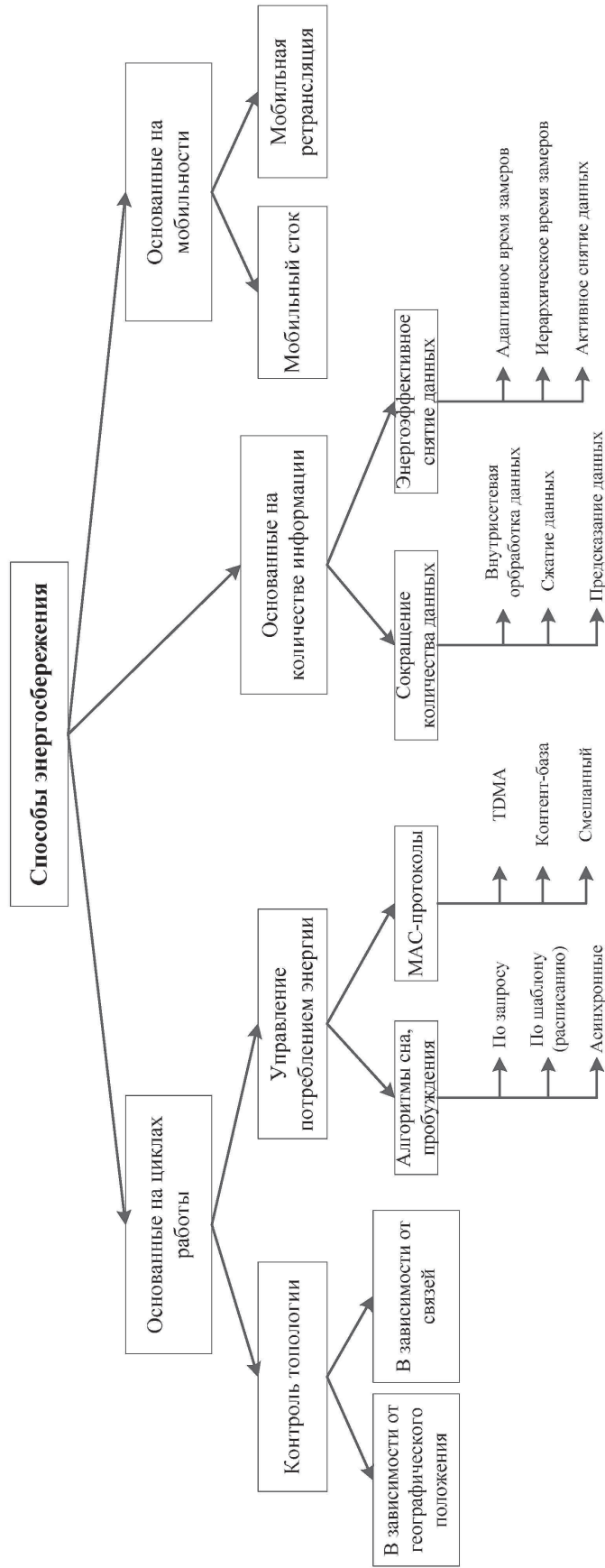


Рис. 3. Способы энергосбережения

ты, способы, основанные на количестве передаваемой информации и на мобильности. К циклам работы относят контроль топологии и управление энергопотреблением. Контроль топологии направлен на использование или уменьшение избыточных связей в сети в целях экономии ресурса. Управлять потреблением можно путем применения различных энергосберегающих МАС-протоколов и режимов работы устройств. В условиях применения БСС для контроля и мониторинга параметров АГТД необходима разработка новых алгоритмов управления, которые бы позволяли перейти от применяемого в классических системах режима постоянного отслеживания всех параметров управляющим контроллером, к событийному режиму, где конечные устройства в большинстве случаев сами являются инициаторами передачи данных. Для отслеживания событий, устройство может подолгу оставаться в режиме простоя, при этом при возникновении события, может появиться необходимость в передаче довольно значительных объемов данных. Устройства, разрабатываемые для работы в таком режиме, накладывают особые требования к проектированию эффективных протоколов МАС-уровня, технологию и достоверность передачи данных.

Второй класс способов сохранения энергоресурса основан на количестве передаваемой информации, а также на получении этой информации экономичными способами. Энергия, потраченная на обработку информации, несравнимо меньше требующейся для ее передачи, поэтому используется внутрисетевая обработка данных, сжатие или предсказание данных.

Рассмотрение различных вариантов, выбор метода организации многопользовательского доступа и протоколов МАС-уровня сети передачи данных, и их возможные оптимизации под конкретные задачи является предметом дальнейших исследований.

В качестве возможных средств решения проблемы обеспечения электропитания узлов беспроводной сети системы мониторинга АГТД предлагается применение автономных источников питания. Наиболее перспективными для установки на двигателе источниками являются термоэлектрические или вибромеханические (электромагнитные или пьезоэлектрические) преобразователи [2]. В зависимости от места установки узла сенсорной сети появляется возможность комбинировать различные типы преобразователей.

Для выполнения требований по работе узлов беспроводной сети мониторинга в условиях высоких температур не обойтись без применения специализированной электронной компонентной базы (ЭКБ). Современные подходы к созданию компонентов, стойких к экстремальным условиям внешней среды, можно разделить на следующие группы:

- Технологические методы повышения стойкости. К таковым следует отнести использование специализированных методов изготовления СБИС и материалов. В частности, это технологии «Кремний на сапфире», «Кремний на изоляторе», специальные операции легирования.
- Конструктивные и схемотехнические методы — использование специальных корпусов, методов локальной защиты и т. п. Зачастую получить требуемую функциональность с необходимыми массогабаритными характеристиками сегодня можно только с помощью интеграции чипов, изготовленных по различным технологиям, в одном корпусе, т. е. с помощью применения концепции «система в корпусе» — СвК.
- Моделирование влияния факторов внешней среды на этапе проектирования компонентов.

Переход на технологию СвК — одно из приоритетных направлений исследований и разработок мировой электроники. Применение такого рода технологий позволяет не только добиться снижения массы и габаритов систем по сравнению с существующими сегодня в 5–10 раз, но и повысить надежность за счет уменьшения числа паяно-сварных соединений, улучшения теплофизических характеристик конструкции и снижения стоимости в серийном изготовлении за счет унификации конструктивов, схемных и аппаратных решений [8].

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Normann R.A.* «First High-Temperature Electronics Products Survey 2005», Sandia National Laboratories, 2006.
2. *Rama K. Yedavalli, Rohit K. Belapurkar* «Application of wireless sensor networks to aircraft control and health management systems», 2011.
3. Стандарт MIL-HDBK-217F, US Department of Defence, 1991.



4. *Helen Fornazier, Aurélien Martin, Scott Messner* «Wireless Communication: Wi-Fi, Bluetooth, IEEE 802.15.4, DASH7», 2012

5. *Klaus Gravogl, Jan Haase, Christoph Grimm*, «Choosing the best wireless protocol for typical applications», 2009

76. *Константин Верхулевский, Юрий Шаропин* «Открытый стандарт беспроводной сети ONE-NET и аппаратные решения на его основе (часть 1)», 2008

8. *В. Стешенко*, «Перспективные подходы к созданию интегральных бортовых систем», «Компоненты и Технологии», 5'2012, стр.7.

УДК 629.7.036.3

*Ю.В. Кокунин*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия

## **ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ ВЗАИМНОГО КОНТРОЛЯ МНОГОКАНАЛЬНЫХ ДАТЧИКОВ**

В статье предлагается новый программный метод взаимного контроля многоканальных датчиков, предназначенный для реализации в составе блока автоматического регулирования и контроля (БАРК-42) при управлении двигателем РД-33МК для самолетов МиГ-29К/ КУБ. На примере двухканального датчика частоты вращения ( $N_B$ ) ротора вентилятора ДЧВ-2500А приведены описание нового метода, результаты моделирования его работы на реальных файлах полетов, даны рекомендации по использованию предложенного метода для обеспечения контроля различных многоканальных датчиков.

**Актуальность темы** обусловлена высокими требованиями, которые предъявляются к достоверности и надежности работы многоканальных датчиков, обеспечивающих БАРК-42 исходной информацией в процессе управления силовой установкой, а также возникновением отказов одного из двух каналов датчика частоты вращения  $N_B$  ротора вентилятора в ходе ряда полетов самолетов МиГ-29К/ КУБ.

**Проблема** заключается в отсутствии в настоящее время в составе БАРК-42 достаточно эффективных методов контроля каналов датчика частоты вращения  $N_B$ .

Так, в ходе примерно 80-ти полетов самолетов МиГ-29К/ КУБ были выявлены случаи отказа одного из каналов датчика  $N_B$ . При этом средствами градиентно-допускового контроля, реализованными в составе программного обеспечения БАРК-42, данные отказы либо совсем не диагностировались (в 23-х полетах), либо диагностировались с задержкой до 1 часа относительно момента возникновения неисправности каналов [1]. В то же время, при отказе первого канала датчика  $N_B$ , являющегося основным при управлении силовой установкой, задержка или отсутствие диагностики его отказа приводит к неустойчивой работе элементов силовой установки самолета (воздухозаборника, ВНА, системы управления соплом), возникновению в них высокочастотных колебательных процессов и последующему разрушению отдельных агрегатов (например, трубопроводов у гидроцилиндра клина воздухозаборника одного из самолетов).

**Для решения данной проблемы** предлагается новый многокритериальный метод взаимного контроля каналов датчика  $N_B$ , обеспечивающий на основе комплексной оценки состояния каждого из каналов датчика  $N_B$  мгновенное (в момент возникновения) выявление отказавшего канала [1].

Результаты визуального анализа файлов полетов (файлы содержат записанные с частотой 5 Гц параметры работы силовой установки), где имели место отказы одного из каналов датчика  $N_B$ , позволили установить:

- Если оба канала датчика  $N_B$  исправны, то рассогласование между каналами не превышает 0.04 %;
- После возникновения неисправности одного из каналов измерения ( $N_{B1}$  или  $N_{B2}$ ) другой канал датчика  $N_B$  остается в исправном состоянии;
- Значения неисправного канала, как правило, становятся меньше значений другого (исправного) канала. В ряде случаев значения неисправного канала превышают значения исправного (до 50 %);
- При возникновении неисправности одного из каналов  $N_B$  его значения носят колебательный характер с произвольной амплитудой изменения (в отдельных случаях значения неисправного канала снижаются до 0 %);

- При возникновении отказа канала  $N_B$  через определенное время отказ снимается, т. е. значения двух каналов  $N_B$  становятся одинаковыми. В ходе одного полета таких «единичных» отказов наблюдалось от 5 до 3850. При этом продолжительность каждого единичного отказа составляет от 0.2с до  $\approx 4000$ с;
- Для одного и того же самолета (двигателя и БАРК) неисправность одного из каналов измерения  $N_B$  возникает не в каждом полете.

Причиной такого «поведения» каналов, по всей видимости, является наличие переменного контакта в коллекторе проводов датчика  $N_B$  из-за повышенной вибрации корпуса вентилятора на конкретных двигателях [2].

Как уже отмечалось, реализованные в настоящее время в БАРК-42 методы градиентно-допускового контроля не обеспечивают своевременную диагностику при отказе одного из каналов датчика  $N_B$ . Это связано с общим недостатком всех градиентных методов — их эффективность существенно зависит от характера «поведения» каналов, а именно, при частых и «больших» (больше максимально-допустимых значений) колебаниях значений канала  $N_B$  отказ обнаруживается достаточно быстро. При небольших по длительности отказах ( $\leq 5-7$ с) или «плавном» поведении неисправного канала отказы могут вообще не диагностироваться или диагностируются с большой временной задержкой, причем ее величина неизвестна и зависит от характера поведения неисправного канала  $N_B$ .

Свободным от указанных недостатков является предлагаемый метод взаимного контроля. Он основан на том, установленном в ходе эксплуатации самолетов факте, что достоверные значения каналов датчика  $N_B$  различаются между собой не более, чем на 0.04 %. Поэтому ситуацию, когда значения каналов датчика  $N_B$  различаются на величину, превышающую некую предельно-допустимую  $\varepsilon_{\max}$  ( $\varepsilon_{\max} = 0.5$  %), можно идентифицировать как момент возникновения отказа одного из каналов датчика.

В каждом цикле управления БАРК-42 (25 мс) новый метод контроля каналов датчика  $N_B$  используется только после успешной

проверки каждого из каналов имеющимися в БАРК-42 средствами градиентно-допускового контроля.

Анализ файлов полетов показал, что для объективного контроля каналов датчика  $N_B$  недостаточно использовать только один критерий (правило оценки). К тому же, в силу существенных отрицательных последствий для силовой установки при «работе» на неисправном канале датчика  $N_B$  необходимо как можно быстрее диагностировать возникающий отказ.

Поэтому для контроля каналов датчика  $N_B$  предлагается использовать многокритериальный метод, который проводится в два этапа, на каждом из которых осуществляется комплексная (многокритериальная) оценка исправности первого и второго каналов датчика  $N_B$ .

Первый этап контроля («предварительная диагностика») проводится за один « $j_0$ -й» такт (цикл управления БАРК, равный 25 мс) с целью мгновенного обнаружения неисправного канала. Данный этап реализуется при выполнении условия:

$$|N_{B1, j_0} - N_{B2, j_0}| \geq \varepsilon_{\max} \quad (\varepsilon_{\max} = 0.5 \%) \quad (1)$$

$$N_{K, j_0} \geq 50 \%, \quad (2)$$

где  $N_{B1, j_0}$  ( $N_{B2, j_0}$ ) — частота вращения ротора вентилятора на  $j_0$ -м такте, первый (второй) канал датчика  $N_B$ , %;  $\varepsilon_{\max}$  — максимально-допустимое рассогласование между значениями каналов  $N_B$ , %;  $N_K$ ,  $j_0$  — частота вращения ротора компрессора на  $j_0$ -м такте, %.

На этапе предварительной диагностики используются критерии  $K_{p,m}$   $m = 1, 2, \dots, 6$  (см. табл. 1), каждый из которых имеет свой фиксированный «вес» (значимость)  $V_{p,m}$ .

При этом,  $K_{p,m} = 1$  — означает, что « $m$ -й» критерий для канала  $N_B$  выполняется,  $K_{p,m} = 0$  — не выполняется.

Интегральная оценка  $W_{p,i}$  исправности каждого « $i$ -го» канала датчика  $N_B$  вычисляется по формуле:

$$W_{p,i} = K_{p,1} V_{p,1} + K_{p,2} V_{p,2} + \dots + K_{p,m} V_{p,m}, \quad i = 1, 2 \quad (3)$$

Неисправным (отказавшим) считается канал, имеющий минимальную интегральную оценку, а исправным — соответственно другой канал (с максимальной интегральной оценкой). При этом выбранный канал считается отказавшим до момента завершения второго этапа диагностики.

Второй этап контроля («основная диагностика») проводится одновременно с предварительной диагностикой, начиная с « $j_0$ -го» такта, за время « $t_{\max}$ » и предназначен для комплексной оценки поведения каждого канала в течении времени « $t_{\max}$ » ( $t_{\max} = 1$  с).

На этапе основной диагностики используются критерии  $K_{o,m}$ ,  $m = 1, 2, \dots, 6$  (см. табл. 2), каждый из которых имеет свой фиксированный «вес» (значимость)  $V_{o,m}$ .

При этом  $K_{o,m} = 1$  — означает, что « $m$ -й» критерий для канала  $N_b$  выполняется,  $K_{o,m} = 0$  — не выполняется.

Интегральная оценка  $W_{o,i}$  исправности каждого « $i$ -го» канала датчика  $N_b$  вычисляется по завершении времени « $t_{\max}$ » по формуле:

$$W_{o,i} = K_{o,1}V_{o,1} + K_{o,2}V_{o,2} + \dots + K_{o,m}V_{o,m}, \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

Неисправным (отказавшим) считается канал, имеющий минимальную интегральную оценку, а исправным — соответственно другой канал (с максимальной интегральной оценкой).

Если в ходе полета на этапах предварительной или основной диагностики какой-то канал датчика  $N_b$  был признан отказавшим заданное число раз « $K_{\max}$ », то отказ данного канала фиксируется до снятия питания с БАРК (окончания полета).

Снятие отказа канала (если отказ не был зафиксирован), выявленного на этапах предварительной или основной диагностики, осуществляется после выполнения в течении « $N_{\max}$ » тактов подряд ( $N_{\max} = 1$ ) следующего условия:

$$|N_{b1,j} - N_{b2,j}| < \varepsilon_{\max} \quad (5)$$

После выполнения условия (5) оба канала датчика  $N_b$  считаются исправными до очередного выполнения условий (1), (2).

Экспериментальная проверка предложенного метода контроля проводилась на электронных файлах (формата «\*.узк») полетов, где имели место отказы одного из каналов датчика  $N_b$ . Для этого метод был реализован в составе программного комплекса «Анализатор», средствами которого проводилась также статистическая обработка параметров каждого файла. Отдельные результаты работы предложенного метода в виде графиков приведены на рис. 1 (исправный канал «Итог\_ $N_b$ », который должен использоваться при управлении, «поднят» толстой линией).

Таблица 1

## Критерии, используемые на этапе предварительной диагностики

№ п/п	Критерии ( $K_{p,m}$ )	Метод вычисления	Вес ( $V_{p,m}$ )
1	Величина рассогласования каналов	Если $ N_{B1,j} - N_{B1,j-1}  >  N_{B2,j} - N_{B2,j-1} $ , то критерий выполняется для канала $N_{B2}$ , иначе — для канала $N_{B1}$	$V_{p,1} = 1$
2	Экстраполяция каналов	На « $j$ -й» такт экстраполируется прямая между точками « $j-2$ », « $j-1$ » для каналов $N_{B1}$ и $N_{B2}$ . Если $ f_1 - N_{B1,j}  <  f_2 - N_{B2,j} $ , то критерий выполняется для канала $N_{B1}$ , иначе — для канала $N_{B2}$ . Здесь $f_1$ ( $f_2$ ) — прогнозируемое значение прямой для канала $N_{B1}$ ( $N_{B2}$ ) в точке « $j$ »	$V_{p,2} = 1$
3	Сброс канала на приемистости	Если $N_{B,i,j-1} > N_{B,i,j-2}$ и $N_{B,i,j} < N_{B,i,j-1}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B,i}$ , иначе — не выполняется, $i = 1, 2$	$V_{p,3} = -2$
4	Превышение допустимого градиента	Если $\Delta = N_{B,i,j} - N_{B,i,j-1} > 0$ и $\Delta > h_1$ или $\Delta < 0$ и $\Delta > h_2$ , то критерий выполняется для канала $N_{B,i}$ , иначе — не выполняется, $i = 1, 2$ Здесь $h_1$ ( $h_2$ ) — максимально-допустимый градиент канала $N_{B}$ за один такт при приемистости (сбросе), %	$V_{p,4} = -2$
5	Выбор доминирующего канала	Если $N_{B1,j} > N_{B2,j}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B1}$ , иначе — для канала $N_{B2}$	$V_{p,5} = 1$
6	Частота отказов каналов ранее	Если до « $j$ -го» такта канал $N_{B1}$ имеет больше единичных отказов, чем канал $N_{B2}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B2}$ , иначе — для канала $N_{B1}$	$V_{p,6} = 1$

## Критерии, используемые на этапе основной диагностики

№ п/п	Критерии ( $K_{o,m}$ )	Метод вычисления	Вес ( $V_{o,m}$ )
1	Какой канал выбран на этапе предварительной диагностики	Если на этапе предварительной диагностики в качестве исправного был выбран канал $N_{B,i}$ , то критерий для этого канала выполняется, иначе — не выполняется, $i = 1, 2$	$V_{o,1} = 1$
2	Проверить стандартное отклонение каналов от среднего	Для каждого из каналов $N_B$ вычисляется: $A_i = \text{Sqrt} [(X_j - X_{\text{ср}})^2 + \dots + (X_{j+n-1} - X_{\text{ср}})^2] / n$ , где: $X_j$ — значение канала $N_B$ в « $j$ -й» точке; $X_{\text{ср}}$ — среднее значение $X_j$ за « $n$ » точек; $n$ — количество точек (тактов) за время основной диагностики « $t_{\text{max}}$ ». Если $A_1 < A_2$ , то критерий выполняется для канала $N_{B1}$ , иначе — для канала $N_{B2}$ .	$V_{o,2} = 1$
3	Частота превышения допустимого градиента	Если за время основной диагностики « $t_{\text{max}}$ » количество «выбросов» (превышения допустимого градиента $N_B$ ) для канала $N_{B1}$ больше, чем для канала $N_{B2}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B2}$ , иначе — для канала $N_{B1}$ . Превышение допустимого градиента (при возрастании и убывании параметра $N_B$ ) проверяется следующим образом: $\Delta = N_{B,i,j} - N_{B,i,j-1} > 0$ и $\Delta > h_1$ или $\Delta < 0$ и $\Delta > h_2$ , $i = 1, 2$ Здесь $h_1$ ( $h_2$ ) — максимально-допустимый градиент канала $N_B$ за один такт при приемистости (сбросе), %	$V_{o,3} = -2$

№ п/п	Критерии ( $K_{o,m}$ )	Метод вычисления	Вес ( $V_{o,m}$ )
4	Частота изменения знака градиента	Если за время основной диагностики « $t_{\max}$ » канал $N_{B1}$ меняет знак градиента чаще, чем канал $N_{B2}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B2}$ , иначе — для канала $N_{B1}$	$V_{o,4} = 1$
5	Продолжительность доминирования канала	Если за время основной диагностики « $t_{\max}$ » продолжительность превышения значений (доминирования) канала $N_{B1}$ над каналом $N_{B2}$ $t(N_{B1} > N_{B2}) > t(N_{B1} < N_{B2})$ , то критерий выполняется для канала $N_{B1}$ , иначе — для канала $N_{B2}$	$V_{o,5} = 2$
6	Частота отказов каналов ранее	Если после завершения основной диагностики канал $N_{B1}$ за время полета имеет больше единичных отказов, чем канал $N_{B2}$ , то критерий выполняется для канала $N_{B2}$ , иначе — для канала $N_{B1}$	$V_{o,6} = 1$

Примечание: 1. В таблицах 1, 2 под единичным отказом понимается случай отказов, начиная с выполнения условий (1), (2) до момента снятия отказов по условию (5).

2. Веса критериев были определены по результатам экспериментальной проверки метода на файлах полетов.

С помощью программы «Анализатор» метод был экспериментально проверен на файлах 80-ти полетов, где имели место отказы одного из каналов датчика  $N_B$ . В данных полетах наблюдалось примерно 63000 единичных (снимаемых) отказов. Из их числа в 4-х случаях первоначально (на этапе предварительной диагностики) в качестве отказавшего методом был выбран исправный канал. Затем через 1с с момента возникновения отказа (по завершении этапа основной диагностики) отказавший канал был диагностирован методом правильно. Пример одного из таких случаев приведен на рис. 2.



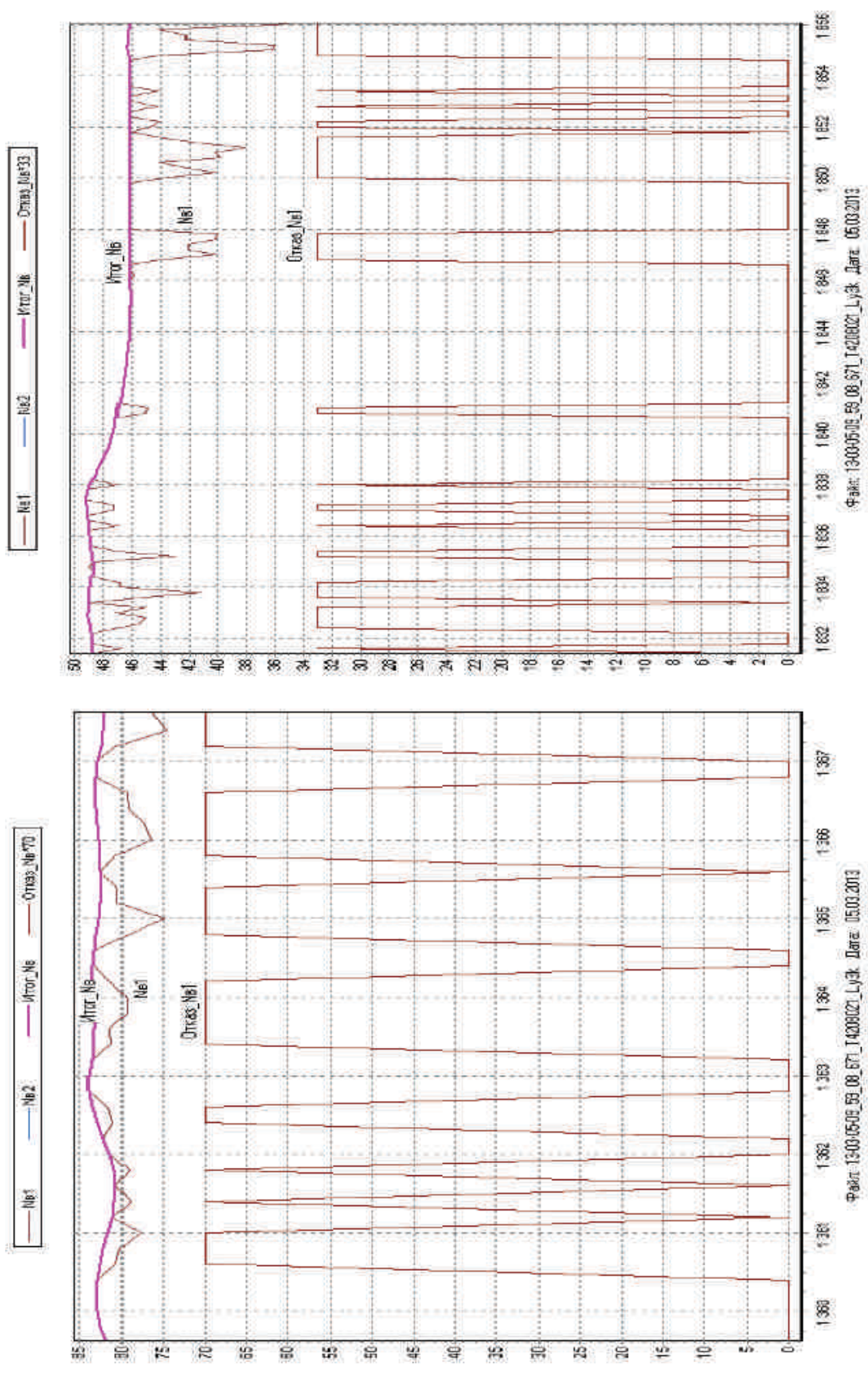


Рис.1. Отказы канала Nb1 и формирование исправного канала «Итого\_Nb»

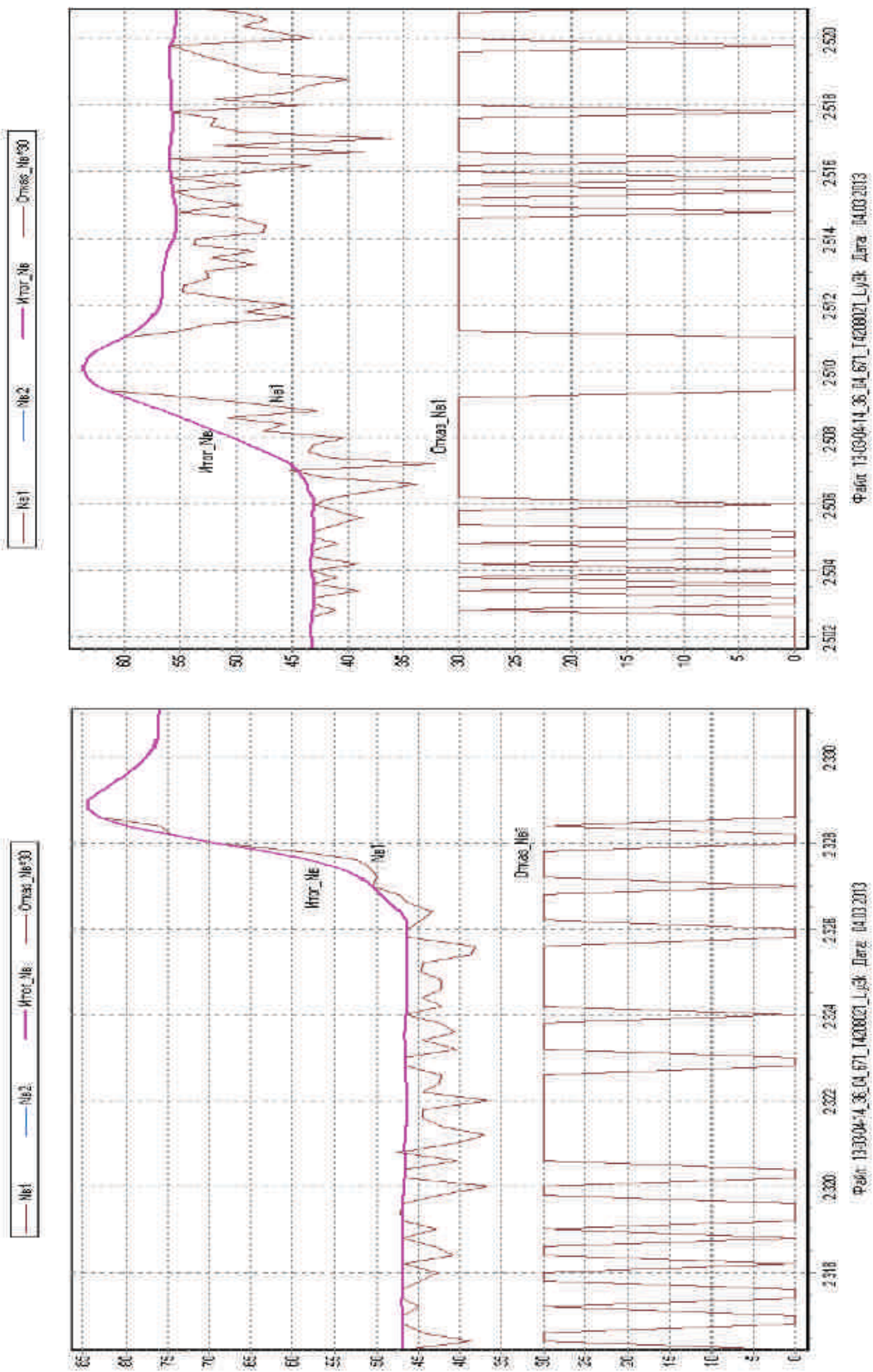


Рис.1. Отказы канала Lb1 и формирование исправного канала «Итог\_Lb» (окончание)

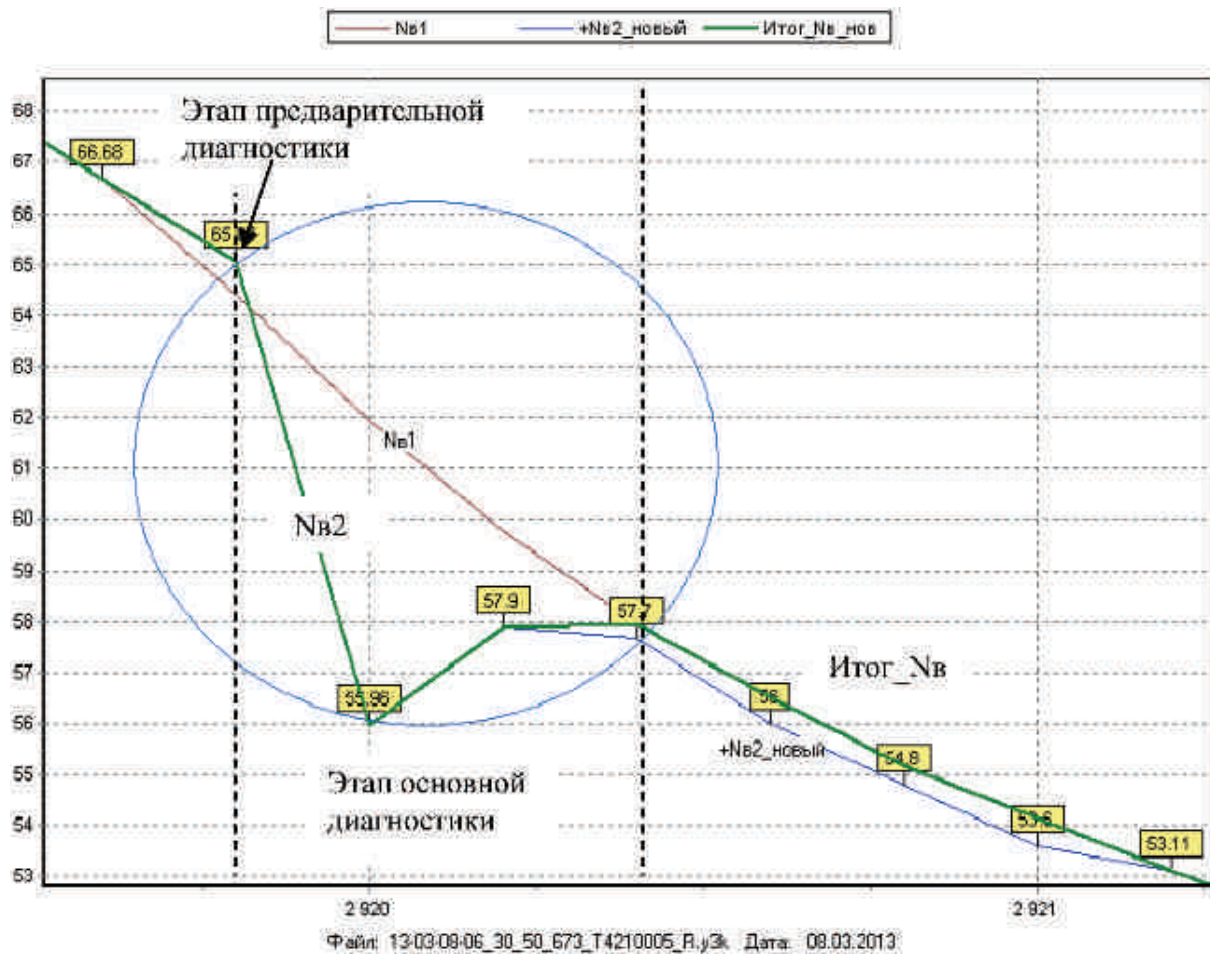


Рис. 2 Полет самолета МиГ-29КУБ. Отказ канала  $N_{B2}$

Таким образом, предложенный метод взаимного контроля каналов датчика  $N_{B}$  не зависит от причины возникновения отказов и основан на комплексном (многокритериальном) анализе поведения каналов  $N_{B}$  при возникновении отказа (при рассогласовании значений каналов  $\geq 0.5\%$ ):

Задержек времени при выявлении отказов нет, т. е. все отказы диагностируются сразу же после их возникновения;

Метод является универсальным и позволяет корректно диагностировать отказы одного из каналов датчика  $N_{B}$  независимо от характера поведения параметров  $N_{B1}$ ,  $N_{B2}$  после возникновения отказов;

Из-за отсутствия файлов полетов с частотой записи 40 Гц для проверки метода использовались файлы, содержащие параметры

полетов с частотой записи 5Гц. Вместе с тем, в силу того, что метод не зависит от поведения параметров  $N_{B1}$ ,  $N_{B2}$  после возникновения отказов он будет успешно «работать» и при реальной частоте управления БАРК-42 (40Гц). Это подтверждается также представительной статистикой, полученной в ходе экспериментальной проверки данного метода на реальных файлах полетов;

Метод несложен в реализации и не потребует значительных затрат вычислительных ресурсов БАРК-42.

В заключение необходимо отметить, что предложенный метод взаимного контроля двухканального датчика  $N_B$  носит достаточно универсальный характер и, при задании соответствующих нормативных значений (максимально-допустимого рассогласования между каналами датчика, весов критериев, продолжительности этапа основной диагностики), может успешно использоваться при диагностике отказов других многоканальных датчиков — частоты вращения ротора компрессора ( $N_K$ ), давления воздуха на входе в двигатель ( $P_{ВХ}$ ), температуры газа за турбиной вентилятора (Т4), а также для взаимного контроля параметров ( $H_{абс}$ ,  $H_{отн}$ ,  $T_{ВХ}$ ,  $M$ ,  $V_{пр}$ ,  $P_{ст}$ ), поступающих в БАРК-42 по двум каналам системы воздушных сигналов самолета.

В силу универсальности предложенный метод может также применяться для контроля многоканальных датчиков при управлении двигателями РД-33 (БАРК-88), ТВ7–117В (БАРК-6В) и ВК-2500 ПС (БАРК-6В-7П).

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Кокунин Ю.В.* Сравнительный анализ возможных алгоритмов контроля каналов датчика частоты вращения ротора вентилятора (БАРК-42) — СПб.: ОАО «Климов», техническая справка, 2013г. — 46 с.
2. Заключение № 42.609.2803–2013 по измерению частоты вращения вентилятора и отказам каналов измерения  $N_B$  на двигателях РД-33МК — СПб.: ОАО «Климов», 2013 г. — 4 с.

УДК 681.5

*Е.В. Чичерова*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург  
proffgrand@mail.ru

## **СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ И БЫСТРОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТОПЛИВА ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Обеспечение высоких показателей качества управления расходом топлива является одной из наиболее приоритетных задач для разработчиков систем регулирования авиационных двигателей. Нерациональный выбор схем регулирования, не учитывающих динамические свойства объекта, может привести к понижению надежности и безотказности системы управления расходом топлива. Неоптимальный выбор структуры и параметров электронных регуляторов значительно снижают преимущества управления от цифрового блока автоматического регулирования и контроля (БАРК), что может приводить к частому переходу на работу от резервной гидромеханической системы. Таким образом, при проектировании системы регулирования расходом топлива с управлением от цифрового регулятора, необходимо тщательно исследовать проектируемую систему и, в частности, уделять большое внимание вопросам ее устойчивости и быстродействия.

На предприятии ОАО «Климов» активно развивается направление внедрения электронных регуляторов в системы автоматического управления (САУ) авиационных двигателей. В связи с этим становятся актуальными проведения научных исследований по вопросам оптимального выбора архитектуры и параметров регуляторов электронной САУ.

Настоящая работа посвящена анализу устойчивости и быстродействия электронной системы управления расходом топлива турбовального двигателя ТВ7–117В, предназначенного для вертолета МИ-38, с целью получения качественной оценки ее работы.

Данное исследование является актуальным, поскольку при проведении летно-конструкторских испытаний (ЛКИ) двухдвигат-

тельной силовой установки в составе вертолета МИ-38 в режиме с одним работающим двигателем были зафиксированы низкочастотные колебания частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК), частоты вращения силовой турбины (СТ), расхода топлива и некоторых других параметров двигателя. Колебания возникали при переходе с режима «ЗМГ» («Земной малый газ») на режим «Полет» и продолжались на всех режимах, на которых работа двигателя определялась электронным контуром поддержания частоты вращения СТ.

Таким образом, возникла задача анализа причин колебаний и разработки алгоритмов управления, обеспечивающих достаточные запасы устойчивости, высокое быстродействие и апериодический переходный процесс.

Исследования были проведены на математической модели двухдвигательной силовой установки вертолета МИ-38, созданной в среде MATLAB / Simulink. Модель включала в себя модели двух двигателей, соединенные через главный редуктор с несущей системой вертолета. Кроме того, в модель входил блок вычисления параметров атмосферы, блок панели управления, блок с моделями датчиков входных параметров, поступающих в БАРК, блок отказов и блок отображения информации о переходных процессах и дискретных командах. Электронные алгоритмы управления, использованные в модели БАРК, взяты те же, что и в реальном БАРК, проходившем ЛКИ.

На рис. 1 представлена структура штатной электронной системы управления расходом топлива БАРК-6В, построенная в соответствии с действующими электронными алгоритмами управления.

На рис. 1 обозначено:

$T_{вх}$ ,  $P_{вх}$  — температура и давление на входе в двигатель;

$P_k$  — давление воздуха за компрессором;

$n_{тк}$ ,  $n_{тк\_min}$ ,  $n_{тк\_треб}$ ,  $n_{тк\_пред}$  — измеренное, минимальное, требуемое и предельное значение частоты вращения ротора ТК;

$n_{ст}$ ,  $n_{ст\_пред}$  — измеренное и предельное значение частоты вращения ротора СТ;

$T_{г\_синт}$ ,  $T_{г\_синт\_пред}$  — синтезированное и синтезированное предельное значение температуры газа перед силовой турбиной

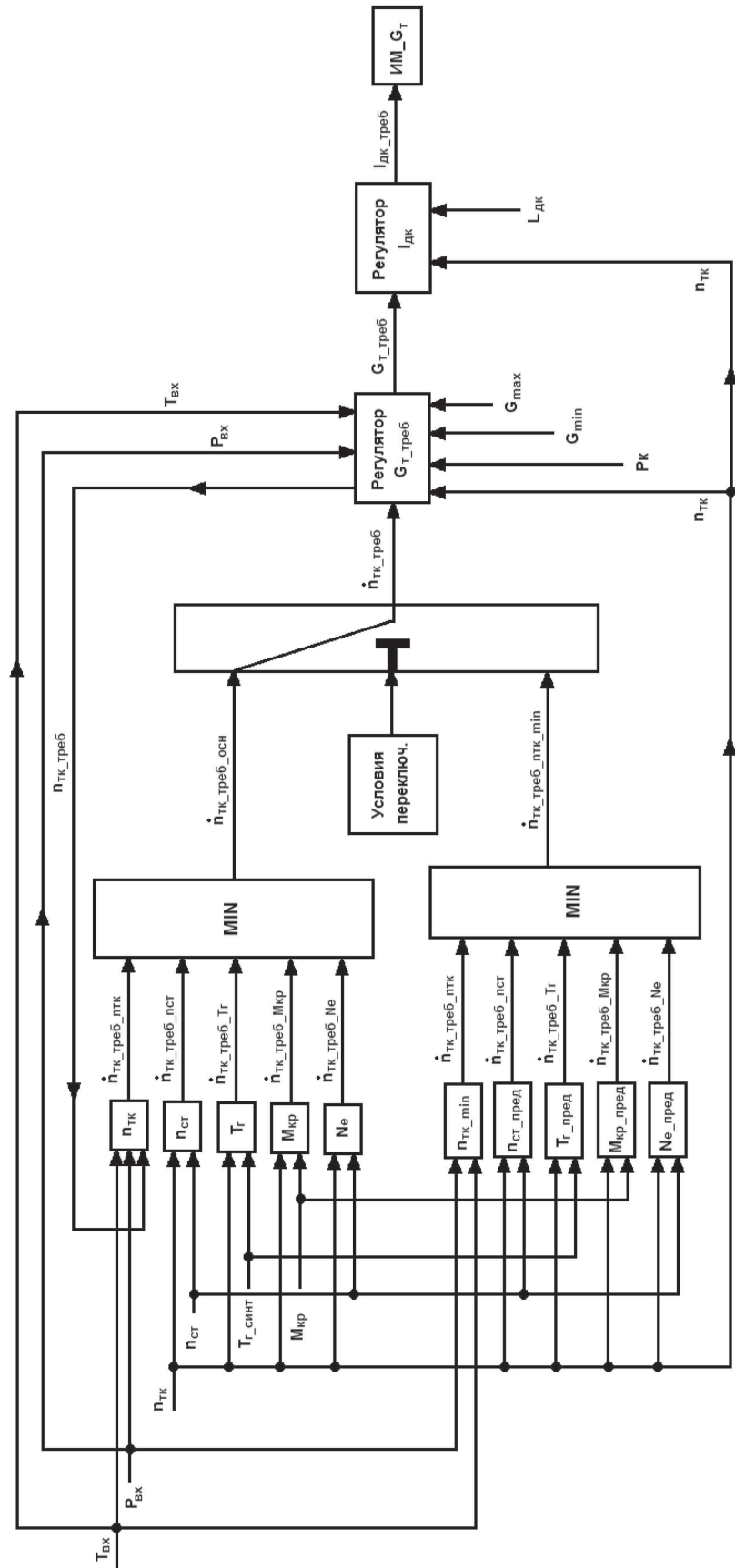


Рис. 1. Структурная схема шагнутой электронной системы управления расходом топлива турбовального двигателя ТВ7–117В

( $T_{г\_синт}$  представляет собой измеренную температуру газа с учетом компенсации инерционности термопары);

$M_{кр}$ ,  $M_{кр\_пред}$  — измеренное и предельное значение крутящего момента на валу СТ;

$N_e$ ,  $N_{e\_пред}$  — измеренное и предельное значение мощности на валу СТ;

$\dot{n}_{ТК\_треб}$  — требуемая производная частоты вращения ротора ТК;

$\dot{n}_{ТК\_треб\_осн}$  — требуемая производная частоты вращения ротора ТК, вычисляемая через основной селектор минимума;

$\dot{n}_{ТК\_треб\_пнк\_min}$  — требуемая производная частоты вращения ротора ТК, вычисляемая через селектор с контуром ограничения минимальной частоты вращения ротора ТК;

$G_{т\_треб}$ ,  $G_{min}$ ,  $G_{max}$  — требуемое, минимальное и максимальное значение расхода топлива;

$I_{дк}$ ,  $I_{дк\_треб}$  — измеренное и требуемое значение тока управления;

$L_{дк}$  — угол поворота дозирующего крана;

$ИМ\_G_t$  — исполнительный механизм, на вход которого поступает управляющий ток.

Задачей электронной системы управления расходом топлива является поддержание требуемой частоты вращения несущего винта путем регулирования расхода топлива. Величина расхода топлива формируется как разность требуемого и измеренного расхода, поступающая на вход ПИД-регулятора в блоке «Регулятор  $I_{дк}$ ». Требуемый расход топлива вычисляется в блоке «Регулятор  $G_{т\_треб}$ » через требуемую частоту вращения ротора ТК и ее требуемую производную. В зависимости от специально определенных условий переключения, требуемая производная частоты вращения ротора ТК вычисляется через основной селектор минимума либо через селектор с контуром ограничения минимальной частоты вращения ротора ТК. В зависимости от режима работы двигателя величину требуемой производной частоты вращения ротора ТК формируют различные контуры. Например, на режиме «ЗМГ» величина  $\dot{n}_{ТК\_треб}$  определяется контуром под-



держания требуемой частоты вращения ротора ТК, а на режиме «Полет» — контуром поддержания частоты вращения СТ. От выбора структуры электронных регуляторов и настройки их параметров зависит качество переходных процессов.

Во время проведения ЛКИ вертолета МИ-38 с одним работающим двигателем на режиме «ЗМГ» переходные процессы по всем параметрам двигателя имели апериодический характер. При выходе на режим «Полет» были зафиксированы низкочастотные колебания параметров двигателя, которые негативным образом отразились на качестве регулирования в целом.

На рис. 2 представлен график переходного процесса по частоте вращения СТ при работе одного двигателя на режиме «Полет» со штатным электронным ПД-регулятором поддержания частоты вращения силовой турбины.

Как видно из рис., выход на режим сопровождался забросом величиной порядка 4 %. Амплитуда незатухающих колебаний составляет 0.2 %. Время переходного процесса — около 20 сек.

Проведем анализ альтернативных способов регулирования, позволяющих повысить запасы устойчивости исследуемой системы и устранить колебания. Рассмотрим следующие регуляторы: штатный ПД-регулятор с уменьшенным в 80 раз пропорциональным коэффициентом усиления, квадратичный регулятор, регулятор переменной структуры (РПС), нечеткий логический регулятор (НЛР) П-типа и НЛР П-типа с корректирующим дифференциальным звеном.

Выражение, описывающее штатный ПД-регулятор, имеет вид:

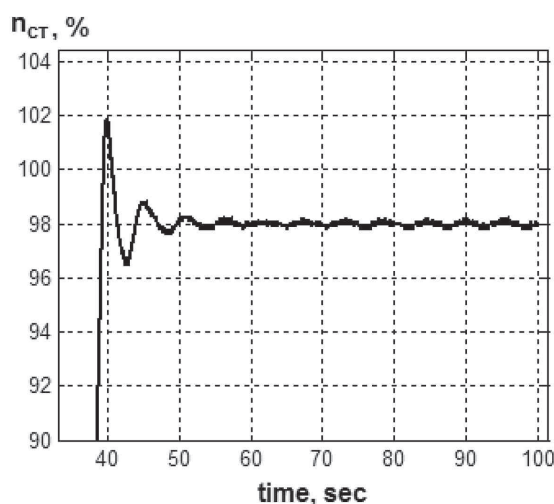


Рис. 2. Переходный процесс по частоте вращения силовой турбины при работе двигателя на режиме «Полет» со штатным электронным регулятором контура поддержания частоты вращения силовой турбины

$$\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{СТ}}} = \Delta n_{\text{СТ}} K_p + \dot{n}_{\text{СТ}} K_d, \quad (1)$$

где  $\Delta n_{\text{СТ}}$  — величина рассогласования между текущим и требуемым значением частоты вращения СТ. Коэффициенты усиления  $K_p$  и  $K_d$  определяются из уравнений:

$$K_p = K(\Delta n_{\text{СТ}}) K_{\text{стат\_}p} G_{\text{Т\_стат}}(n_{\text{ТК}}) a_{13}(n_{\text{ТК}}), \quad (2)$$

$$K_d = K_{\text{стат\_}d} T_{\text{СТ}}(n_{\text{ТК}}). \quad (3)$$

Здесь  $G_{\text{Т\_стат}}(n_{\text{ТК}})$  — характеристика статического расхода топлива;  $a_{13}(n_{\text{ТК}})$  — коэффициент линейно динамической модели двигателя по расходу топлива;  $T_{\text{СТ}}(n_{\text{ТК}})$  — постоянная времени ротора СТ.

Коэффициент  $K(\Delta n_{\text{СТ}})$  задается следующей системой уравнений:

$$K(\Delta n_{\text{СТ}}) = \begin{cases} |\Delta n_{\text{СТ}}|, & \Delta n_{\text{СТ}} \leq 1, \\ 1 + 0.5(\Delta n_{\text{СТ}} - 1), & 1 < \Delta n_{\text{СТ}} \leq 3, \\ 2 + (2/7)(\Delta n_{\text{СТ}} - 3), & \Delta n_{\text{СТ}} > 3. \end{cases} \quad (4)$$

Статический коэффициент пропорционального звена  $K_{\text{стат\_}p}$  равен 0.35, а дифференциального звена  $K_{\text{стат\_}d}$  составляет 0.05.

Квадратичный регулятор описывается выражением вида:

$$\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{СТ}}} = \Delta n_{\text{СТ}}^2. \quad (5)$$

РПС, разработанный для исследуемого контура в соответствии с [1], представляет собой пять линейных структур ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$ ,  $\varepsilon$ ) и условия переключения между ними. Закон управления РПС имеет вид:

$$\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{СТ}}} = \Psi \Delta n_{\text{СТ}}, \quad (6)$$

где  $\Psi$  определяется из условий:

$$\Psi = \text{sign} \begin{cases} \alpha, & \Delta n_{\text{СТ}} > 30, \\ \beta, & 20 < \Delta n_{\text{СТ}} \leq 30, \\ \gamma, & 10 < \Delta n_{\text{СТ}} \leq 20, \\ \delta, & 4 \leq \Delta n_{\text{СТ}} \leq 10, \\ \varepsilon, & 0 \leq \Delta n_{\text{СТ}} \leq 4. \end{cases} \quad (7)$$

Коэффициенты усиления  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  и  $\varepsilon$  выбраны таким образом, чтобы линейная структура, соответствующая  $\Psi = \alpha$ , была колебательной, а все остальные структуры, соответствующие  $\Psi = \beta, \Psi = \gamma, \Psi = \delta$  и  $\Psi = \varepsilon$ , имели устойчивое вырожденное движение. Коэффициенты усиления заданы следующими значениями:  $\alpha = 8, \beta = 0.7, \gamma = 0.01, \delta = 0.05, \varepsilon = 0.01$ .

Нечеткий П-регулятор реализован в соответствии с [2–3]. Регулятор определен как статический с нелинейным коэффициентом усиления и описывается выражением вида:

$$\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{СТ}}} = f(\Delta n_{\text{СТ}}), \quad (9)$$

где  $f(\Delta n_{\text{СТ}})$  — нелинейная функция.

Для синтеза НЛР П-типа было использовано три термы для описания входной и выходной лингвистической переменной. Входной переменной являлась величина рассогласования между текущим и требуемым значением частоты вращения СТ  $\Delta n_{\text{СТ}}$ , а выходной — величина требуемой производной частоты вращения ротора ТК  $\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{СТ}}}$ . Термы и диапазоны их изменения на четком множестве для входной и выходной лингвистической переменной представлены в таблице 1.

Таблица 1

**Термы входной и выходной лингвистической переменной НЛР П-типа контура поддержания частоты вращения силовой турбины**

Термы вх. линг. перемен.	<i>N</i>	[−30, 0]		Термы вых. линг. перемен.	<i>N</i>	[−1.2, 0]
	<i>Z</i>	[−25, 25]			<i>Z</i>	[−0.6, 0.6]
	<i>P</i>	[0, 30]			<i>P</i>	[0, 1.2]

Здесь *N* — (Negative) отрицательная величина, *Z* — (Zero) нулевая величина и *P* — (Positive) положительная величина.

Степень принадлежности четких значений к термам *N* и *P* определяется сигмоидной функцией принадлежности, описываемой выражением вида:

$$\mu_A(x) = \frac{1}{1 + \exp[-A(x - B)]}. \quad (10)$$

Степень принадлежности четких значений к терму  $Z$  определяется треугольной функцией принадлежности, описываемой выражением вида:

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < A; \\ \frac{x-A}{B-A}, & A \leq x \leq B; \\ \frac{C-x}{C-B}, & B \leq x \leq C; \\ 0, & x > C. \end{cases} \quad (11)$$

Здесь  $x$  — элемент четкого множества,  $A$ ,  $B$  и  $C$  — подмножества нечеткого множества,  $\mu_A(x)$  — величина степени принадлежности четких входных и выходных значений к каждой из терм нечеткого множества.

Совместное расположение функций принадлежности, определяющих степень принадлежности каждого точного значения к одной из терм входной и выходной лингвистической переменной, показано на рис. 3.

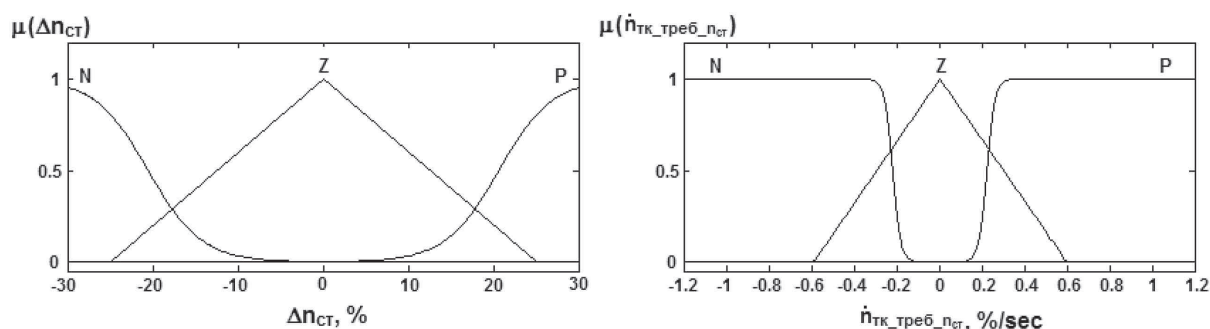


Рис. 3. Описание вход-выходных термов нечеткого П-регулятора контура поддержания частоты вращения силовой турбины

В диапазоне изменения  $\Delta n_{ст}$  свыше 30 % и меньше -30 % выходная величина требуемой производной частоты вращения ротора ТК принимается постоянной, равной 10 %/сек и -10 %/сек, соответственно.

Нечеткий П-регулятор с корректирующим дифференциальным звеном представляет собой регулятор, состоящий из двух частей: 1) нечеткий регулятор, синтезированный по аналогии с описанным выше НЛР П-типа и отличающийся только диапазоном изменения

выходной переменной  $\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{ст}}}$  (от  $-8 \text{ \%}/\text{сек}$  до  $8 \text{ \%}/\text{сек}$ ), и 2) дифференциальное звено, вносящее поправку в вычисление значения  $\dot{n}_{\text{ТК\_треб\_}n_{\text{ст}}}$ . Дифференциальное звено синтезировано по аналогии с дифференциальным звеном штатного ПД-регулятора и отличается от него увеличенным в 18 раз выходным коэффициентом усиления и включением в работу, только когда  $|\Delta n_{\text{ст}}| \leq 2 \text{ \%}$ . Увеличенный коэффициент усиления, получаемый на выходе нечеткого П-регулятора, позволяет повысить быстродействие переходного процесса, однако создает заброс, который медленно убывает. Дифференциальное звено, встроенное в регулятор с обратным знаком, уменьшает величину заброса, тем самым повышая быстродействие контура.

Графики переходных процессов по частоте вращения силовой турбины при работе электронного контура  $n_{\text{ст}}$  с различными регуляторами представлены на рис. 5.

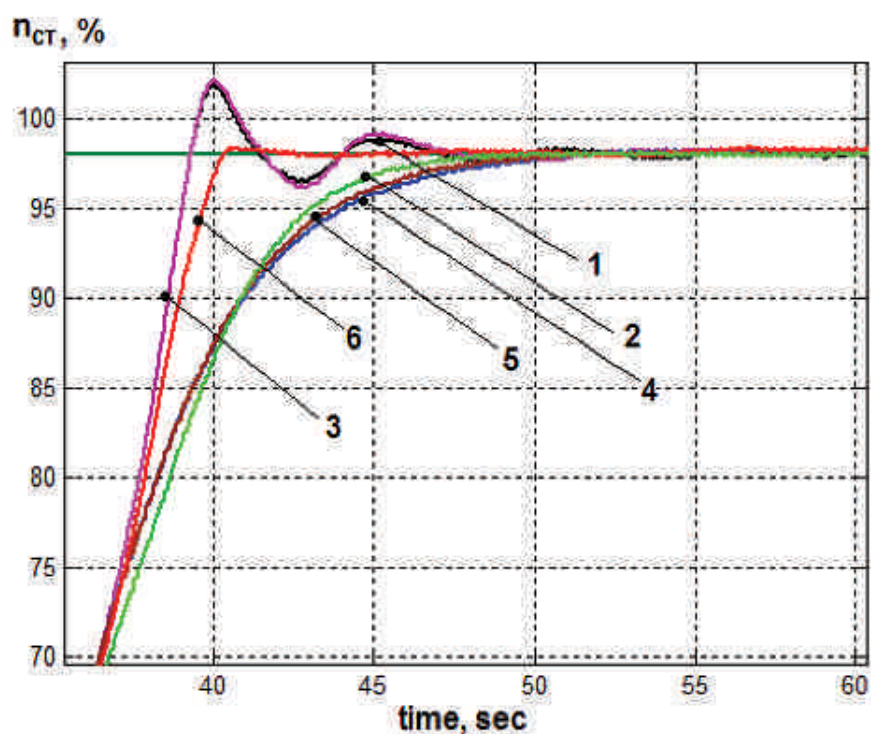


Рис. 5. Характеристики переходных процессов по частоте вращения силовой турбины при работе электронного контура  $n_{\text{ст}}$  с различными регуляторами

На рис. цифрами обозначены переходные процессы со следующими электронными регуляторами: 1 — штатный ПД-регулятор, 2 — штатный ПД-регулятор с уменьшенным в 80 раз пропорциональным коэффициентом усиления, 3 — квадратичный регулятор, 4 — регулятор с переменной структурой, 5 — нечеткий П-регулятор, 6 — нечеткий П-регулятор с корректирующим дифференциальным звеном.

Из рис. следует, что переходный процесс, полученный при работе квадратичного регулятора, по качеству почти не отличается от переходного процесса, полученного при работе штатного ПД-регулятора (кривые 1 и 3) и характеризуется наличием колебаний и забросом с величиной порядка 4 %. Амплитуда колебаний составляет 0.2 %. Время переходного процесса — порядка 20 сек. При анализе характеристик переходных процессов, полученных при работе штатного ПД-регулятора с уменьшенным в 80 раз пропорциональным коэффициентом усиления, РПС и НЛР П-типа, видно, что эти характеристики незначительно отличают друг от друга и имеют апериодический характер переходного процесса (кривые 2, 4 и 5). Быстродействие переходной процесса, представленного кривой 2, составляет 15 сек, что на 2 сек больше быстродействия переходных процессов, представленных кривыми 4 и 5. Переходная характеристика, полученная при работе нечеткого П-регулятора с корректирующим дифференциальным звеном, отличается от прочих высоким быстродействием (порядка 7.5 сек) и отсутствием колебаний (кривая 6). Качество переходного процесса этой характеристики является наилучшим из всех представленных на рис. 5 характеристик.

Таким образом, следует вывод о том, что в действующей архитектуре электронной системы управления расходом топлива двигателя ТВ7–117В средствами только одного пропорционального регулятора вне зависимости от его вида, невозможно обеспечить одновременно высокое быстродействие переходного процесса и отсутствие колебаний (в частности, в контуре  $n_{ст}$ ). Увеличение пропорционального коэффициента П-регулятора повышает быстродействие переходного процесса, но приводит к колебаниям. Уменьшение пропорционального коэффициента устраняет коле-

бания, но ведет к снижению быстродействия. Решить эту проблему можно путем добавления в регулятор дополнительных звеньев, например дифференциального или интегрального, с большими коэффициентами усиления и ограниченным временем действия, таким образом обеспечить максимальное быстродействие системы и достаточный запас ее устойчивости.

Другим вариантов повышения качества управления параметрами двигателя является оптимизация архитектуры электронной системы регулирования расходом топлива. В качестве примера рассмотрим структуру электронной САУ, представленную на рис. 6.

Архитектура электронной САУ, представленная на рис. 6, отличается от архитектуры действующей САУ наличием коррекции программного значения  $n_{\text{ТК}}$  по углу установки общего шага винта  $\varphi_{\text{НВ}}$  и величине  $\Delta n_{\text{СТ}}$ . Кроме того, вместо параметра  $\dot{n}_{\text{ТК\_треб}}$  используется параметр  $\Delta n_{\text{ТК}}$ . Преимуществом данной схемы является учет нагрузки на силовой турбине и несущем винте, а также работы в случае отказа одного из датчиков входных параметров, кроме датчика  $n_{\text{ТК}}$  и  $L_{\text{ДК}}$ , что, как и в случае со штатной электронной САУ, является недостатком рассматриваемой схемы.

Избавиться от этого недостатка и во время отказов датчиков  $n_{\text{ТК}}$  и  $L_{\text{ДК}}$  продолжать работать на основной электронной системе управления расходом топлива позволяет переключение на упрощенную резервную электронную систему, схема которой представлена на рис. 7.

Преимуществом данной схемы является возможность поддержания частоты вращения несущего винта при отказе датчика  $n_{\text{ТК}}$ . Пересчет параметров на выходе каждого контура в величину  $\Delta G_{\text{Т}}$ , минуя расчет  $\Delta n_{\text{ТК}}$  и  $n_{\text{ТК\_треб}}$ , упрощает цикл вычислений, тем самым, повышает надежность и безотказность системы. Отказ датчика параметра  $L_{\text{ДК}}$  можно компенсировать косвенным вычислением текущего расхода топлива с помощью измеренного давления топлива в коллекторах.

Благодаря своим достоинствам предложенная структура электронной САУ представляет большой практический интерес и активно разрабатывается в ПБ «Автоматика» ОАО «Климов».

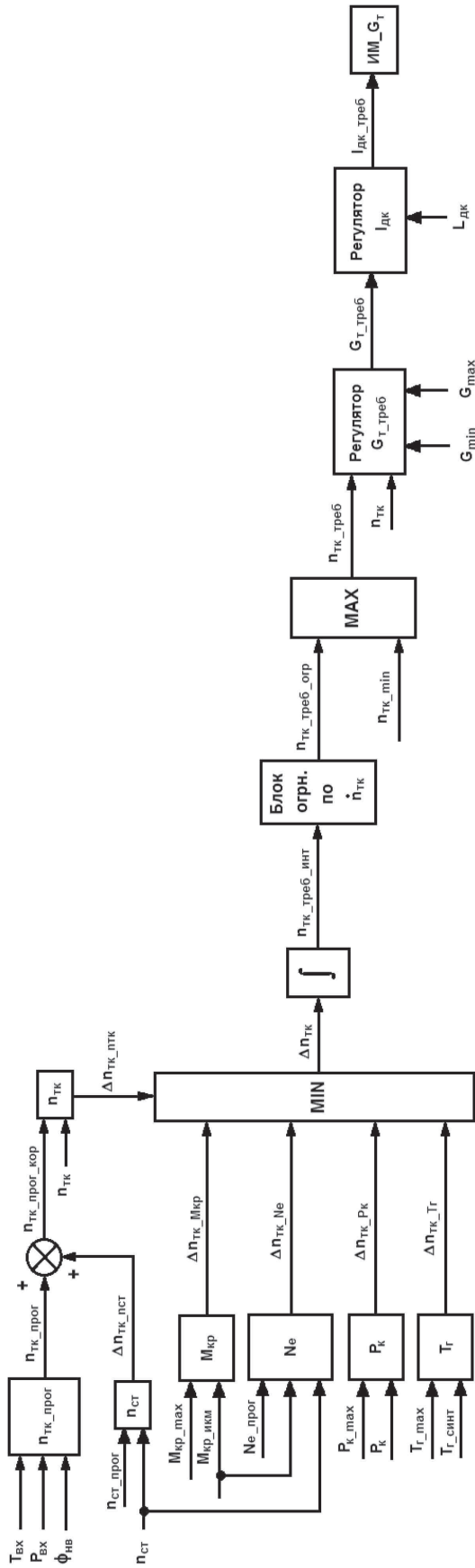


Рис. 6. Структурная схема электронной системы управления расходом топлива



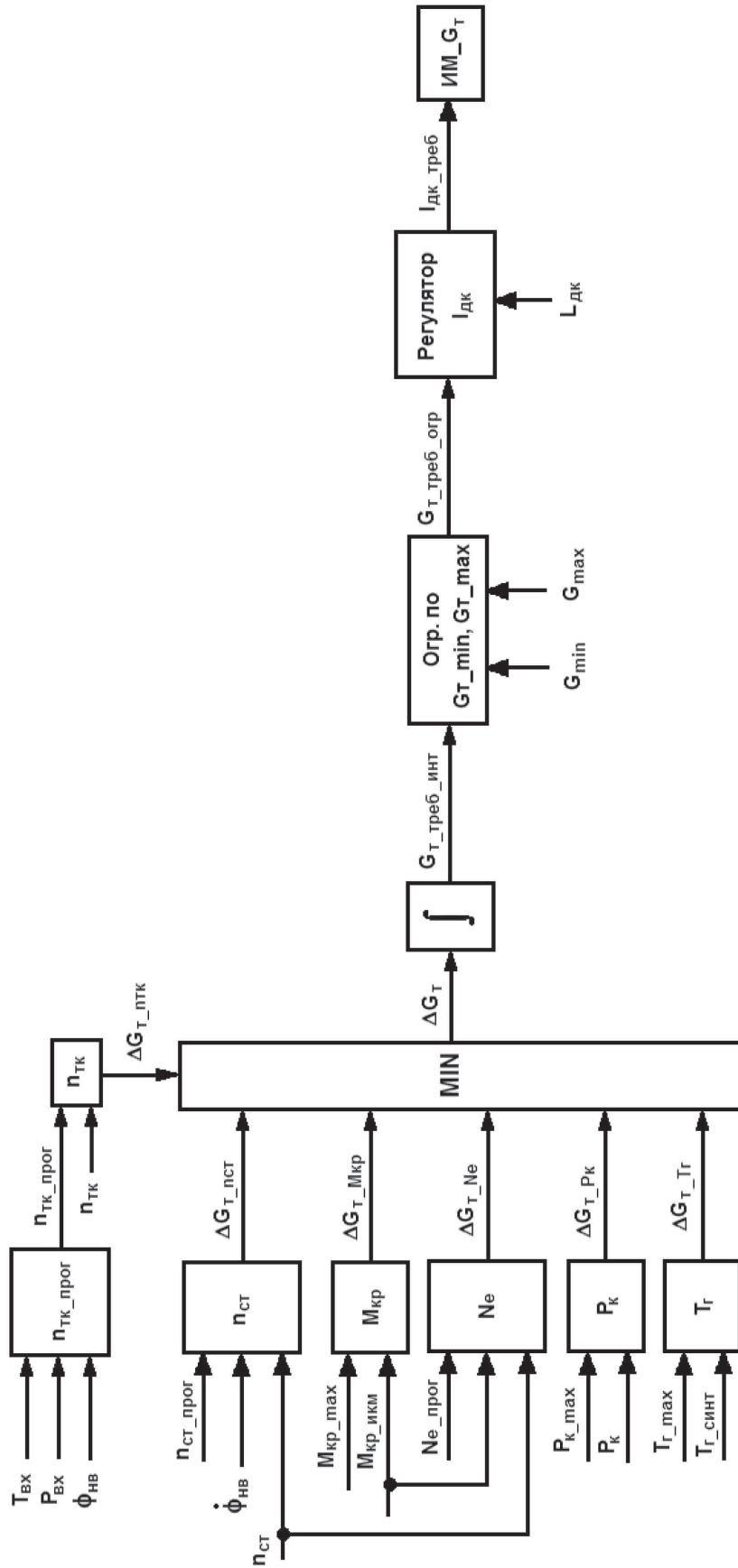


Рис. 7. Структурная схема электронной системы управления расходом топлива

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Емельянов С.В.*, Системы автоматического управления с переменной структурой, М.: Наука, 1967.
2. *Бураков М.В.* Нечеткие регуляторы: учеб. Пособие. СПб.: ГУАП, 2010. 252с.
3. *Дудкин Ю.П., Титов Ю.К., Филиппенков Р.Г., Хижняков Ю.Н.* Нечеткое управление частотой вращения свободной турбины газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института (государственный технический университет). — 2010. — Т. 17, №6. — С. 55–60.

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

---

УДК 620.193.4

*И.Г. Грандилевская, Е.А. Тихомирова,  
Е.В. Скворцов, О.В. Кузьмин*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия

## **ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ КОМПРЕССОРА ДВИГАТЕЛЯ ВК-2500 ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ НАРАБОТКИ В УСЛОВИЯХ ТРОПИЧЕСКОГО КЛИМАТА**

Правильная оценка состояния рабочих лопаток турбины компрессора двигателя ВК-2500 из сплава ЖС26-ВИ при дефектации — гарант их длительного ресурса.

В настоящее время длительная наработка таких турбинных лопаток составляет ~ 2000 часов. Учитывая температурно-силовое состояние лопаток при эксплуатации, можно предположить и, отчасти, констатировать, что в структуре сплава происходят необратимые изменения, снижающие изначальный уровень механических свойств. Растет риск возникновения трещин малоцикловой (неизотермической) усталости для неохлаждаемых малоразмерных лопаток.

Сказанное относится, главным образом, к карбидным превращениям. Карбиды обладают низкой жаро- и коррозионной стойкостью; из-за разницы коэффициентов термического расширения с основным металлом при термоциклах могут возникнуть микротрещины в поверхностной зоне. Карбиды, расположенные у поверхности покрытия и выходящие на поверхность, образуют точечный пробой защитной окисной пленки, а также инициируют в этом месте интенсивную коррозию [1, 2].

Морфология карбидных частиц особо выделяет игольчатые углеродсодержащие фазы, образующиеся при длительном температурно-силовом старении, поскольку с ними также связана возможность превращения карбидов типа  $M_6C$  в охрупчивающую ТПУ (топологически плотно упакованную) — фазу [3, 4]. Выделение вторичных фаз игольчатой формы в подобном сплаве в количестве более 2 объемных % ведет к снижению прочностных свойств ( $\sigma_{02}$ ,  $\sigma_B$ ,  $\sigma_{длит}$ ) и пластичности ( $\psi$ ,  $\delta$ ), по сравнению со свойствами сплава в исходном состоянии [5].

При эксплуатации двигателя в условиях тропического морского климата дополнительно возрастает вероятность повреждения поверхностного слоя и рабочих лопаток турбины в целом из-за коррозии. Помимо упомянутого механизма прямого химического воздействия на карбиды, благодаря наличию на поверхности пера солевой пленки и «золотых» отложений, при относительно низких температурах (до  $600^\circ C$ ) негативно начинает «работать» микрогальванический элемент, обусловленный поверхностными структурными изменениями.

Действительно, основываясь на электрохимических представлениях и работах Г.В. Акимова и его последователей (теория местных или локальных микрогальванических элементов) [6], поверхность металла рассматривается как своего рода инкрустация, состоящая из анодов (основной металл) и микроскопических катодов (отдельные интерметаллидные фазы, например, алюминиды, карбиды, химические соединения, частицы «золотых» отложений и проч.). Между катодами и анодами существует определенная разность потенциалов ( $\Delta\phi = \phi_K - \phi_A$ ), которая вызывает протекание электрических токов ( $i$ ) в электролите (например, раствор морской соли), заставляющих металл растворяться. В свою очередь,  $i = \Delta\phi n/r$ , где  $r$  — омическое сопротивление одного микрогальванического элемента,  $n$  — число их на единице поверхности. С ростом температуры электролит изменяется, вплоть до исчезновения ввиду полного испарения влаги, и  $\Delta\phi \rightarrow 0$ ; происходит полная поляризация микрогальванических элементов и смена механизмов коррозии — с электрохимического на химический.

При высоких температурах ( $600...900^\circ C$ ) активно протекает окисдно-сульфидная коррозия по химическому механизму с уси-

лением повреждаемости поверхностного слоя в ранее возникших локальных местах протекания коррозии по электрохимическому типу.

Таким образом, наличие одновременно действующих факторов — коррозии в условиях тропического климата и длительного температурно-силового старения, приводят к резкому снижению эксплуатационной стойкости, сводят на нет возможность ремонта турбинных лопаток.

Рассмотрим некоторые конкретные примеры.

При дефектации двигателей ВК-2500, эксплуатировавшихся в Колумбии, а именно:

- № 2257912800697 с наработкой 1694 ч 00 мин.;
- № 2257914600516 с наработкой 1914ч 36 мин.;
- № 2257914600515 с наработкой 1991ч 18 мин.

на металлургическое исследование были отобраны по 1 лопатке РЛ1 078.41.0498 из сплава ЖС-26ВИ.

В соответствии с РКР и техпроцессом дефектации и ремонта по 1 лопатке с каждого двигателя были металлографически исследованы на перегрев и толщину слоя ВСДП-11 (в соответствии с РКР, книга 8).

В результате проведенных исследований установлено отсутствие перегрева в горячем сечении пера лопатки. Отмечено, что толщина слоя ВСДП-11 на лопатках РЛ1 из сплава ЖС-26ВИ составляет для двигателя № 2257912800697—15 мкм; для двигателя № 2257914600516—20 мкм и для двигателя № 2257914600515 — слой ВСДП-11 частично отсутствует. В связи с недостаточной толщиной покрытия ВСДП-11 (менее 30 мкм), лопатки направлены на «перепокрытие», в соответствии с РКР и технологией.

Для подтверждения требуемого ресурса двигателей типа ВК-2500 было проведено дополнительное металлургическое исследование на предмет более подробного изучения микроструктуры основного металла и покрытия, для чего были сделаны дополнительные микрошлифы.

По результатам дополнительного исследования установлено:

— наличие повреждения слоя покрытия до основного металла в местах максимального газозерозионного и коррозионного воздействия по входной и выходной кромкам и на отдельных участках

по корыту (вероятно, на участках отложения постороннего материала), (см. рис.1, *a*, 2, 4, *a*, 5);

— наличие коррозии основного металла ЖС-26 на глубину до 20–60мкм (рис. 2, *б*);

— наличие термоусталостных трещин по корыту (рис. 3);

— наличие выделения фаз игольчатой формы (сложных игольчатых карбидов типа  $M_6C$  или, возможно, ТПУ-фаз) (см. рис. 2, *a*, 4, *a*, *б*, рис. 6), на лопатках РЛ1 с наработкой 1914 часов двигателя 2257914600516 — в меньшей степени, на лопатках РЛ1 с наработкой 1991ч двигателя 2257914600515 — в большей степени. На лопатках с двигателя 2257912800697 с наработкой 1694 ч. игольчатых фаз не обнаружено (рис. 1 *б*).

На основании проведенных исследований было принято решение провести испытание на подтверждение предела выносливости на лопатках с длительной наработкой (с двигателя №2257914600515 с наработкой 1991ч после ремонта лопаток 078.41.0498 с перенапылением покрытия ВСДП-11) с целью оценки уровня механических свойств лопаток РЛ1 078.41.0498 при наработке 2000 часов в условиях тропического климата.

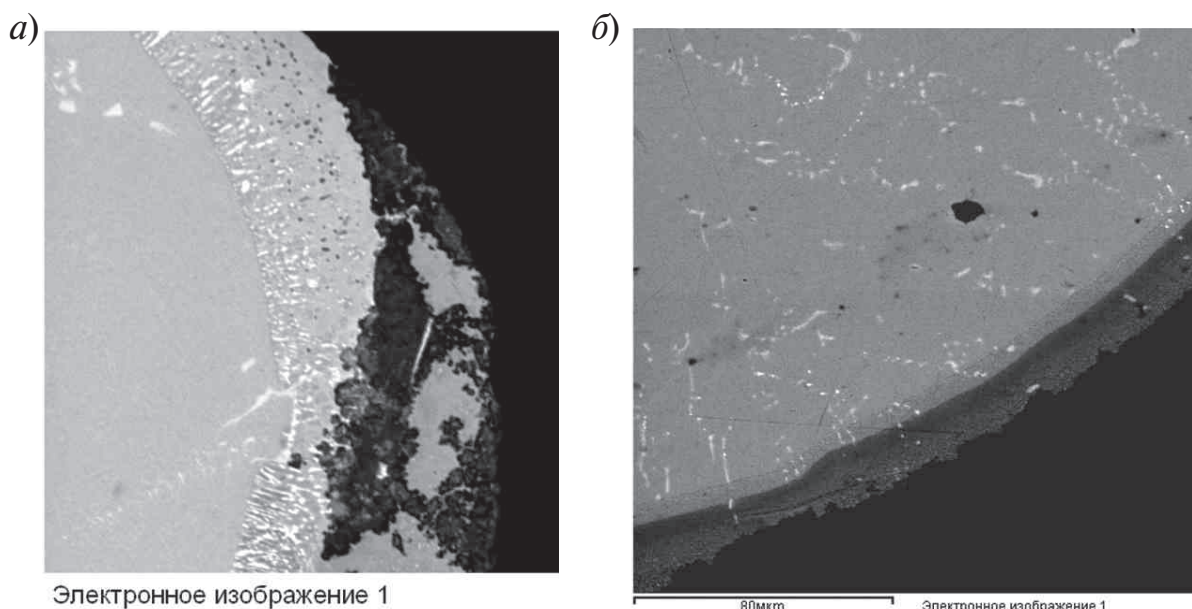


Рис. 1. Лопатка РЛ1 двигателя 2257912800697

*a* — выходная кромка,  $\times 200$ , *б* — входная кромка,  
структура металла ЖС-26ВИ,  $\times 1200$

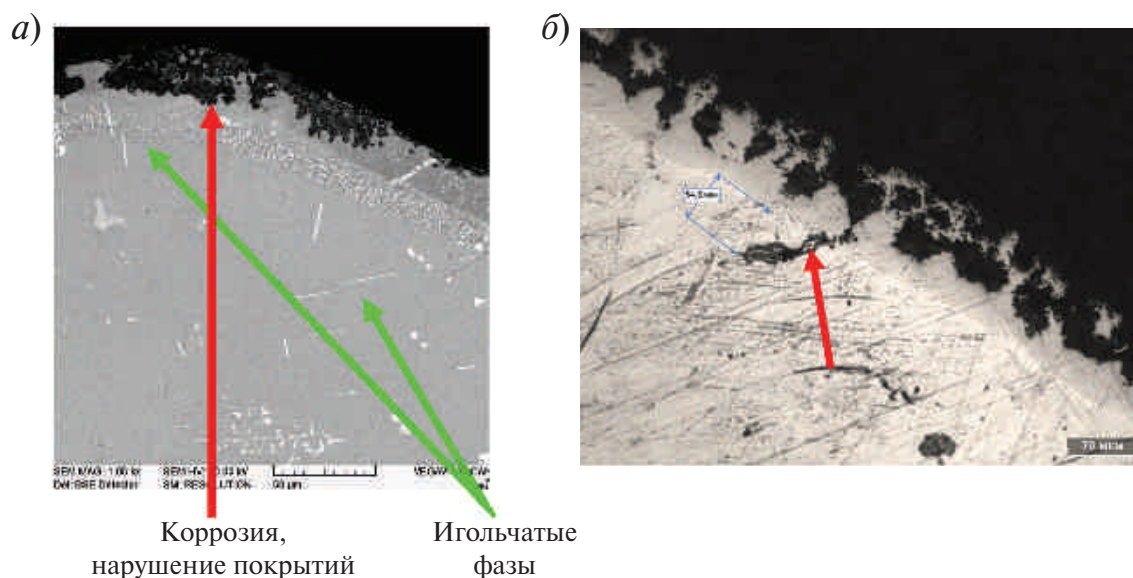


Рис.2. Лопатка РЛ1 двигателя №2257914600516, входная кромка, коррозия покрытия, основного металла и карбидные выделения,  $\times 600$ :  
*a* — сечение 6 мм от бандажной полки; *б* — сечение 3 мм от бандажной полки, 1 мм от входной кромки по спинке

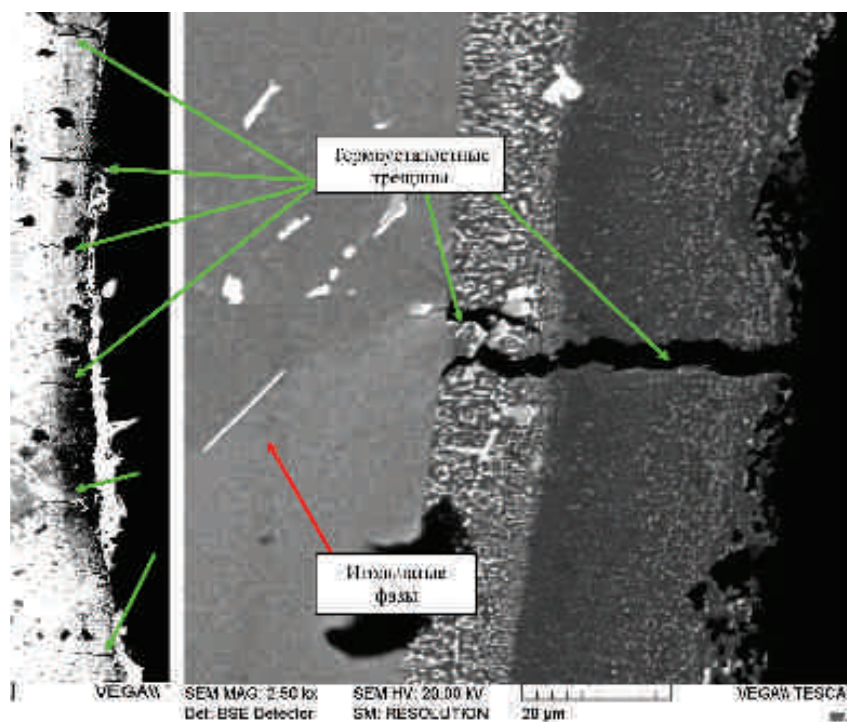


Рис. 3. Двигатель №2257914600516, лоп. РЛ1, корыто, структура металла и покрытия.  
 Сечение 4мм от бандажной полки: *a* — режим SE,  $\times 200$ ,  
*б* — фрагмент, режим BSE,  $\times 2000$

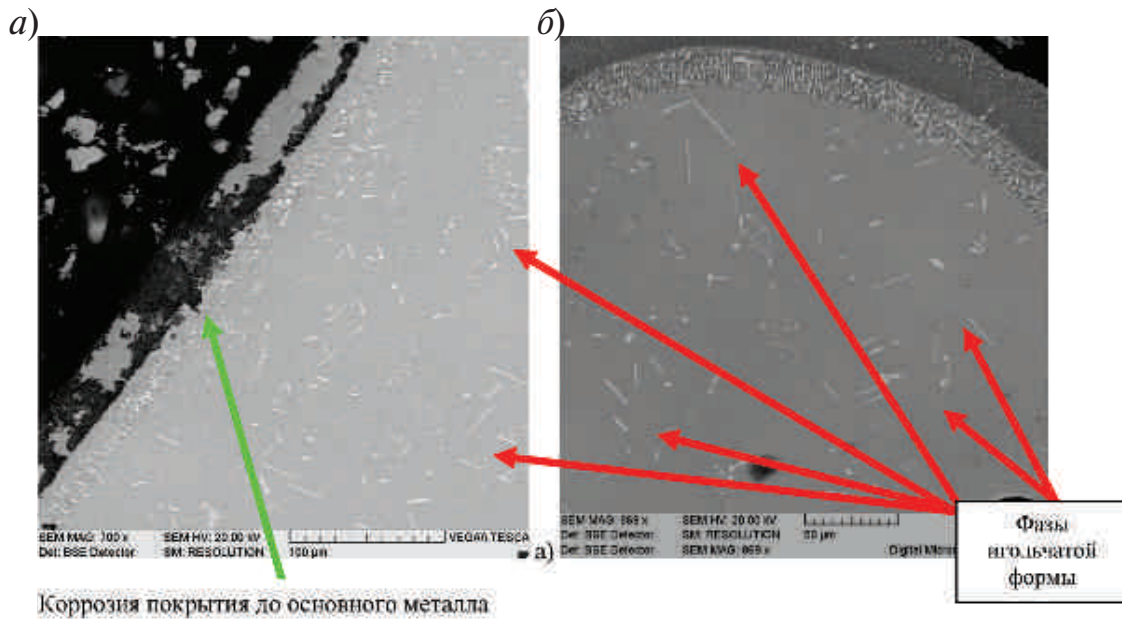


Рис.4. Лопатка РЛ1 двигателя № 2257914600515 с наработкой 1991 ч 18 м:

*а* — корыто, середина, сечение 10 мм от полки замка;  
*б* — выходная кромка, 5 мм от бандажной полки

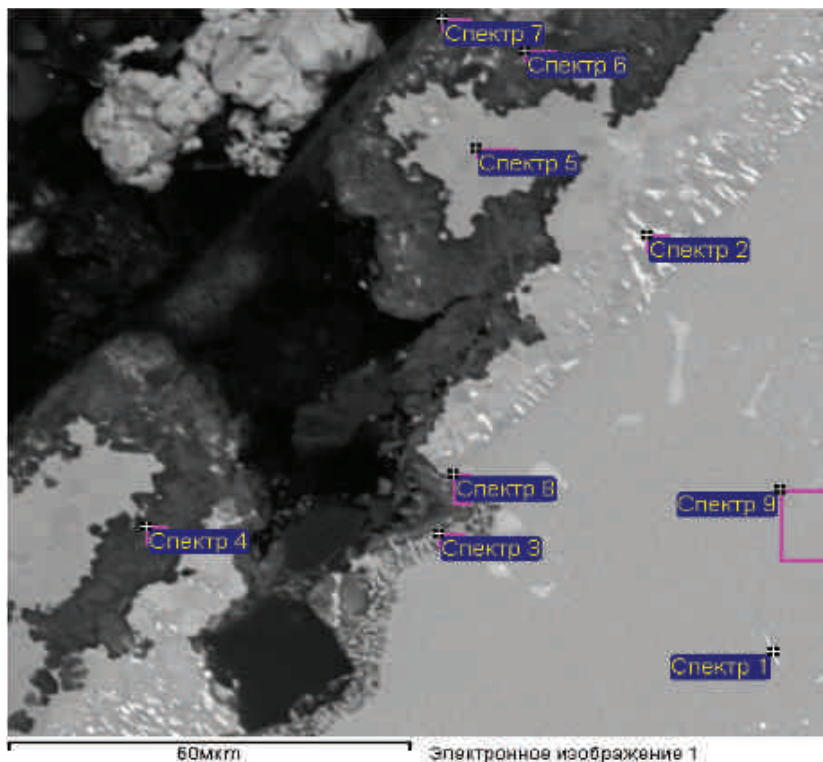


Рис. 5. Лопатка РЛ1 двигателя 2257914600515.

Структура и фазовый состав вблизи коррозионного дефекта.  
 Корыто, 3 мм от входной кромки, сечение 10 мм от полки хвостовика,  $\times 4000$



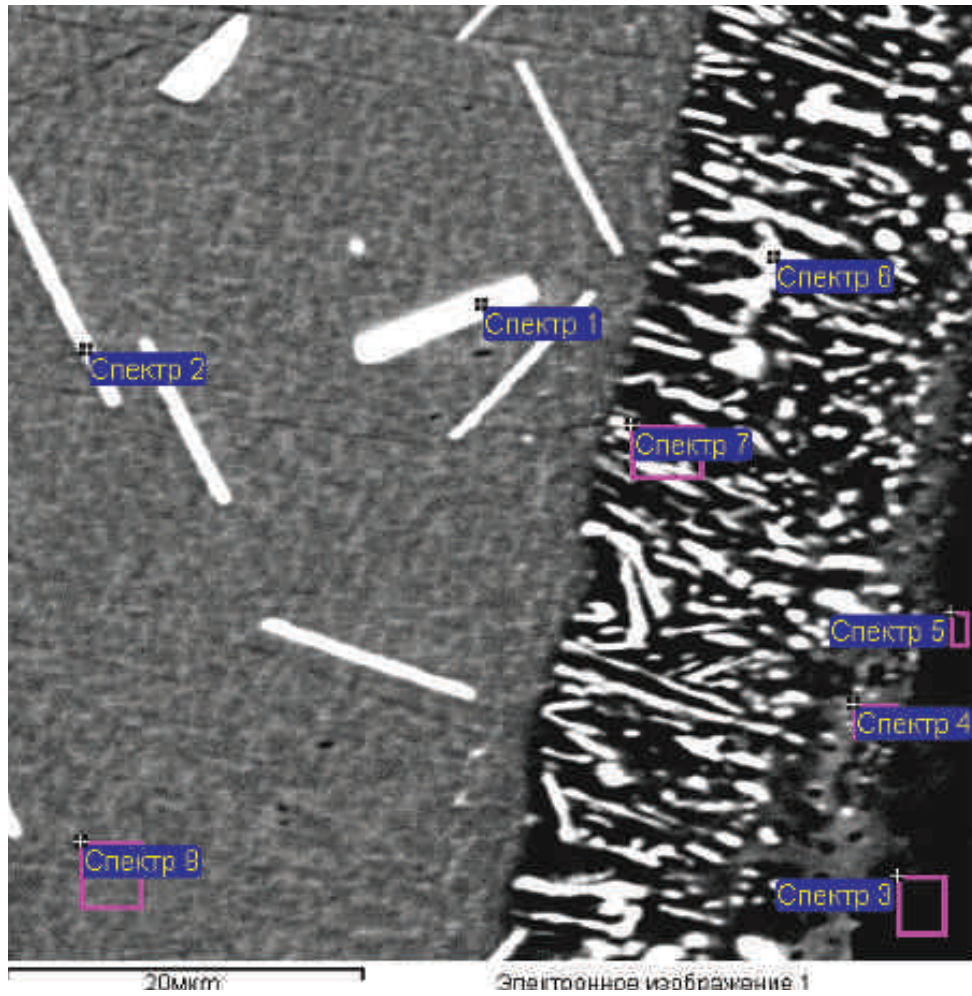


Рис.6 Лопатка РЛ1 двигателя 2257914600515.  
Структура и фазовый состав (спинка, 3 мм от выходной кромки,  
сечение 10 мм от полки хвостовика),  $\times 4000$

Таблица 1

Спектр	C	O	Al	Si	Ti	V	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Mo+S	W	Итог
Спектр 1	+++		3.11		0.90	0.99	4.88		6.27	38.56		2.27	32.54	100
Спектр 2	+++		7.51		0.78	1.24	3.18		7.54	56.12	1.98		16.75	100
Спектр 3	++	14.1	9.91		1.29	1.21	2.90		9.90	39.65	4.10	1.12	12.89	100
Спектр 4	+	40.2	31.63	0.67	0.92	0.50	6.56		7.77	7.70		0.45	1.29	100
Спектр 5	+		8.27			0.48	0.44		4.58	76.32	1.23		4.43	100
Спектр 6	+	36.8	25.60	0.62	2.48	0.68	10.49	0.41	7.40	8.18	1.27		3.28	100
Спектр 7	+	37.9	28.33	0.63	1.71	0.37	4.66		4.05	7.56	3.30		5.92	100
Спектр 8	+	26.7	16.29		3.80	1.53	12.94		4.93	17.56	2.78		10.38	100
Спектр 9	++		5.31		1.08	0.98	5.22		8.32	60.71	1.87	1.42	10.14	100

Таблица 2

Спектр	C	O	Al	Si	Ti	V	Cr	Co	Ni	Nb	Mo+S	W	Итого
Спектр 1	+++		0.82		0.46	0.89	4.41	5.13	22.86		2.89	53.30	100.00
Спектр 2	++		2.83		0.92	0.88	3.96	5.75	38.75		1.64	40.92	100.00
Спектр 3	+	37.8	30.99	0.36	1.89	1.37	10.67	3.16	7.71	0.94		3.02	100.00
Спектр 4	+		7.94		0.70	0.70	1.44	7.31	66.20			12.08	100.00
Спектр 5	+		11.43		0.72	0.54	1.58	8.19	72.81			1.08	100.00
Спектр 6	+++		5.89	0.65	0.78	1.46	9.00	7.55	30.33	5.63	3.07	26.47	100.00
Спектр 7	++		12.09		0.86	0.77	5.90	9.57	47.71		1.29	17.39	100.00
Спектр 8	+		5.69		0.97	0.97	5.07	8.70	63.43			11.59	100.00

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Четтерей Д., Де-Врис Р.С., Ромео Ж.* Защита жаропрочных сплавов в турбостроении. — В кн.: Достижения науки о коррозии и технологии защиты от нее. Т.6.-М., Металлургия, 1980, с.10–99.
2. *Пишар Р.* Основные параметры, определяющие строение и состав алюминидных покрытий жаропрочных сплавов на никелевой и кобальтовой основе. В кн.: Жаропрочные сплавы для газовых турбин. Материалы международной конференции. — М., Металлургия, 1981, с.106–124.
3. *Симс Ч., Хагель В.* Жаропрочные сплавы. — Пер. с англ. М., Металлургия, 1976, 568с.
4. *Симс Ч.* и др. Суперсплавы II. Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок. Кн.2. М., «Металлургия», 1995, 384 с.
5. *Тихомирова Е.А.* Изменение структуры и свойств литейного жаропрочного никелевого сплава при температурно-силовом воздействии. — Диссертация на соискание степени кандидата технических наук, ОАО «НПО ЦКТИ», СПб, 2013.
6. *Скорчеллетти В.В.* Теоретические основы коррозии металлов. Л., «Химия», 1973, 264с.

УДК 539. 213. 612. 17. 533

*А.Н. Громов<sup>1</sup>, В.А. Шулов<sup>2</sup>, Д.А. Теряев<sup>2</sup>.*

<sup>1</sup> ОАО Московское машиностроительное предприятие им. В.В. Чернышев

<sup>2</sup> Московский авиационный институт

(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

## ПРИМЕНЕНИЕ СИЛЬНОТОЧНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ ЭЛЕКТРОННЫХ ПУЧКОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ СВОЙСТВ ЛОПАТОК ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Проанализированы экспериментальные данные о влиянии режимов облучения сильноточными импульсными электронными пучками (СИЭП) на кинетику абляции поверхностных слоев защитного покрытия NiCrAlY на лопатках и образцах из сплава ЖС26НК. Показано, что сильноточный импульсный электронный пучок микросекундной длительности является высокоэффективным инструментом для ремонта лопаток турбины из жаропрочных никелевых сплавов с жаростойкими

покрытиями. Применение СИЭП позволяет удалять за один импульс поврежденные при эксплуатации поверхностные слои толщиной от 5 мкм до 10 мкм за импульс при плотности энергии 50–55 Дж/см<sup>2</sup> обработке. Установлено, что СИЭП микросекундной длительности является высокоэффективным инструментом для ремонта лопаток компрессора. Применение СИЭП позволяет удалять за один импульс окисленные при эксплуатации поверхностные слои лопаток из стали ЭП866Ш. Толщина удаляемых за импульс при плотности энергии 48–50 Дж/см<sup>2</sup> поверхностных слоев этих деталей составляет 7 мкм.

**К л ю ч е в ы е с л о в а:** электронно-пучковая обработка, лопатки компрессора и турбины, сканирующая электронная микроскопия, восстановление свойств.

## **Введение**

Ремонт и восстановление свойств лопаток компрессора и турбины газотурбинных двигателей после эксплуатации является одной из важнейших задач авиационного двигателестроения [1]. Проведение ремонтно-восстановительных операций позволяет значительно повысить ресурс эксплуатации изделия, при этом обеспечивается существенная экономия дорогостоящих материалов и средств на изготовление новых лопаток. В то же время исследований, посвященных разработке технологических процессов ремонта и восстановления эксплуатационных свойств деталей машин за последние пятнадцать лет, было проведено не достаточно. В авиадвигателестроении для удаления нагара и поврежденных при эксплуатации поверхностных слоев лопаток компрессора и турбины после длительной наработки было предложено три способа: травление в плазме вакуумно-дугового разряда, плазменно-электролитическое полирование, и абляция материала поверхностных слоев при облучении концентрированными импульсными потоками энергии [2, 3]. При использовании первых двух способов скорость травления жаропрочных материалов достигает 10–15 мкм/час при существенной неоднородности удаления материала с различных участков поверхности деталей сложной формы. Применение же мощных ионных пучков для удаления покрытий ZrN, NiCrAlY и TiSiB с поверхности лопаток из сплавов ВТ9, ЖС26НК и ВТ25У обеспечивает однородное распыление этих покрытий за счет абляции со скоростями 1; 0,4 и 0,04 мкм за импульс. Поскольку скваж-

ность импульсов ионно-лучевых установок Темп-1, на которых было проведено облучение в работе [3], равна 5 секунд, то за час обработки удастся удалить поверхностные слои толщиной 700, 280 и 28 мкм, соответственно. Последнее свидетельствует о высокой перспективности реализации обработки концентрированными импульсными потоками энергии для ремонта лопаток компрессора и турбины с защитными покрытиями. Кроме мощных ионных пучков для этих целей могут быть использованы сильноточные импульсные электронные пучки.

В этой связи целью настоящей публикации являлась разработка технологических основ процессов восстановления свойств лопаток компрессора из стали ЭП866Ш и никелевых сплавов ЖС26НК и ЖС32ВИ с применением сильноточного импульсного электронного пучка, формируемого в ускорителях «Геза-1», «Геза-2» и «Геза-ММП».

### **Материалы и методы исследования**

В качестве объектов исследования использовались лопатки турбины двигателя РД-33 и образцы из сплава ЖС26НК (Ni; 1,0 — Ti; 5,6 — Cr; 6,2 — Al; 1,4 — Mo; 10,0 — Co; 1,2 — V; 1,4 — N; 12,5 — W; 0,18 — C; <0,1 — O, N; <0,02 — H; <0,015 — B, термообработка: отжиг при 1250 °С в вакууме в течение 3 час, охлаждение со скоростью 50–60 град/мин, стабилизирующий отжиг при 1000 °С в вакууме в течение 2 час) с 60 микронным покрытием СДП-2 (основа — Ni; 18–22 — Cr, 11–13,5 — Al, 0,3–0,6 — Y), нанесенным на установке МАП-1 по методике ВИАМ [6].

Кроме того, были изучены лопатки компрессора двигателя РД33 из стали ЭП866Ш ферритного класса с карбидным упрочнением (15X16K5H2MBФAB-ш по ТУ14–1-2756–79), химический состав и режимы термообработки которой, приведены ниже: (Fe; 1,7 — Ni; 0,13 — C; 15 — Cr; 1,35 — Mo; 4,5 — Co; 0,6 — Mn; 0,18 — V; 0,2 — Nb; 0,6 — Si; 0,03 — N; 0,02 — S; 0,03 — P; 0,65 — W); закалка в струе аргона от 1100 °С; отпуск при 700 °С в течение 2 час 30 мин; отпуск при 650 °С в течение 2 час 30 мин. Технологический процесс изготовления лопаток компрессора из этой стали хорошо освоен на ММП имени В.В. Чернышева и включает в себя 50 опе-

раций, основными из которых являются штамповка, фрезерование, вальцевание, шлифование, полирование, термообработка, виброшлифование и виброглянцевание. Выпускаемые по данной технологии лопатки полностью удовлетворяют требованиям разработчика и обеспечивают ресурс их эксплуатации в составе двигателя РД33 в течении более 1000 часов при температурах до 600 °С. В настоящей работе исследовались лопатки прошедшие наработку в течение 260 часов. Толщина слоя нагара на различных участках поверхности этих лопаток изменялась в пределах от 40 до 80 мкм. В состав сформированного при эксплуатации нагара, согласно результатам проведенного рентгеновского фазового анализа, входят углеводороды, шпинели, сульфаты, сульфиты и оксиды, прежде всего, хрома и железа. Кроме того, необходимо отметить присутствие на поверхности большого числа лопаток крупных забоин. Эта часть лопаток не подлежала ремонту по геометрическим соображениям, поэтому именно на них и были выполнены эксперименты по изучению кинетики удаления нагара и лежащих под ним окисленных поверхностных слоев толщиной до 20 мкм, содержащих  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  и  $\text{FeCr}_2\text{O}_4$ .

Часть лопаток до облучения разрезалась на электроэрозионном станке и исследовалась методами: электронной Оже-спектроскопии, сканирующей электронной спектроскопии, рентгеноструктурного анализа и оптической металлографии. Кроме этого измерялись микротвердость ( $H_m$ ) и шероховатость ( $R_a$ ). Обработка лопаток СИЭП проводилась на ускорителях «Геза-1», «Геза-2» и «Геза-ММП» (энергия электронов — 115–125 кэВ; длительность импульса — 30–80 мкс; плотность энергии в пучке — 20–90 Дж/см<sup>2</sup>; площадь поперечного сечения пучка — 30–80 см<sup>2</sup>; неоднородность плотности по сечению пучка — 5 %).

Лопатки после облучения также разрезались, а из полученных образцов-свидетелей изготавливались поперечные шлифы, в результате чего определялся удельный унос вещества в зависимости от плотности энергии и числа импульсов. Кроме того, поверхность мишеней исследовалась вышеперечисленными методами для определения толщин удаленных за импульс слоев, перекристаллизованной и модифицированной областей мишени. Наконец были

реализованы сравнительные усталостные и коррозионные испытания серийных лопаток, а также лопаток подвергнутых ремонту по серийной технологии и с применением сильноточных импульсных электронных пучков.

### Результаты исследования и их обсуждение

Некоторые результаты исследования облученных лопаток из никелевых сплавов представлены на рис. 1–4 и в таблице 1, из которых следует, что уже при плотностях энергии ( $w \geq 60$  Дж/см<sup>2</sup>) на поверхности облучаемых деталей из сплава ЖС26НК начинают интенсивно протекать процессы удаления поверхностных загрязнений и покрытия. Облучение же с большими значениями плотности энергии приводит к полному удалению покрытия СДП-2 за 10 импульсов, однако микрорельеф формируемой поверхности в этом случае имеет волнистый характер и для его выглаживания необходимо проводить повторное облучение в режиме плавления.

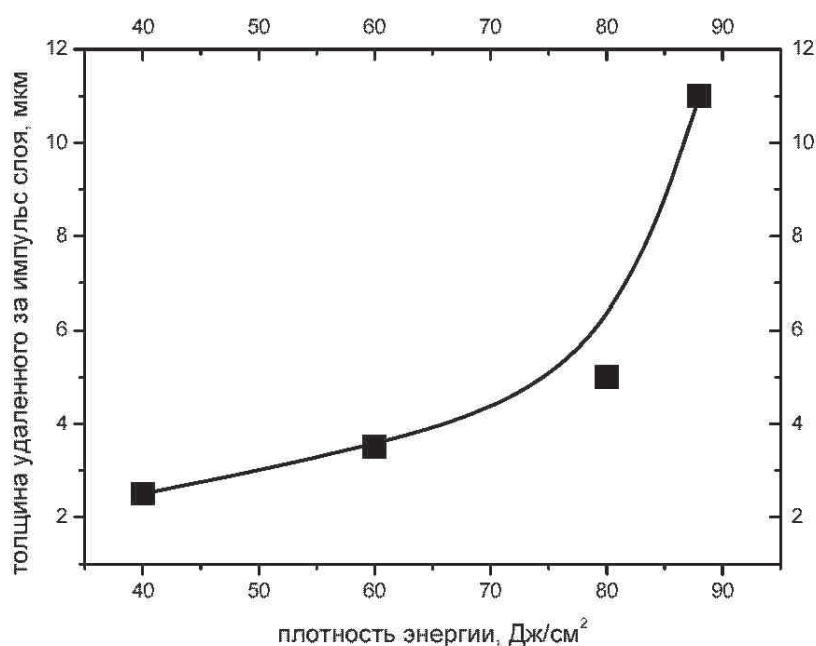
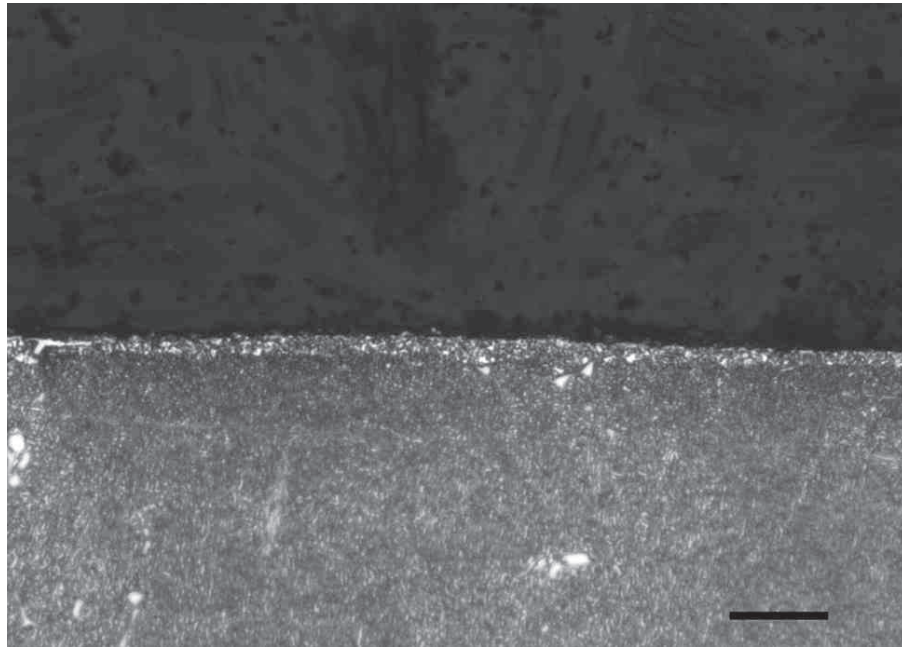


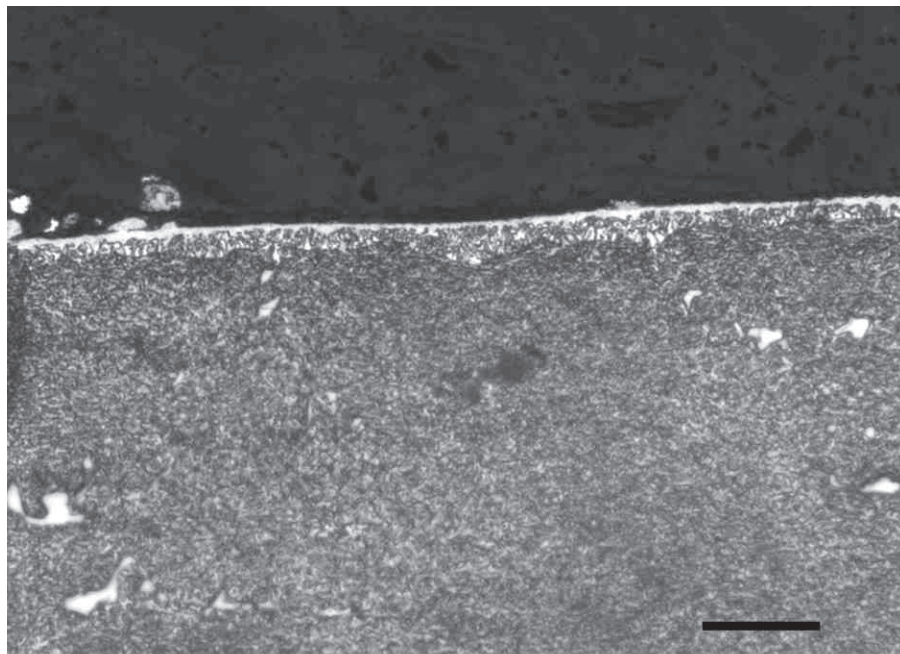
Рис. 1. Кинетика удаления покрытия СДП-2 с поверхности лопаток из сплава ЖС26НК при облучении сильноточным импульсным электронным пучком





20 мкм

Рис. 2. Микроструктура в поверхностном слое образца с 60-микронным покрытием СДП-2 после его частичного удаления при  $w = 40$  Дж/см<sup>2</sup> десятью импульсами



20 мкм

Рис. 3. Микроструктура в поверхностном слое образца с 60-микронным покрытием СДП-2 после его полного удаления при  $w = 55$  Дж/см<sup>2</sup> десятью импульсами

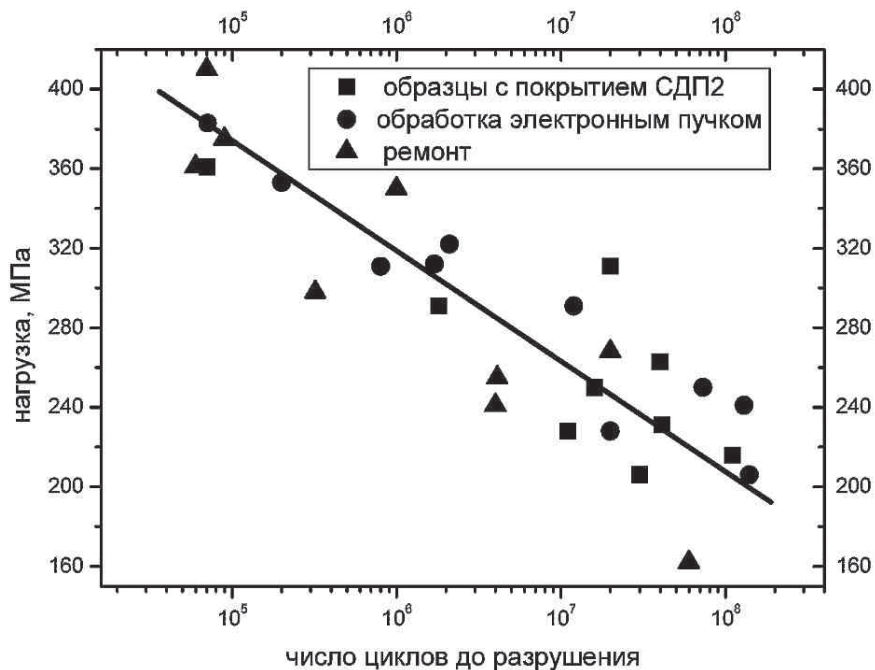


Рис. 4. Результаты усталостных испытаний цилиндрических образцов из сплава ЖС26НК с покрытием СДП-2

Таблица 1

**Влияние плотности энергии в импульсе  $w$  и числа импульсов  $n$  на шероховатость поверхности, экзоэлектронную эмиссию, остаточные напряжения и микротвердость NiCrAlY вакуумно-плазменного покрытия, осадненного на поверхности образцов из жаропрочных сплавов ЖС32ВИ и ЖС26НК.**

$w$ , Дж·см <sup>-2</sup>	$n$ , имп	$R_a$ , мкм, ±0.05	$I_{eee}$ , имп/с	$\sigma$ , МПа ±50	$H_\mu$ , ед. HV, $p = 2$ Н
—	—	2.12	240±60	-170	420–490
22–26	5	1.14	390±90	+120	440–520
22–26	10	1.03	420±40	+130	460–510
42–45	5	0.36	610±30	-60	480–490
42–45	10	0.32	620±20	-70	470–480
50–55	5	0.99	720±80	-90	390–530
50–55	10	1.12	740±70	-100	380–520

Несомненный практический интерес, как и в работах [2–5] представляет собой явление абляции — релаксационный взрывоэмиссионный процесс образования неравновесной пароплазменной фазы, содержащей капельную фракцию. Реализация этого процесса открывает широкие возможности для ремонта дорогостоящих компонентов ГТД, обеспечивая высокоинтенсивное удаление поврежденных при эксплуатации поверхностных слоев и покрытий. На рис. 1 приведены результаты исследования кинетики абляции с поверхности лопаток 1 ступени ТВД двигателя РД-33 с покрытием СДП-2. Поскольку поверхность после протекания процесса абляции содержит большое число кратеров и имеет волнистый микрорельеф, необходимо проводить финишную электронно-лучевую обработку при более низких плотностях энергии для снижения шероховатости поверхности на ускорителе «Геза-1», «Геза-2» и «Геза-ММП». После электронно-лучевого удаления выработавшего ресурс покрытия и поверхностного выглаживания поверхности лопатки, должна быть проведена финишная термообработка для снятия остаточных растягивающих напряжений и стабилизации структурно-фазового состояния и нанесения нового покрытия. В качестве примера в заключении приведен электронно-лучевой технологический процесс ремонта поверхности лопаток 1 ступени ТВД РД33. Один из важнейших вопросов, который возникает при реализации технологического процесса ремонта лопаток ТВД, как добиться неадекватного уноса материала с различных участков поверхности лопатки? Действительно, после эксплуатации толщины оставшегося покрытия и окисленных слоев сильно различаются в разных участках поверхности лопатки, поэтому при облучении одинаковым числом импульсов частично будет удаляться и собственно жаропрочный сплав. Однако этот вопрос решается простым подбором плотности энергии в импульсе, которая должна обеспечить эффективный унос материала покрытия, в то время как материал лопатки при этих значениях еще не подвержен абляции. Последнего добиться достаточно легко, так как жаропрочный сплав содержит незначительное число пор и большее содержание тугоплавких элементов, по сравнению с покрытием СДП-2.

В этой связи становится очевидным, что величины плотностей энергии, при которых интенсивно протекает абляция материала покрытия СДП-2 и жаропрочного никелевого сплава, будут сильно различаться. На рис. 2 и 3 иллюстрируются результаты удаления 60-микронного покрытия СДП-2 электронным пучком на ускорителе «Геза-2» с поверхности специально приготовленных монокристаллических образцов из сплава ЖС26НК. Энергия электронов при облучении составляла 125 кэВ, а длительность импульса менялась с повышением плотности энергии от 30 мкс (40 Дж/см<sup>2</sup>) до 80 мкс (70 Дж/см<sup>2</sup>). Разработанный технологический процесс ремонта деталей из жаропрочных никелевых сплавов был апробирован на цилиндрических усталостных образцах из монокристаллического сплава ЖС26НК. На их поверхность по технологии ММП имени В.В. Чернышева было нанесено покрытие СДП-2 толщиной 60 мкм. После этого покрытие удалялось, согласно технологическому процессу, описанному в заключении, и наносилось новое покрытие. Полученная таким образом партия образцов испытывалась на усталость при 975 °С и частоте нагружения 3000 Гц на воздухе. Результаты испытаний представлены на рис. 4.

Полученные данные хорошо согласуются с результатами исследования кинетики абляции с поверхности никелевых сплавов, а также с данными, полученными Ю.Д. Ягодкиным при использовании низкоэнергетического ускорителя, разработанного и изготовленного в Институте сильноточной электроники РАН [6].

Результаты исследования и испытаний исходных и облученных лопаток из стали ЭП866Ш приведены на рис. 5–8 и в таблице 2. Внешний вид лопаток 7 ступени ротора компрессора высокого давления ГТД из стали ЭП866Ш, прошедших наработку на двигателе в течение 260 часов и облученных на ускорителе при плотностях энергии в импульсе 20–22, 26–28 и 31–36 Дж/см двумя импульсами представлен на рис. 5. Видно, что некоторые лопатки имели следы механических повреждений (забоины, вмятины, микротрещины). Отдельные детали не подлежали ремонту по геометрическим требованиям. После облучения с плотностью энергии 20–22 Дж/см<sup>2</sup> двумя импульсами удаётся практически полностью удалить нагар с по-

верхности лопаток. Для удаления оксидных слоев было проведено облучение при более высоких плотностях энергии и, в частности, при 50–55 Дж/см<sup>2</sup> четырьмя импульсами (рис. 6), что позволило полностью удалить оксидные слои.



Рис. 5. Внешний вид лопаток из стали ЭП866Ш после 260-часовой эксплуатации на двигателе РД-33 и облучения двумя импульсами на ускорителях «GESA-1»: слева направо — исходная лопатка после наработки,  $w = 20–22, 26–28$  и  $32–36$  Дж/см<sup>2</sup>

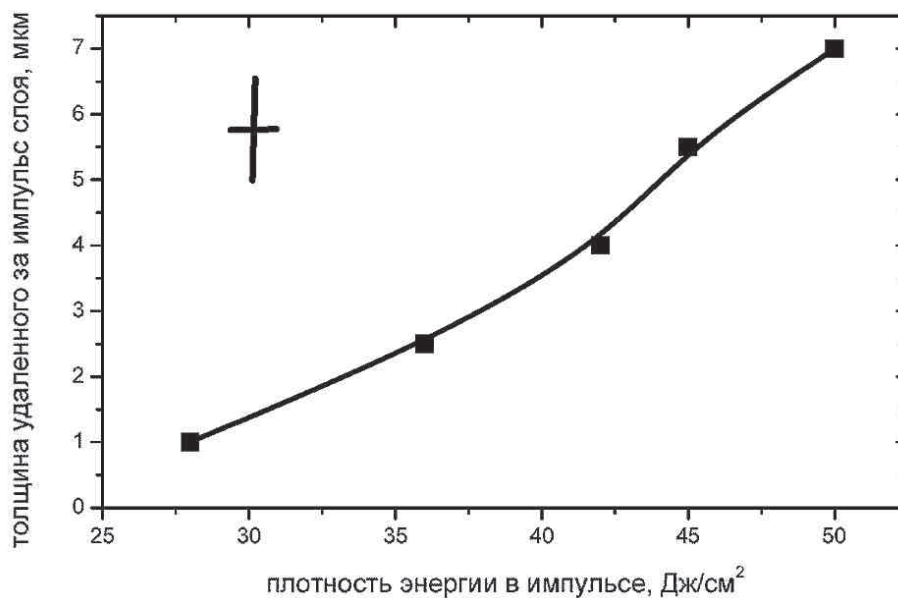


Рис. 6. Кинетика абляции с поверхности лопаток компрессора из стали ЭП866Ш

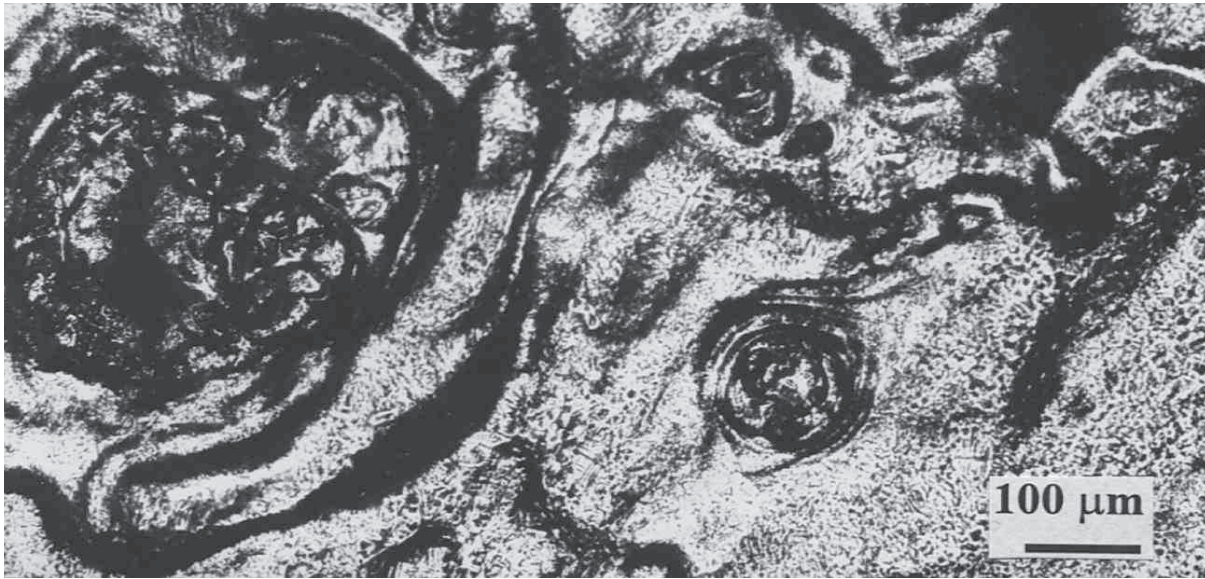


Рис. 7. Топография поверхности лопаток из стали ЭП866Ш после эксплуатации на двигателе РД-33 и облучения четырьмя импульсами на ускорителе «GESА-1» с плотностью энергии 50–55 Дж/см<sup>2</sup>

Таблица 2

**Влияние электронно-лучевой обработки на физико-химическое состояние материала в поверхностных слоях и свойства лопаток КВД из стали ЭП866І ( $\sigma_{-1}$  — предел выносливости при 600 °С, частота нагружения 3000 Гц на базе  $2 \cdot 10^7$  циклов;  $h_o$  — толщина окисленного слоя после 600 часов термоэкспозиции на воздухе при 600 °С, удельный привес образцов после 200 циклов нагрева до 600 °С и охлаждения в морской воде до 20 °С):**

1 — исходное состояние; 2 — состояние после эксплуатации; 3 — состояние после эксплуатации и обработки СИЭП; 4 — состояние после эксплуатации, обработки СИЭП и отжига при 670 С в течение 6 час; 5 — состояние после ремонта по серийной технологии

№	$W$ , Дж/см <sup>2</sup>	$R_a$ , мкм ±0,01	$H_\mu$ HV p = 1Н ±30	$\sigma_{-1}$ Па x10 <sup>3</sup> ±20	$h_o$ , мкм ±5	$m/S$ мг/мм <sup>2</sup> ±0,03
1	—	0,24	410	380	45	1,98
2	—	1,25	690	290	65	—
3	20–22 $n = 2$	0,32	470	310	50	2,12
4	50–55 $n = 4$ 20–22 $n = 2$	0,22	430	420	15	0,38
5	—	0,25	400	360	45	2,01

Поскольку в этом случае на поверхности ремонтируемых лопаток образовались отдельные кратеры (рис. 7), для их удаления было реализовано облучение при небольших плотностях энергии в режиме плавления ( $W = 20\text{--}22$  Дж/см<sup>2</sup>) четырьмя импульсами. После облучения был проведен вакуумный стабилизирующий отжиг при температуре  $670\pm 30$  °С в течение 2–6 часов для снятия остаточных растягивающих напряжений.

К сожалению, исходя из данных рис. 2 не удастся выбрать число импульсов, достаточное для полного удаления газонасыщенных при эксплуатации поверхностных слоев лопаток из стали ЭП866Ш, поскольку для различных двигателей отличаются и условия наработки и ее продолжительность, а значит, толщина этих слоев может существенно меняться. Поэтому перед операцией ремонта должна быть выполнена операция контроля толщины поврежденного при эксплуатации слоя, а также его состава и только после этого можно выбирать необходимое для полного удаления окисленных слоев число импульсов, согласно рис. 6. В качестве примера в заключении приведено описание электронно-лучевого технологического процесса ремонта лопаток 7-мой ступени ротора компрессора двигателя РД33. Для реализации технологического процесса электронно-лучевой обработки лопаток была спроектирована и изготовлена промышленная установка «Геза-ММП». Импульсный ускоритель «Геза-ММП» предназначен для электронно-лучевой обработки поверхности лопаток компрессора и турбины ГТД с целью повышения целого комплекса эксплуатационных свойств этих деталей, продолжительность эксплуатации которых, чаще всего, определяет ресурс всего изделия.

Ускоритель Геза-ММП снабжен безмасляными средствами откачки, обеспечивающих выход на вакуум ( $10^{-6}$  мм.рт.ст.) в течение 10 минут. Кроме того, в состав установки входят: электронный инжектор с многоострийным, взрыво-эмиссионным катодом (предусмотрены быстрая замена катодов при переходе на облучение лопаток различных ступеней); камера транспортировки пучка; магнитная фокусирующая система; высоковольтный генератор, радиационная защита; стойка управления; пульт контроля, обеспечивающий фиксацию вольт-амперных характеристик и их компьютерный анализ; узел для помещения, закрепления, транспортировки, непрерывного

и дискретного вращения лопаток. Комплект загружаемых лопаток составляет 40 единиц. Технические характеристики установки Геза-ММП могут варьироваться в следующих диапазонах: ускоряющее напряжение — 50–120 кВ; плотность тока на мишени — 5–30 А/см<sup>2</sup>; длительность импульса — 1–40 мкс; диаметр пучка — 6–10 см; неоднородность распределения плотности энергии в импульсе по сечению пучка — не выше 5 % (для лопаток из стали ЭП866Ш плотность энергии должна лежать в пределах 20–22 Дж/см<sup>2</sup>).

### **Выводы**

Показано, что сильноточный импульсный электронный пучок микросекундной длительности является высокоэффективным инструментом для контроля адгезии покрытий к подложке и для ремонта лопаток турбины из жаропрочных никелевых сплавов с жаростойкими покрытиями. Применение СИЭП позволяет удалять за один импульс поврежденные при эксплуатации поверхностные слои лопаток из стали ЭП866Ш толщиной от 5 мкм до 10 мкм за импульс при плотности энергии 50–55 Дж/см<sup>2</sup>.

Экспериментально доказано, что после электронно-лучевого удаления с поверхности лопаток 1 ступени ТВД РД33 поврежденного во время эксплуатации покрытия СДП-2 основные свойства лопаток ухудшаются (возрастает шероховатость поверхности, снижается предел выносливости, формируются остаточные растягивающие напряжения). Для достижения уровня эксплуатационных свойств исходных лопаток, необходимо осуществлять технологический процесс ремонта лопаток в несколько операций:

005 — удаление покрытия; 010 — выглаживание микрорельефа; 015 — контроль состояния поверхности; 020 — финишная термообработка для снятия остаточных растягивающих напряжений; 025 — нанесение нового покрытия

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. — М.: Машиностроение. — 1988. — 240 с.
2. Пайкин А.Г., Львов А.Ф., Шулов В.А. и др. // ж. Проблемы машиностроения и автоматизации — 2003 — №3. — С. 41–49.



3. Белов А.Б., Крайников А.В., Львов А.Ф., и др. // ж. Двигатель — №1. — 2006. — С. 6–8.
4. Белов А.Б., Крайников А.В., Львов А.Ф., Пайкин А.Г., Шулов В.А., Ремнев Г.Е., Энгелько В.И., Ткаченко К.И. // ж. Двигатель, №2. — 2006. — С. 8–11.
5. Пайкин А.Г., Львов А.Ф., Шулов В.А. и др. // ж. Проблемы машиностроения и автоматизации. — 2003. — №3. — С. 41–49.
6. Каблов Е.Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей (сплавы, технология, покрытия). — М.: МИСиС, 2001. 632 с.
7. Ягодкин Ю.Д. Диссертация на соискание уч. ст. д.т.н. — МАИ. — 1995. — 248 с.
8. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение — 1988. — 240 с.
9. Мубояджан С.А., Будиновский С.А., Помелов Я.А. // Материалы 6-той Международной конференции по модификации материалов пучками частиц и плазменными потоками. ТПУ, Томск, 23–28 сентября 2002 г. — С. 561–563.
10. Смыслов А.М., Лизунов В.П., Гребенюк Г.П. // Авиационная промышленность, 1992. №12. С. 50–51.
11. Шулов В.А., Ночовная Н.А., Ремнев Г.Е., Полякова И.Г., Исаков. И.Ф. // Патент РФ № 586735139. Бюл. №5. — 1997. — 12 с.

УДК 62–233.27; 621.452.322

*В.А. Панов*

ОАО ММП им. В.В. Чернышева, Москва, Россия  
vapanov@list.ru

## **ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ НЕРАЗБОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ МЕТОДОМ ВИБРОАККУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА АВИАДВИГАТЕЛЕЙ**

Неразборные подшипники — важные элементы авиационных двигателей. Их число на двигателях значительно. На современных авиационных двигателях типа: РД-33, РД-33МК, АЛ-31 применяется более 18 различных типов неразборных подшипников. Общее

их количество на двигателях достигает около 100 штук. При проведении капитального ремонта авиационных двигателей неразборные подшипники, с целью их повторного использования, обычно подвергаются контролю в соответствии с РТМ РЦ-5–89 [1]:

- визуальному контролю на отсутствие дефектов на посадочных поверхностях обойм и боковых поверхностях сепаратора;
- инструментальному контролю (контроль радиального зазора);
- контролю легкости вращения при вращении от руки.

Недостатком традиционного метода контроля неразборных подшипников является отсутствие возможности произвести качественную оценку фактического технического состояния беговых дорожек обойм и тел качения, а так же выявления потенциально опасных повреждений влияющих на работоспособность и остаточный ресурс:

- усталостные разрушения поверхности беговых дорожек и тел качения;
- выкрашивание поверхности беговых дорожек и тел качения;
- абразивный износ на деталях подшипника;
- атмосферная коррозия деталей подшипника;
- повреждения на поверхности беговых дорожек в виде натиров, выбоин и наминов.

В самом общем случае состояние подшипника, качения, развитие его дефектов, за весь период его службы можно разделить на пять этапов (рис.1). На этом рис. по вертикали отложен уровень вибрации в мкм/сек, а по горизонтальной оси отложены этапы развития дефектов. Состояние подшипника определяется двумя ломанными линиями. Нижняя (1) — соответствует уровню фона вибрации на каждом этапе развития дефектов, верхняя (2) — уровню пиков вибрации. До начала первого этапа общее техническое состояние подшипника считается идеальным. На этом, этапе развития дефектов пики вибрации превышают уровень фона незначительно, а сам «фон» вибрации (в данном случае СКЗ виброскорости) значительно меньше нормируемого значения.

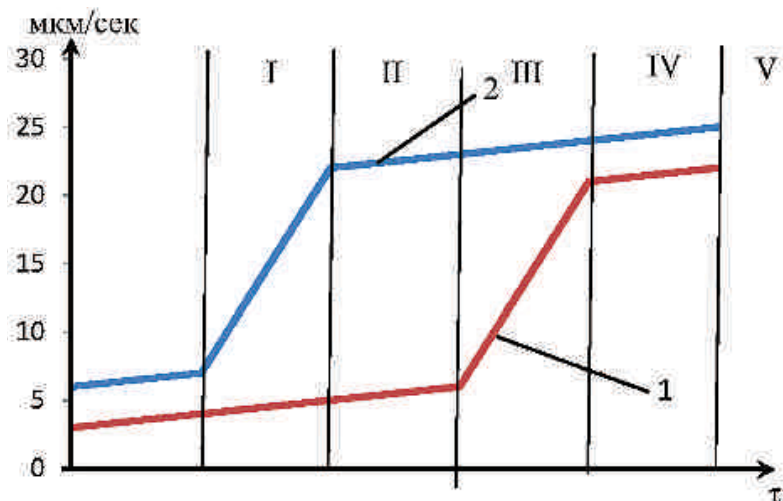


Рис. 1. Этапы развития дефектов в подшипниках

**Этап I.** В подшипнике появляется и начинает развиваться какой — либо дефект, возникают ударные виброимпульсы, растущие по величине. Энергия импульсов затрачивается на «углубление» дефекта, в результате чего происходит еще большее увеличение энергии импульсов. Уровень фона вибрации по своей величине при этом остается неизменным, т. к. дефект носит локальный характер и на общем состоянии подшипника пока не сказывается. Это этап возникновения дефекта в процессе эксплуатации.

**Этап II.** Ударные импульсы в подшипнике достигают по своей энергии практически максимального значения. Количественное значение максимума энергии импульсов определяется типом подшипника и условиями его эксплуатации. Выделяющаяся в подшипнике энергия импульсов уже столь велика, что ее достаточно для расширения зоны локализации дефекта. На данной стадии остановить дальнейшее развитие дефекта практически невозможно, началось его саморазвитие. Величина пиков вибрации на временном вибросигнале уже практически не растет, но и уровень фона также меняется мало.

**Этап III.** Этап перехода подшипника к полной деградации. Возрастают затраты энергии на вращение ротора и, как результат, увеличивается энергия, выделяющаяся в подшипнике, растет уровень фона. Этап саморазрушения подшипника.

**Этап IV.** Этап развития дефекта, когда он охватил весь подшипник. Уровень фона вибрации практически сравнивается с уровнем пиковой вибрации.

**Этап V.** Этап ожидания аварии, с разрушением подшипникового узла.

Все эти вышеперечисленные этапы ухудшения состояния подшипника свойственны практически всем видам дефектов, имеющих место в любых разновидностях подшипников. В зависимости от ряда эксплуатационных параметров подшипников могут лишь наблюдаться различия в длительности этапов и интенсивности процессов в них, но общая картина развития не меняется при этом:

каждому виду и уровню риска соответствует своя стадия развития повреждений подшипника;

критические состояния подшипника (виды и размеры повреждений), соответствующие высоким указанным рискам, индивидуальны для конкретного типа подшипника, типа двигателя и его положения в составе двигателя.

В настоящее время в отечественной подшипниковой промышленности и, особенно широко, за рубежом применяются компьютерные методы и средства контроля виброхарактеристик подшипников на универсальных приводных установках, что позволяет повысить эффективность контроля изготовления подшипников.

В отечественной авиадвигательной промышленности использование виброакустических методов для диагностики технического состояния неразборных подшипников для их повторного применения в авиационных двигателях после капитального ремонта сдерживается вследствие недостаточной проработанности многих методических вопросов. ОАО «ММП им. В.В.Чернышева» совместно с ЦИАМ и ВНИПП выполнили требуемые методические проработки, а так же были получены и теоретически обоснованы количественные критерии оценки технического состояния подшипников по виброакустическим характеристикам, и разработана методология определения величины радиального зазора по анализу виброакустических характеристик.

## **1. Анализ зарубежных и отечественных методов и средств виброакустического контроля подшипников на приводных установках**

В 2006 году компания *Rolls-Royce Deutschland* сертифицировала технологию компании *SKF* для измерения вибрации и шума авиационных подшипников при техническом обслуживании двигателей. В этой технологии в цеховых условиях измеряют радиальную вибрацию наружного кольца подшипника, установленного на специальной приводной установке. Подшипник устанавливается на прецизионный шпиндель и вращается со скоростью 1800 об/мин. Нагрузка прикладывается к неподвижному наружному кольцу. Сигнал датчика вибрации анализируется в трех полосах частот с помощью широкополосных фильтров в соответствии со стандартами *AFBMA* и *DIN*. Это позволяет оценить техническое состояние подшипника. Для получения дополнительной информации, используется развитая система анализа и обработки сигнала. В этой системе реализованы алгоритмы спектрального анализа с высоким разрешением, специальной узкополосной цифровой фильтрации, спектральных масок, измерения параметров временной реализации, выделения и анализа огибающей и другие. Дополнительная информация позволяет идентифицировать поврежденный элемент подшипника и определить характер повреждения. Кроме того имеется возможность оценить отклонения и изменение формы элементов подшипника.

На лицензированном *FAA/EASA* ремонтном предприятии компании *Timken* в США применяется акустическая диагностическая система *VA-96*. Чтобы уменьшить влияние резонансных колебаний приводной установки, состояние подшипника оценивается по сигналу шума и вибрации. Измерение производится в диапазоне частот 1–8 кГц, исключая зону резонансов. Контролируемые параметры — среднеквадратичное значение в полосе частот, размах, а также отношение максимальной амплитуды импульса к среднеквадратичному значению. Скорость вращения вала составляет 100–500 об/мин. Применяемые критерии оценки состояния подшипника приведены в таблице 1.

Таблица 1

**Критерии оценки состояния подшипника в компании *Timken***

Диапазон уровней сигнала	Состояние подшипника	Визуальная оценка	Оценка с помощью микроскопа	Износ
Ниже — 7 дБ	Отличное	Выглядит как новый	Гладкие полированные поверхности	Незначительный
От —7 до — 5 дБ	Хорошее	Выглядит как новый	Полированные поверхности	Незначительный
От-5 до (-3) дБ	Удовлетворительное	Выглядит как новый	Полированные поверхности	Незначительный
От —3 до 0 дБ	Допустимое, незначительный износ	Выглядит как новый	Незначительные язвины и вмятины	Слабый
От 0 до + 3 дБ	Небольшой износ	Выглядит как новый	Незначительные язвины и вмятины	Небольшой
От+3 до + 7 дБ	Развитый износ	Изношенные дорожки с язвинами и вмятинами	Язвины и вмятины	Развитый
От+7 до + 12дБ	Значительный износ	Изношенные дорожки с язвинами и вмятинами	Значительные язвины и вмятины	Усталостный износ
+12дБ и более	Сильный износ	Очень грубые поверхности	Грубые повреждения поверхности	Сильный износ, сопровождающийся частицами металла в масле

Диапазон изменения сигнала подшипника при сравнении сигнала подшипника отличного состояния с сигналом подшипника со значительным износом дорожек и усталостными повреждениями в виде язвин и вмятин составляет 20 дБ.

В России универсальные приводные установки, аналогичные установкам компании *SKF*, изготавливаются рядом предприятий (ВНИПП, НПЦ «Динамика», ДИАМЕХ 2000 и др.). На универсальных приводных установках подшипник вращают с фиксированной скоростью при указанных условиях нагружения, и в течение заданного периода времени снимают сигнал преобразователя. Сигнал анализируют для нахождения одного или более параметров, которые используют для характеристики вибрации. По этим данным можно судить о качестве изготовления подшипника и о его состоянии. Однако нахождение информативных данных для детальной диагностики состояния шарикоподшипника, например определения радиального зазора, представляет значительные трудности, поскольку результаты измерений зависят от направления и величины нагрузок, прилагаемых к подшипнику, и сложных закономерностей распределения нагрузки между телами качения. Особо сложной является определение величины радиального зазора в условиях действия осевой нагрузки на шарикоподшипник, так как в этом случае в контакте шариков с дорожками дополнительно возникает радиальная составляющая нагрузки.

## **2. Детальный анализ виброхарактеристик подшипников**

Обработку вибросигнала в виброметрах, используемых в составе приводных установок, условно можно разделить на два вида: «грубый» анализ и «тонкий» анализ. «Грубый» анализ состоит в измерении уровня вибрации в одной или нескольких полосах частот. Критерии отбраковки устанавливаются статистически. «Тонкий» анализ заключается в основном в анализе уровня и частот отдельных составляющих спектров, полученных с помощью быстрого преобразования Фурье. При этом наиболее информативными являются частоты генерируемые телами качения при прокатывании по дорожкам качения наружной и внутренней обойм и их гармоники.

В ОАО ММП им. В.В. Чернышева на установке типа КВП-3 производства ВНИПП выполнены работы по определению виброакустических характеристик неразборных подшипников с двигателями типа РД-33, РД-33МК поступивших в капитальный ремонт. Оценка технического состояния производилась как на установке КВП-3, так и традиционным методом с контролем радиального зазора по серийной ремонтной документации. На всех подшипниках с повышенным более чем на 5 Дб уровнем сигнала относительно уровня сигнала от нового подшипника после разборки обнаружены потенциально опасные изменения состояния контактных поверхностей (рис. 2, 3). Эти изменения могли препятствовать отработке подшипником требуемого ресурса при повторном использовании. При этом на некоторых подшипниках с потенциально опасными изменениями состояния контактных поверхностей радиальный зазор, измеренный инструментальным методом, находился в пределах допуска по ТУ. Доля подшипников с повышенной вибрацией и потенциально опасными изменениями состояния контактных поверхностей весьма велика на двигателях со значительной наработкой.

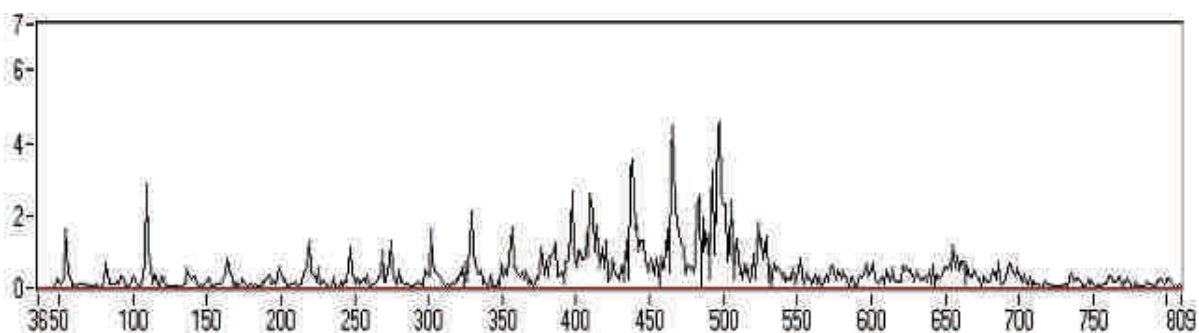


Рис. 2. Спектр виброскорости нового подшипника 75–205P2

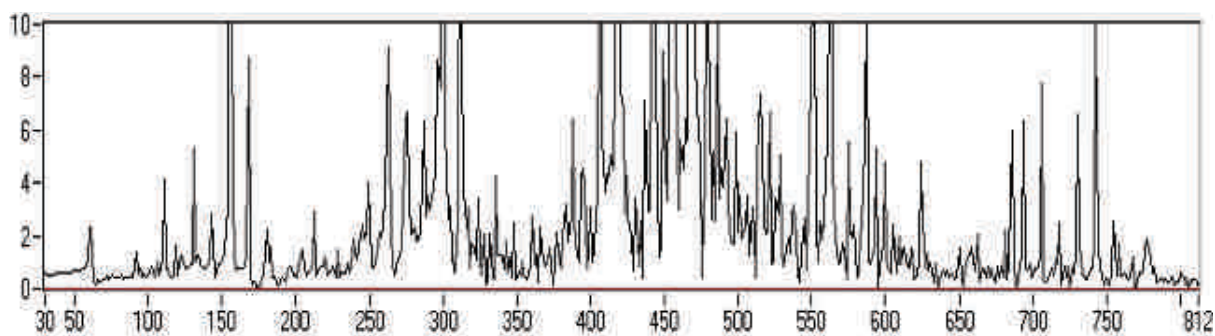


Рис. 3. Спектр виброскорости некондиционного подшипника 75–205P2



По результатам анализа технического состояния более чем 1500 подшипников [2], имеющих повышенный уровень вибраций в диапазоне высоких частот, были выявлены дефекты в виде (рис.4) :



— мелких наминов на внутренней и наружной дорожках качения;

- следа местного перегрева на внутренней дорожке;
- выкрашивания на внутренней и наружной дорожках;
- следов усиления приработки на внутренней дорожке;
- следов проскальзывания.

Рис. 4. Характерные дефекты в подшипниках качения

При этом уровни вибрации в диапазонах низких и средних частот были низкими и не отличались существенно от уровней вибрации кондиционных подшипников.

### **3. Метод определения величины радиального зазора в неразборных радиальных шариковых подшипниках путем контроля вибрации подшипника на приводной установке в условиях осевого нагружения изложенный в работах**

#### **1. Теоретический начальный радиальный зазор**

$$g_H = D_H - (D_B + 2D_m), \quad (1)$$

где  $D_H$  и  $D_B$  — диаметры дорожек качения соответственно наружного и внутреннего колец,  $D_m$  — диаметр шарика или ролика,

2. Контрольный начальный зазор  $g_K$ , его измеряют инструментально на приборе, когда к подшипнику приложена нагрузка. Вследствие деформации контактирующих элементов подшипника под нагрузкой контрольный начальный зазор больше теоретического.

3. Посадочный радиальный зазор.

4. Рабочий радиальный зазор.

Частота вращения сепаратора шарикоподшипника с нулевым радиальным зазором в случае вращения внутреннего кольца и неподвижном наружном кольце

$$FTF = \frac{f_B}{2} \left( \frac{D_0 - D_m \cos \alpha_0}{D_0} \right). \quad (2)$$

Частота прокатывания шариков по наружному кольцу  
 $BPFO = zFTF.$  (3)

Частота прокатывания шариков по внутреннему кольцу

$$BPFI = z \frac{f_B}{2} \left( \frac{D_0 - D_m \cos \alpha_0}{D_0} \right). \quad (4)$$

Разность частот  $BPFI$  и  $BPFO$

$$\Delta f = z f_B \frac{D_m}{D_0} \cos \alpha_0.$$

$\alpha_0$  — угол контакта в подшипнике в случае нулевого радиального зазора.

Измеряя частоты  $f_B$ ,  $BPFI$  и  $BPFO$  можно оценить угол контакта. Так, например,

$$\cos \alpha_0 = \frac{D_0}{D_m} \left( \frac{2 BPFO}{z f_e} + 1 \right) \quad (6)$$

$$\cos \alpha_0 = \frac{D_0}{D_m} \left( \frac{2 BPFO}{z f_e} - 1 \right) \quad (7)$$

или

$$\cos \alpha_0 = \frac{D_0}{z D_m} \frac{\Delta f}{f_B}. \quad (8)$$

$$\alpha_0 = \arccos \left( \frac{D_0}{z D_m} \frac{\Delta f}{f_B} \right). \quad (9)$$

где

Основные обозначения:

$g_H$  — теоретический начальный радиальный зазор,

$g_K$  — контрольный начальный радиальный зазор,

$g_{раб}$  — рабочий радиальный зазор,

$g_r$  — радиальный зазор под действием небольшой осевой нагрузки при свободном перемещении в пределах осевой игры (без учета упругой деформации под действием силы),

$D_H$  и  $D_B$  — диаметры дорожек качения соответственно наружного и внутреннего колец,

$D_m$  — диаметр шарика или ролика,

$D_0$  — средний диаметр подшипника (диаметр по центрам тел качения),

$f_B$  — частота вращения вала,

$FTF$  — частота вращения сепаратора (это обозначение, ставшее в последнее время общепринятым международным, есть аббревиатура от английского названия *Fundamental Train Frequency*),

$BPFO$  — частота прокатывания тел качения по наружной дорожке (это обозначение, также ставшее в последнее время общепринятым международным, есть аббревиатура от английского названия *Ball Passing Frequency Outer race*),

$BPMI$  — частота прокатывания тел качения по внутренней дорожке (это обозначение, также ставшее в последнее время общепринятым международным, есть аббревиатура от английского названия *Ball Passing Frequency Inner race*),

$BSF$  — частота вращения шарика или ролика (это обозначение есть аббревиатура от английского названия *Ball Spin Frequency*),

$\Delta f$  — сближение частот  $BPMI$  и  $BPFO$ ,  $\Delta f = BPMI - BPFO$ ,

$z$  — число тел качения,

$z_{\text{раб}}$  — число рабочих тел качения,

$\alpha_0$  — угол контакта в случае нулевого радиального зазора,

$\alpha_c$  — свободный угол контакта,

$\alpha_p$  — рабочий угол контакта,

$\alpha_{pH}$  — рабочий угол контакта шарика с дорожкой качения наружного кольца,

$\alpha_{pB}$  — рабочий угол контакта шарика с дорожкой качения внутреннего кольца,

$r_B$  и  $r_H$  — радиусы дорожек качения соответственно внутреннего и наружного колец в направлении, перпендикулярном качению,

$B$  и  $h$  — конструктивные параметры подшипника.

При наличии радиального зазора в результате действия осевой нагрузки изменится угол контакта, а средний диаметр подшипника, оцениваемый по центрам тел качения, не должен измениться.

Поэтому измеряя частоты  $f_B$ ,  $BPFI$  и  $BPFO$  в условиях контроля на установке при малой нагрузке используя приведенные выше зависимости можно оценить угол контакта в подшипнике с зазором.

Свободный угол контакта  $\alpha_c$  в радиальном однорядном шарикоподшипнике в случае предварительного натяга под действием небольшой осевой нагрузки при свободном перемещении в пределах осевой игры определяется как (без учета упругой деформации под действием силы)

$$a_c = \arccos\left(1 - \frac{g_r}{2B}\right), \quad (10)$$

где  $g_r$  — радиальный зазор,

$$B = (f_B + f_H - 1) D_m, \quad (11)$$

где

$$f_B = \frac{r_B}{D_m}, \quad (12)$$

$$f_H = \frac{r_H}{D_m}, \quad (13)$$

$r_B$  и  $r_H$  — радиусы дорожек качения соответственно внутреннего и наружного колец в направлении, перпендикулярном качению,  $D_m$  — диаметр шарика.

Свободный угол контакта увеличивается с увеличением радиального зазора.

Однако угол контакта зависит также от величин радиусов дорожек качения и диаметра шарика, которые изменяются в процессе работы подшипника, например, из-за остаточной деформации и/или износа.

Перепишем выражение для величины  $B$  как:

$$B = (r_B + r_H - D_m). \quad (14)$$

Очевидно, что величина  $B$  может изменяться в процессе эксплуатации подшипника вследствие износа шариков и дорожек.

Можно видеть, что оценив рабочий угол контакта в условиях испытаний по приведенным выше зависимостям, можно оценить радиальный зазор

$$\cos \alpha_c = \left( 1 - \frac{g_r}{2B} \right). \quad (15)$$

$$g_r = 2B(1 - \cos \alpha_c).$$

Примем, что  $\alpha_p = \alpha_c$ . Тогда

$$g_r = 2(r_B + r_H - D_m) \left[ 1 - \left( \frac{D_0}{zD_m} \frac{\Delta f}{f_B} \right) \right],$$

где  $g_r$  есть радиальный зазор в собранном подшипнике.

Учитывая свободную посадку внутреннего кольца подшипника на приводной установке, примем, что в приведенных выше формулах в качестве  $g_r$  используется контрольный зазор.

$$G^* = \frac{g_r}{2(r_B + r_H - D_m)}. \quad (17)$$

Тогда

$$G^* = 1 - \left( \frac{D_0}{zD_m} \right) \Delta F^*. \quad (18)$$

Величины  $\Delta f$ ,  $G^*$ ,  $\Delta F^*$  характеризуют «относительный» рабочий радиальный зазор в подшипнике в условиях испытаний на приводной установке с осевой нагрузкой. Поэтому оценка состояния подшипника по этому показателю не позволяет непосредственно оценить контрольный радиальный зазор, измеряемый инструментальным методом.

Величины  $\Delta f$ ,  $G^*$ ,  $\Delta F^*$  можно трактовать как вибрационные индексы зазора или индексы кондиции подшипника по величине зазора по результатам контроля на установке.

Вместо  $\Delta F^*$  используем  $1/\Delta F^*$ , так как этот показатель будет увеличиваться с увеличением зазоров.

Относительное влияние увеличения радиусов дорожек качения и уменьшения диаметра шарика из-за износа будет различным на радиальный зазор  $g_r$  и на величину  $B$ . Покажем это.

При небольшом износе, например, равномерного износа дорожек и диаметра шариков на величину  $\delta$ . Увеличение величин  $g_r$  и  $B$  произойдет как

$$B_1 = 3\delta + (r_B + r_Y - D_m), \quad (19)$$

$$g_{1r} \approx 3\delta + g_r, \quad (20)$$

$$\text{При этом } (r_B + r_H - D_m) > g_r, \text{ а } 3\delta \ll (r_B + r_H - D_m). \quad (21)$$

Поэтому в случаях сравнительно небольшого износа подшипников величины  $\Delta f$ ,  $G^*$ ,  $\Delta F^*$  или  $1/\Delta F^*$  достаточно обоснованно можно трактовать как вибрационные характеристики зазоров.

В шарикоподшипниках центробежная сила несколько уменьшает рабочий угол контакта  $\alpha_{pH}$  шарика с дорожкой качения наружного кольца.

В радиальных шарикоподшипниках, воспринимающих осевую нагрузку  $Q_{в\alpha}$ , действующую на шарик, и центробежную силу  $F_{ц}$  рабочий угол контакта шарика с дорожкой качения наружного кольца:

$$\alpha_{pH} = \text{arcctg} \left( \text{ctg} \alpha_B + \frac{F_{ц}}{Q_{в\alpha}} \right), \quad (22)$$

где  $\alpha_B$  — угол контакта шарика с дорожкой качения внутреннего кольца.

Следует также учитывать, что в случае осевой нагрузки  $Q$  на радиальный шарикоподшипник величина радиальной составляющей нагрузки  $R$  на шарик уменьшается при увеличении угла контакта шарика с дорожками качения:

$$R = (Q \text{ctg} \alpha) / z, \quad (23)$$

где  $z$  — число шариков.

Проведенный анализ позволяет сделать следующее заключение для контроля параметров шарикоподшипника в условиях испытания на приводной установке под действием осевой нагрузки.

Радиальный зазор и центробежная нагрузка оказывают противоположное влияние на рабочий угол контакта.

По информативным частотам спектра вибрации подшипника можно оценить величину «относительного» рабочего радиального

зазора и соответственно кондицию подшипника, но не непосредственно величину контрольного радиального зазора.

#### 4. Способ диагностики зазоров и угла контакта при наличии осевой нагрузки на шарикоподшипник

Известные решения не отвечают в полной мере требованиям контроля. В спектре вибрации подшипника измеряют комбинационные частоты, определяемые путем сложения или вычитания гармоник частоты вращения вала и гармоник частоты вращения сепаратора, затем полученные значения измеряют в долях частоты вращения сепаратора и по полученной величине рассчитывают по предложенным формулам значение радиального зазора. Способ базируется на следующей зависимости частоты вращения сепаратора  $f_c$  от частоты вращения вала  $f_B$ , диаметра тела качения  $d$ , среднего диаметра подшипника  $D$ , конструктивного параметра подшипника  $h$ , осевой нагрузки  $Q$  и радиального зазора  $g$ :

$$f_c = \frac{f_o}{2D} \left( D - d \frac{\left( 1 - \frac{g}{2h} \right)}{1 + f(Qg)} \right). \quad (24)$$

Способ осуществляется путем контроля частот  $f_i = kf_B \pm sf_c$ , где  $k$  и  $s$  — целые числа.

Недостатки этого известного способа:

— в условиях испытаний подшипника, особенно на установке с низкой частотой вращения, вибрация на частоте вращения сепаратора и ее гармониках проявляются слабо, что требует повышенной чувствительности средств измерения вибрации;

— частота вращения сепаратора и ее гармоники слабо изменяются при небольших отклонениях величины зазора от допустимых (номинальных) значений, что требует измерений с повышенной точностью;

— расчет по предложенным формулам требует знания конструктивных параметров подшипника, обычно не указываемых в справочных данных по подшипнику, и влияния деформации контактирующих на сближение тел качения под действующей нагрузкой.

В ЦИАМ разработан новый метод на базе тонкого анализа спектра [3].

Технической задачей является повышение производительности, информативности и качества диагностики величины радиального зазора в шариковом подшипнике в условиях вращения и действия осевой нагрузки.

Способ в основном состоит в следующем:

— выполняют узкополосный спектральный анализ сигнала датчика вибрации в диапазоне частот, охватывающем частоты прокатывания шариков по дорожкам качения и (или) их нескольких гармоник.

— с учетом ожидаемого изменения радиального зазора определяют ориентировочные интервалы частот прокатывания шариков по дорожкам качения и/или их нескольких гармоник.

— измеряемыми параметрами вибрации являются частота и среднеквадратическое значение виброскорости или среднеквадратическое значение виброускорения дискретных составляющих спектра, преобладающих по амплитуде в ожидаемых интервалах частот прокатывания шариков по дорожкам качения и (или) их нескольких гармоник.

— о состоянии подшипника и величине радиального зазора судят по величине  $\Delta f$  сближения измеренных частот прокатывания шариков по дорожкам качения и/или их гармоник, а также комбинационных частот, при этом используют тарировочную зависимость величины сближения частот от радиального зазора.

Комбинационные частоты используют в том случае, когда составляющие на этих частотах в спектре вибрации выделяются более четко, чем на основной частоте и ее гармониках.

Точность такой оценки радиального зазора зависит от того, насколько постоянны радиусы кривизны и диаметр шарика, которые могут изменяться вследствие износа подшипника в процессе эксплуатации двигателя.

Способ осуществляется путем контроля частот:

$$\begin{aligned} f_{kH} &= k_H BPF0, \\ f_{kBH} &= k_{BH} BPF1 \pm sf_B, \end{aligned}$$

где  $k_H$ ,  $k_{BH}$  и  $s$  — целые числа, а также возможно  $s = 0$ .



Пример спектрограммы вибрации подшипника типа 75–205P2 представлен на рис. 5. Параметры подшипника типа 75–205P2:  $D_T = 8$  мм,  $D_0 = 35$  мм,  $z = 9$ . У нового кондиционного подшипника типа 75–205P2 радиальный зазор составляет 0,018–0,033 мм и этим крайним допустимым величинам зазора соответствуют углы контакта  $11,45^\circ$  и  $22,75^\circ$ .

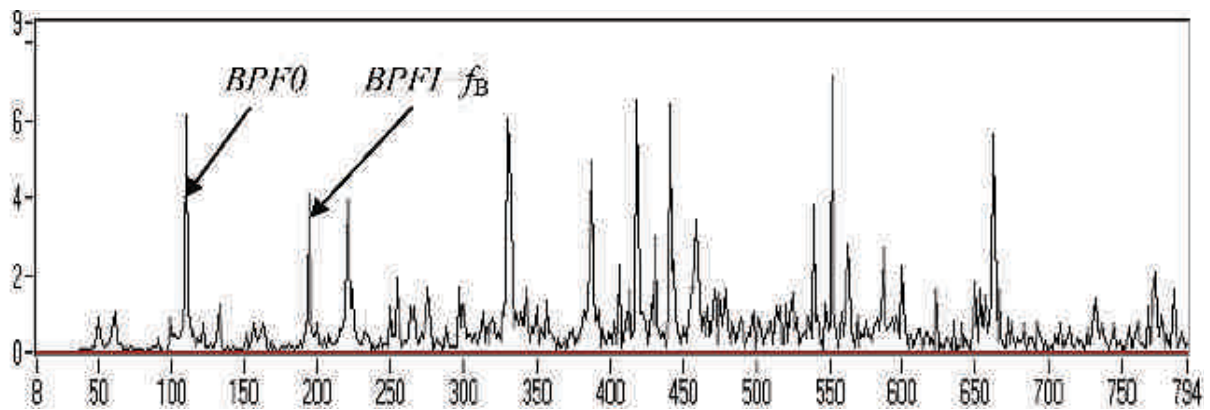


Рис. 5. Спектр виброскорости подшипника 75–205P2

Интервал изменения разности частот следования шариков по внутреннему и наружному кольцу для нового подшипника, соответствующий допустимому зазору, составляет примерно  $\pm 3\%$  от среднего значения  $\Delta f$  (т. е.  $(60,5 - 56,9) / 58,7 = 0,06$ ).

Частота вращения вала  $f_B = 30$  Гц. На спектрограмме выделяются составляющие с частотой  $BPFO = 110$  Гц и частотой  $f = 195$  Гц. Эта частота  $f$  есть комбинационная частота  $f = BPFI + f_B$ . Составляющая с частотой  $BPFI = 165$  Гц проявляется слабо. Отсюда в данном примере сближение частот  $\Delta f = BPFI - BPFO = 55$  Гц.

Теоретическая тарировочная зависимость величины сближения частот от радиального зазора для данного типа подшипника представлена на рис. 6. Зависимость построена с использованием величин радиального зазора и угла контакта, представленным и предприятием-изготовителем подшипника. По ней видно, что в рассмотренном примере величина  $\Delta f = BPFI - BPFO = 55$  Гц соответствует радиальному зазору 0,041 мм.

Возможен несколько и иной подход к оценке радиального зазора, где частота прокатывания шариков рассчитывается численно

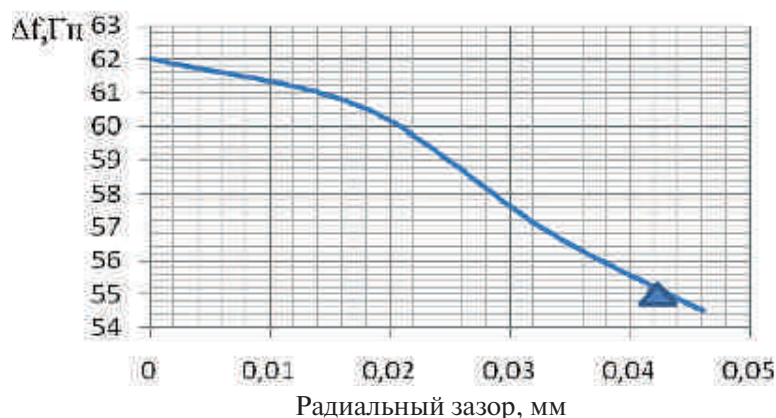


Рис. 6. Тарировочная зависимость величины сближения частот  $\Delta f$  от радиального зазора для подшипника типа 75-205P2

для максимального по ТУ радиального зазора; зазора по спектру вибрации, основанный на контроле разницы между расчетными и измеренными информативными частотами.

Данная задача решается численно. После расчета угла контакта в подшипнике рассчитывается частота прокатывания шариков по дорожке качения по аналитической зависимости.

Для реализации этого алгоритма, в программной среде *MATLAB* разработан пакет *FAM* (рис. 7), позволяющий быстро находить частоту прокатывания шариков по заданным параметрам подшипника.

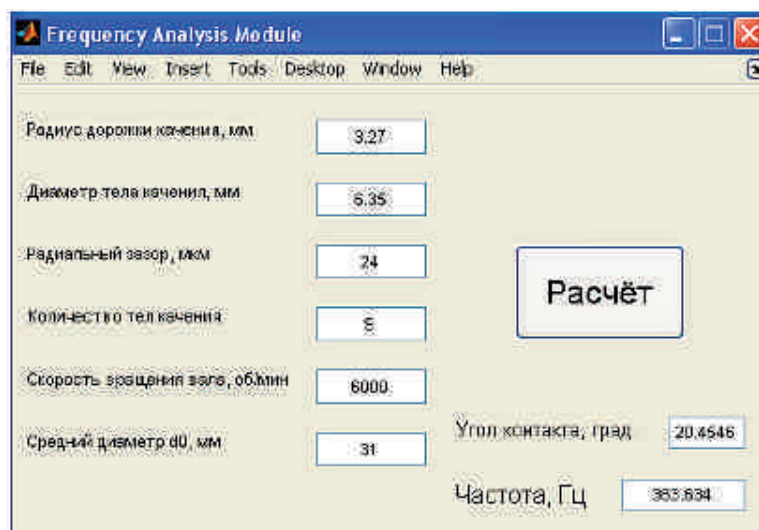


Рис. 7. Интерфейс программного пакета FAM

Основная идея метода заключается в том, что при увеличении радиального зазора, частота прокатывания шарика по дорожке качения наружного кольца (*BPF0*) возрастает. Поэтому, если расчетная частота, полученная для максимального по ТУ радиального зазора заметно больше соответствующей измеренной частоты, можно точно сказать, что радиальный зазор такого подшипника больше допустимого. При проведении такого анализа необходимо вычислить  $\Delta$  (значение отклонения измеренной и рассчитанной частоты друг от друга). При значении  $\Delta > \Delta_{\text{доп}}$  можно сделать вывод о недопустимо большой величине радиального зазора в подшипнике. При назначении величины  $\Delta_{\text{доп}}$  следует принимать во внимание, как точность измерений, так и точность расчета.

Увеличение рабочего радиального зазора в подшипнике может привести к увеличению вибрации на частоте вращения вала. На приводной установке жестко выдерживается соосность вала и наружного кольца подшипника. Радиальное смещение внутреннего кольца относительно вала возможно в пределах свободной посадки. Это один из факторов, вызывающих вибрацию с частотой вращения вала. Другой фактор — радиальное смещение шариков в случае неравномерного по окружности радиального зазора. Третий фактор — неравномерная передача осевой нагрузки по трем точкам в нагрузочном устройстве.

Вследствие неравномерного по окружности радиального зазора шарик под действием осевой нагрузки перемещается в осевом и радиальном направлениях. Отсюда следует, что повышенная вибрация на частоте вращения сепаратора может служить дополнительным индикатором неравномерно увеличенного радиального зазора. Так же следует учитывать и возможность неравномерности радиального зазора.

В том случае, когда перекос колец отсутствует, наружное и внутреннее кольца сцентрированы. Перемещение наружного кольца относительно внутреннего кольца может происходить только в осевом направлении без перекоса. В этом случае осевую нагрузку воспринимают только шарики, находящиеся в зоне наименьшего радиального зазора. Информативные частоты (частота прокатывания шариков по наружному кольцу и частота прокатывания шариков

ков по внутреннему кольцу) будут определяться углом контакта в зоне наименьшего радиального зазора.

В том случае, когда перекося колец возможен, наружное кольцо может перемещаться относительно внутреннего кольца в радиальном и осевом направлениях. В этом случае осевая нагрузка распределяется между шариками равномерно. Угол контакта каждого шарика изменяется в зависимости от его положения и положения колец. В каждый момент времени каждому шарика соответствует свой угол контакта.

Полученные результаты показывают, что для подшипников типа 75–205P2, кондиционных по результатам «грубой» вибродиагностики, на основе данного примера ориентировочно можно задать, следующие критерии оценки радиального зазора при частоте вращения внутреннего кольца 30 Гц:

— если  $\Delta f = 55–58$  Гц, то это будет означать возможное наличие увеличенного радиального зазора и поэтому следует учесть условия нагружения подшипника на двигателе, принять меры к снижению погрешности измерений и дополнительно контролировать радиальный зазор инструментальным методом;

— если  $\Delta f > 58$  Гц, то подшипник можно допустить к повторному применению без дополнительного контроля радиального зазора инструментальным методом;

— если  $\Delta f < 55$  Гц, то повторное применение подшипника не рекомендуется.

## Выводы

Полученные экспериментальным путем на программно — аппаратном комплексе с установкой КВП-3 нормы виброхарактеристик неразборных подшипников с изделий поступивших в ремонт, и рассчитанные для них радиальные зазоры по сближению частот  $BPFO$  и  $BPF1$  в соответствии в выше изложенной методикой и подтвержденные методом традиционного инструментального контроля, позволяют с достаточностью степенью точности определить фактическое техническое состояние подшипников.

По результатам работ по определению технического состояния более чем 1500 подшипников с изделий поступивших в ремонт

разработаны и приняты в ОАО «ММП им. В.В.Чернышева» нормы виброакустических характеристик, для использования их в качестве оценки технического состояния подшипников при сборке двигателей на следующий ресурс после ремонта.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Руководство по повторному использованию подшипников качения авиационных газотурбинных двигателей и редукторов». Руководящий технический материал РЦ-5–89, разработан ЦИАМ и Гос НИИ ГА. Москва. 1989.

2. Отчет по результатам работ по определению виброхарактеристик неразборных подшипников. ОАО ММП им. В.В.Чернышева. №03–00–07/321.

3. Отчет о научно-исследовательской работе // Разработка предложений по применению вибродиагностики для оценки технического состояния неразборных подшипников качения, устанавливаемых в коробки приводов и агрегаты ГТД, с целью повышения их надежности и ресурса. ЦИАМ им. Баранова 2010.

4. *Панов В.А.* Виброакустическая диагностика неразборных подшипников при ремонте авиационных двигателей // «Двигатель», №4, 2011г., с. 10–13.

# **АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ**

---

УДК 330.341

*Д.Д. Шкута*

ОАО «Климов», Санкт-Петербург, Россия  
shkutadd@inbox.ru

## **РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УПРАВЛЕНИЯ РИСКАМИ ИННОВАЦИОННОГО ПРОЕКТА ПО РАЗРАБОТКЕ АВИАЦИОННОГО ВЕРТОЛЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

### **Введение**

В России в настоящее время практика управления рисками распространена в основном только в финансовых компаниях, при этом формирование полноценных систем риск-менеджмента в сегменте финансового рынка еще не завершено, способствовать его завершению будет создание мегарегулятора [1]. Таким образом, если для финансового сектора есть все предпосылки к эффективному использованию риск-менеджмента: императивные — необходимость перехода на стандарты Basel II для банков и, в связи с созданием мегарегулятора на базе ЦБ — необходимость создания риск-подразделений и разработка регламентирующей документации для других сегментов финансового рынка; а также прямая заинтересованность самих финансовых компаний в развитии эффективных систем риск-менеджмента.

В то время как для предприятий реального сектора, нет ни существующей, хотя бы адаптированной нормативной базы в части регламентирования процедур риск-менеджмента, ни законодательных инициатив в части обоснования необходимости развития практики управления рисками на предприятиях, да и, что касается ини-

циативы самих предприятий, то как показывают исследования: большинство компаний реального сектора не проявляют должной заинтересованности в развитии собственных систем риск-менеджмента. Такая беспечность как со стороны законодателя, так и со стороны самих представителей бизнеса в отношении необходимости развития практики управления рисками видится особенно непростительной в условиях провозглашения курса на инновационное развитие и необходимости в связи с этим реализации крупномасштабных инновационных проектов в реальном секторе.

*Отметим принципиальные особенности риск-менеджмента инновационных проектов:*

- априорная высокая неопределенность реализации и результатов;
- высокая взаимообусловленность и цикличность в реализации финансовых и нефинансовых рисков;
- высокая сложность организации эффективного управления рисками и первопричинность финансовых рисков с т.з. финансового управления.

Таким образом, необходимость разработки концепций, алгоритмов, процедур, методик организации корпоративного риск-менеджмента в современных условиях является крайне актуальной, в том числе и в авиадвигателестроении. В связи с этим, в настоящем исследовании были разработаны основные аспекты проведения качественного анализа рисков инновационных проектов, включая основные элементы системы корпоративного риск-менеджмента, количественного анализа рисков, в том числе имитационное моделирование рисков по бизнес-процессной модели инновационного проекта. Предложенные в рамках настоящего исследования концепции организации управления рисками инновационных проектов были апробированы в ходе подготовки к реализации инновационного проекта по созданию авиационного вертолетного двигателя.

### **Разработка методики управления рисками инновационного проекта**

Метод имитационного моделирования для количественной оценки рисков инновационных проектов для целей настоящего исследования выбран неслучайно. Именно этот метод дает возмож-

ность учесть многочисленные и трудно формализуемые факторы риска инновационного проекта. Проведенный анализ существующих методов количественной оценки риска инновационного проекта на основе имитационного моделирования, выявил ограниченность их результатов в случае моделирования по традиционной схеме. В связи с этим был разработан механизм применения имитационной модели, основанной на информационной модели бизнес-процессов [2].

Под **бизнес-процессом** будем понимать последовательность взаимосвязанных работ, выполняемых в рамках реализации инновационного проекта.

Оценка рисков инновационного проекта должна проводиться по трем основным направлениям:

- оценка риска неопределенности реализации инновационного проекта;
- оценка вероятностей прекращения и других сценариев развития инновационного проекта;
- оценка убытков от реализации факторов риска.

Методика решения задачи достоверной оценки вероятностей сценариев развития инновационного проекта предполагается решить путем использования статистических данных о реализации аналогичных инновационных проектов, а также экспертной оценки вероятностей.

В качестве критерия оценки эффективности инновационного проекта, значение которого будет моделироваться в ходе проведения имитационных экспериментов, был выбран *чистый денежный поток проекта (этапов, бизнес-процессов проекта)* —  $NSF$ , причем учет неопределенностей и рисков реализации инновационного проекта предлагается учитывать в составе денежных потоков инновационного проекта, а не ставки дисконта.

Для целей настоящей работы предлагается использовать имитационную стохастическую модель с включением в нее определенных автором риск-переменных. Для проведения имитационного моделирования модель денежного потока была построена следующим образом:



### *Модель NCF на инвестиционной стадии*

$$NCF = -\text{Затраты на реализацию этапов инновационного проекта} + \text{Поступления источников финансирования проекта} + \text{Поступления источников финансирования рисков проекта}$$

Представленные в агрегированном виде составляющие чистого денежного потока проекта на инвестиционной стадии и будут выступать в качестве риск-переменных при проведении имитационного моделирования.

Определив риск-переменные, которые будут варьироваться в ходе имитационного моделирования, вернемся к изложению логики предлагаемого механизма имитационного моделирования бизнес-процессов инновационного проекта и рассмотрим ее более подробно.

Метод построения информационной модели бизнес-процессов инновационного проекта позволяет представить в формализованном виде различные сценарии реализации проекта с учетом реализации/не реализации рисков.

Моделирование существующих бизнес-процессов инновационных проектов осуществляется в рамках действующего механизма управления инновационным проектом с учетом выявленных факторов риска.

Каждый бизнес-процесс характеризуется следующими параметрами:

1. Наименование;
2. Планируемая продолжительность;
3. Планируемая стоимость;
4. Реквизиты исполнителей;
5. Планируемые объемы ресурсов каждого вида;
6. Коэффициенты вариации риск-переменных каждого бизнес-процесса для определения диапазона их колебания;
7. Коэффициенты корректировки сроков, стоимости выполнения работы и объемов требуемых материальных ресурсов (только для работ, которые предполагают возможность повторного выполнения.) Коэффициенты корректировки определяются экс-

пертно или на основе статистической информации по аналогичным проектам.

Основным этапом имитационного моделирования является этап проведения имитационных экспериментов. Для каждого сценария производится оценка сроков реализации бизнес-процессов, определяются объемы работ, выполняемые в рамках бизнесов-процессов, рассчитываются совокупные затраты проекта.

Процедура моделирования заключается в выполнении следующих основных шагов:

- построение информационной модели бизнес-процессов проекта;
- идентификация основных рисков в соответствии с предложенной классификацией на каждом этапе инновационного проекта;
- определение риск-переменных для рассматриваемого проекта: общих — для всего проекта (для каждого этапа, для всех бизнес-процессов) и специальных, присущих только определенным бизнес-процессам;
- моделирование сценариев развития бизнес-процесса в случае реализации рисков и расчет корректирующих коэффициентов срока и стоимости конкретного бизнес-процесса и всего проекта;
- выбор метода управления рисками инновационного и проекта и корректировка имитационной модели;
- проведение имитационных экспериментов и оценка инновационного риска.

Выбор эффективных инструментов управления рисками инновационного проекта определяется многими факторами: отраслевой спецификой; внутренними особенностями функционирования предприятия, такими как: степень финансовой устойчивости, уровень автоматизации производства, квалификация персонала; так и, безусловно, спецификой реализуемого инновационного проекта, в том числе: степень инновационности и сложности; продолжительность; этап реализации; источник финансирования; цена привлеченного капитала; территориальная распределенность участников и др. На основе анализа перечисленных параметров на пред-

приятии и должна разрабатываться, а затем внедряться система управления рисками инновационного проекта. В настоящей работе при разработке механизмов и инструментов управления рисками инновационного проекта были учтены следующие факторы: источник финансирования, этап реализации и идентифицированные виды рисков.

В качестве принципов, на основе которых в настоящей работе будет сформирована модель управления рисками, определены этапы реализации и источники финансирования инновационного проекта, а также объекты воздействия рисков.

В соответствии с принципом этапа реализации инновационного проекта предлагается проводить идентификацию и классификацию рисков инновационного проекта.

Принцип источника финансирования означает учет особенностей привлеченного для финансирования инновационного проекта механизма финансирования, являющегося одновременно источником риска и определяющего возможные финансовые инструменты управления рисками проекта.

Таким образом, в соответствии с разработанной моделью управления рисками инновационного проекта, проводится декомпозиция этапов проекта по созданию новой техники на отдельные научно-производственные бизнес-процессы (этапы инновационного проекта), внутри которых выделяются задачи (работы инновационного проекта), являющиеся источниками высоких рисков и разрабатываются инструменты управления выявленными рисками.

### **Обоснование эффективности разработанной схемы финансирования рисков инновационного проекта по созданию вертолетного авиационного двигателя**

Разрабатывая основные положения настоящего исследования: бизнес-процессную модель инновационного проекта, систему показателей оценки рисков, методы управления рисками инновационного проекта, в том числе методы финансирования рисков, корпоративную политику управления рисками инновационного проекта, будем исходить из того, что для обеспечения проведения наиболее эффективных мероприятий, осуществляемых, прежде

всего, финансово-экономической службой предприятия, по управлению финансовыми рисками инновационных проектов, необходимо, чтобы содержание инновационного проекта, даже технически сверхсложного, было понятно широкому перечню заинтересованных лиц. Так, если предложить инвестору или финансовому консультанту, как стейкхолдерам проекта, для анализа финансовых рисков — обычный аванпроект или эскизный проект разработки нового двигателя или календарный план работ проекта, то объемные документы, содержащие в основном только техническую информацию, вероятнее всего, не будут понятны данным категориям стейкхолдеров и проведение анализа финансовых рисков инновационного проекта окажется невозможным. Поэтому, при разработке методологии управления финансовыми рисками инновационных проектов, первоочередной задачей является максимально возможная унификация содержания инновационных проектов. Учитывая то, что каждый инновационный проект является уникальным, также как и наполнение его этапов работами, и, принимая во внимание обоснования целесообразности использования бизнес-процессного подхода для моделирования этапов инновационного проекта, приведенные выше, автором совместно с инженерами-конструкторами и другими специалистами ОАО «Климов» были разработаны типовые бизнес-процессы инновационного проекта по созданию нового двигателя. Основой для составления типовых бизнес-процессов стали календарные планы работ пяти инновационных проектов, реализованных/реализуемых на предприятии.

В разработанной типовой бизнес-процессной модели инновационного проекта названия бизнес-процессов эквивалентны названиям этапов инновационного проекта и сохранены в полном объеме: разработка аванпроекта двигателя; разработка эскизного проекта, выпуск КД на двигатель; подготовка производства для изготовления первого опытного образца; изготовление опытных образцов двигателей для проведения испытаний и выполнения комплекса работ в обеспечение первого запуска в составе основного объекта; проведение испытаний; сертификационные работы/проведение ГСИ (МВИ). Что касается наполнения этапов проекта

работами, то их перечень внутри бизнес-процессов был укрупнен до наиболее содержательных и критичных с точки зрения анализа рисков. Полученная бизнес-процессная модель инновационного проекта позволила унифицировать анализируемые проекты и сопоставить затраты по ним.

Составив перечень типовых бизнес-процессов инновационного проекта, следующей задачей стало выявление наиболее рискованных работ для каждого проекта в рамках данных бизнес-процессов — проведение качественного анализа рисков проекта. Для этого были разработаны и впоследствии заполнены инженерами-конструкторами риск-регистры и матрицы рисков анализируемого инновационного проекта по разработке авиационного вертолетного двигателя. Анализ заполненных форм позволил выявить наиболее рискованные этапы и работы рассматриваемого инновационного проекта, а также конкретные виды рисков и примерную оценку их негативного влияния на результаты проекта. Так, средние баллы проекта в соответствии с предложенной шкалой оценки по критериям вероятность реализации риска/убыток от реализации для всех этапов составили  $3,03/2,96$  ( $= 8,97$ ). Таким образом, уже на основе экспертных оценок, как элемент качественного анализа, можно констатировать высокую вероятность реализации рисков анализируемого инновационного проекта, особенно на некоторых этапах, и возникновение высоких убытков (30–70 % превышение бюджета) в результате их реализации.

На основе риск-регистров был составлен реестр основных рисков проекта. В данной таблице представлены 32 различных наименования рисков, реализацией которых с большей или меньшей вероятностью будет сопровождаться осуществление проекта. Большая часть этих рисков носит нефинансовый характер, но при этом может привести к значительным финансовым потерям.

Кроме того, проанализировав заполненные риск-регистры, было выявлено, что наиболее критичными работами проектов по созданию новых двигателей, в том числе рассматриваемого, являются, прежде всего, все виды испытаний, особенно специиспытания, а также работы этапа «подготовка производства для изготовления первых опытных образцов».

При этом убыток от реализации рисков и стоимость мероприятий по их устранению оценивается экспертами для данного проекта в **40–60 % от первоначальной стоимости проекта**.

Очевидно, что технические риски находятся вне компетенции финансовой службы, поэтому и управление затратами, вследствие их реализации не может осуществляться финансистами. Диапазон колебаний данной риск-переменной был определен нами на основе исторических данных по реализации проектов НИОКР на предприятии. Проанализировав колебания стоимости этапов (бизнес-процессов) по имеющимся проектам, были рассчитаны коэффициенты корректировки затрат на реализацию каждого этапа. В результате, было получено, что наибольший коэффициент корректировки стоимости работ имеют этапы по испытанию двигателей, для которых уже на этапе качественного анализа были выявлены самые высокие технические триггеры рисков.

Значительные колебания затрат, и, следовательно, увеличение отрицательного денежного потока по операционной деятельности при необеспечении соответствующего увеличения притоков по финансовой деятельности в течение срока реализации проекта может привести к необходимости приостановки или вовсе невозможности продолжать реализацию проекта вследствие значительной нехватки или отсутствия источников финансирования. При этом необходимо учитывать, что приостановки в реализации проекта на некоторых работах могут приводить к значительным финансовым потерям, таким образом, реализация одного риска может раскручивать *спираль реализации рисков*. Для предотвращения возникновения эффекта домино в реализации рисков инновационного проекта необходимо, в первую очередь, минимизировать вероятность и/или негативные последствия реализации нефинансовых триггеров риска. Но, так как, непосредственными разработчиками и исполнителями мероприятий по минимизации вероятности и/или негативных последствий реализации нефинансовых рисков являются различные службы предприятия, то финансово-экономическая служба в данных обстоятельствах для обеспечения эффективного проведения таких мероприятий может выступать только в качестве их инициатора и контроллера.

В случае, если мероприятия других подразделений предприятия по минимизации вероятности и/или негативных последствий реализации факторов (триггеров) риска оказались недостаточно эффективными, их реализация может привести к значительным финансовым потерям, и, следовательно, увеличению затрат на осуществление проекта. При таком развитии событий центральной проблемой становится управление финансовыми рисками, прежде всего, риском нехватки и приостановки финансирования, которые могут дальше раскручивать спираль реализации рисков. На данном этапе осуществления корпоративного риск-менеджмента разработчиком и исполнителем мероприятий по управлению рисками выступает финансовая служба предприятия, и главной целью ее мероприятий является недопущение сбоев в финансировании проекта.

При планировании объемов и схемы финансирования инновационного проекта необходимо учитывать возможные отклонения стоимости этапов вследствие реализации рисков. Исторический анализ отклонений затрат на осуществление этапов проекта позволяет оценить и объемы необходимых резервных источников финансирования. Таким образом, получив и проанализировав данные по отклонениям фактических затрат, главной задачей финансово-экономической службы предприятия становится разработка схемы обеспечения инновационного проекта достаточными источниками финансирования на протяжении всего срока реализации проекта.

Выше уже была приведена концепция о том, что каждому этапу инновационного проекта соответствуют определенные методы финансирования рисков. Опустим здесь перечисление и подробное рассмотрение всех возможных методов управления рисками, в том числе методов финансирования рисков инновационного проекта. Тем более что применительно к анализируемому предприятию может быть использована только часть из них, в том числе: создание *страхового фонда участников проекта, создание резервов, а также коммерческое страхование рисков и привлечение средств институтов инновационного развития.*

Приведем возможные методы финансирования рисков инновационных проектов для рассматриваемого предприятия (табл. 1).

## Схема этап реализации — метод финансирования риска

Этап реализации	Метод финансирования рисков
НИР	Резервы, Страховой фонд участников инновационного проекта
ОКР	Резервы, Страховой фонд участников инновационного проекта, Коммерческое страхование, Привлечение средств институтов развития
Освоение	Резервы, Страховой фонд участников инновационного проекта, Коммерческое страхование
Коммерциализация	Резервы, Страховой фонд участников инновационного проекта, Коммерческое страхование
Серийное производство	Резервы, Коммерческое страхование

Разработав и проанализировав схему финансирования проекта с учетом рисков, было получено, что бюджеты нескольких этапов анализируемого инновационного проекта при принятых допущениях к оценке стоимости этапов с учетом рисков, оказываются дефицитными. Для определения наиболее вероятных объемов нехватки/дополнительного финансирования этапов, было проведено имитационное моделирование чистого денежного потока этапов.

Согласно данным полученным по результатам имитационного моделирования, общий объем дефицита финансирования этапов, рассчитанный по средним значениям, может составить **10 % от первоначальной стоимости проекта**, тогда как по результатам качественного анализа, проводимого без учета методов финансирования рисков убыток от реализации рисков оценивался в 40–60 % от первоначальной стоимости проекта. При этом наиболее значительная нехватка средств может возникнуть на этапе «Подготовка производства для изготовления первых опытных образцов». Максимальный дефицит средств по проекту, который может возникнуть в результа-



те одновременной реализации всех учтенных рисков, составляет 108 % от первоначальной стоимости проекта. Несмотря на то, что, в целом, в течение всего срока реализации проекта существует вероятность (52 %) возникновения дефицита финансовых ресурсов, тем не менее, при условии использования методов финансирования рисков, предложенных применительно к анализируемому проекту, с 75 %-ной вероятностью можно утверждать, что этот дефицит не превысит своего среднего значения. Необходимость привлечения дополнительного внешнего финансирования проекта в таком объеме в течение двух лет (таков срок реализации проекта) не является критичным для рассматриваемого предприятия.

### **Заключение**

Проведенное эмпирическое исследование позволило доказать эффективность разработанной схемы управления и финансирования рисков инновационного проекта по созданию авиационного двигателя, реализация которой позволит минимизировать риски возникновения дефицита финансирования в течение всего срока реализации проекта, а значит сделать осуществление проекта безопасным от разворачивания цикличности в реализации рисков, и, в целом, значительно снизить риски его реализации.

Особенности рассматриваемого предприятия, а именно: 100 % государственное участие в акционерном капитале, принадлежность к оборонной отрасли, и, поэтому преимущественное выполнение проектов НИОКР военного и, реже, двойного назначения, преобладающее финансирование таких проектов из государственного бюджета делают его не совсем универсальным примером для анализа методов управления и финансирования рисками инновационных проектов. Однако тот факт, что на сегодняшний день большинство крупных предприятий, а только такие предприятия могут реализовывать инновационные проекты, способные привести к реальным сдвигам в российской экономике, полностью или частично находящаяся в государственной собственности, а также сохраняющаяся актуальность и эффективность трансфера инноваций, позволяют говорить о значительной теоретической и практической пользе настоящего исследования для целей управления рисками инновационных проектов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Гущин А.* Мегарегулирование риск-менеджмента. [Текст] / А. Гущин // «Эксперт» — 2013. — 25 фев — 3 мар, №8 (840).
2. *Демкин, И.В.* Оценка риска инновационно-инвестиционных проектов на основе имитационного стохастического моделирования. [Текст]: учебное пособие / И. В. Демкин — М.: ВЭО, МЭО, издательство «МАТИ» — РГТУ им. К.Э. Циолковского, 2009. — 324 с.
3. *Козлов А.С.* Проектирование и исследование бизнес-процессов. [Текст]: монография / А. С. Козлов — М: Флинта, 2011. — 255 с.
4. *Репин В.В., Елиферов В.Г.* Процессный подход к управлению. Моделирование бизнес-процессов. [Текст]: монография / В.В. Репин, В.Г. Елиферов. — М.: РИА «Стандарты и качество», 2010. — 485 с.
5. *Ширяев В.И., Ширяев Е.В.* Управление бизнес-процессами: учебно-методическое пособие. [Текст]: учебное пособие / В. И. Ширяев, Е.. Ширяев. — М.: ИНФРА-М, 2009 г.- 198 с.

УДК 65.011.56

*Д.Ю. Новиков*

ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск, Россия  
novikovdyu@rambler.ru

## ВАЛИДАЦИЯ САД ДАННЫХ НА ВСЕХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД

В настоящее время российским авиадвигателестроительным компаниям приходится конкурировать на внутреннем и внешнем рынках с зарубежными концернами, имеющими огромный научный, технический и финансовый потенциал, а также передовой опыт в создании такой сложной и наукоемкой продукции как газотурбинный двигатель. Отмечаемый в последние годы рост в нефтегазовой, энергетической, химической промышленности России, тенденция увеличения объема авиационных грузопассажирских перевозок, заинтересованность государства в поддержке отрасли создают благоприятные условия для развития отечественного двигателестроения [1]. Перед российскими предприятиями стоит не легкая задача по завоеванию ниш на рынке двигателей для гражд-

данской авиации, энергетических установок, газоперекачивающих агрегатов. Также актуальной задачей является создание современных двигателей для военной техники, что является гарантией обеспечения обороноспособности страны. Решение данных задач возможно только за счет сокращения сроков выхода новых изделий на рынок, постоянного повышения качества продукции и сервисного обслуживания, сокращения издержек на разработку, производство и эксплуатацию, организации непрерывного и эффективного маркетинга и динамичного реагирования на изменение рыночной ситуации в части изменения объемов производства и видов производимой продукции [2].

Еще в 70-х годах прошлого века японский ученый Гэнити Тагути, признанный авторитет в области качества, отмечал, что качество и цена изделия в значительной степени определяются инженерным проектированием изделия и процесса его изготовления [3]. Его мнение поддерживается и современными исследователями, которые из анализа проблем возникающих при производстве и эксплуатации двигателя делают вывод, что их причинами являются, как правило, ошибки, допущенные на ранней стадии разработки двигателя — стадии принятия основных решений [4]. Поэтому риски и неопределенности должны быть выявлены и оценены как можно раньше еще на стадии предварительного проектирования. Это может быть сделано только с помощью, так называемого, робастного (устойчивого к факторам риска и неопределенности) проектирования.

Основными наиболее эффективными способами достижения вышеперечисленных целей, стоящих перед предприятиями, являются применение концепции «6 сигм», «бережливого» (lean) производства и внедрение CALS технологий (непрерывная поддержка жизненного цикла изделия) [5]. Последняя технология в рамках данной статьи представляет наибольший интерес, поскольку оказывает значительное влияние на организацию процесса проектирования. Одними из основных принципов CALS, или русский вариант названия ИПИ (информационная поддержка изделия) являются создание единого информационного пространства (ЕИП) управления, проектирования, производства и эксплуатации из-

делий для предприятия в целом, использование электронных документов, использование систем автоматизированного проектирования (САПР).

Основой организации ИПИ на этапе проектирования являются совместное использование систем управления данными об изделии (PDM систем) и автоматизированных систем конструкторского, технологического проектирования и инженерного расчета (CAD\CAM\CAE) [6]. Наиболее важными носителями информации о конкретной детали или сборочной единице (ДСЕ) в PDM системе являются созданные с помощью CAD системы графические электронные документы — электронные модель и чертеж (ЭМЧ). Основной тенденцией в отношении использования этих CAD данных является перенос всего объема конструкторско-технологической информации на электронную модель (ЭМ). Однако этот процесс происходит далеко не повсеместно в виду необходимости коренного изменения устоявшихся бизнес-процессов. Конструкторская ЭМ в процессе создания изделия и служит основой для следующих работ в процессе создания изделия:

- 1) выполнения инженерных расчетов и анализа с использованием специализированных CAE систем;
- 2) автоматизированного оформления электронных чертежей;
- 3) формирования электронных макетов изделий различного назначения;
- 4) ЭМ заготовок, технологической оснастки, оформления технологической документации;
- 5) разработки управляющих программ для станков с ЧПУ;
- 6) выполнения контроля с использованием контрольно-измерительных машин;
- 7) оформления эксплуатационной документации, такой как электронные руководства и каталоги.

Такое широкое использование ЭМ придает ей особую важность и соответственно накладывает повышенные требования к ее качеству. Любая ошибка допущенная конструктором при создании ЭМ, может вызвать огромное количество наследованных ошибок в указанных выше направлениях, а их исправление приведет к непредвиденному увеличению затрат и смещению срока выхода на рынок.

Становится очевидной необходимость проведения контроля качества ЭМЧ с целью сокращения количества потенциальных ошибок. Критерием оценки качества ЭМЧ является учет и соблюдение при проектировании всех требований предъявляемых как к данной детали или сборочной единице изделия, так и к электронным документам ее описывающим.

Рассматривая требования, которым должны соответствовать ЭМЧ, можно выделить три группы [7]:

- требования стандартов и норм проектирования;
- требования, определяемые технологией изготовления (литье, штамповка, точение, фрезерование и т. д.);
- требования, связанные с выполнением конкретной детали или сборочной единицей определенной функции в составе изделия.

Первая группа включает в себя требования к ЭМЧ содержащиеся в следующих подгруппах нормативных документов:

1. государственные стандарты, такие как:
  - ГОСТ 2.102–68 «ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов» (виды электронных документов);
  - ГОСТ 2.104–68 «ЕСКД. Основные надписи» (требования к составу реквизитной части);
  - ГОСТ 2.051–2006 «ЕСКД. Электронные документы. Общие положения» (общие требования к документам в электронной форме);
  - ГОСТ 2.052–2006 «ЕСКД. Электронная модель изделия. Общие положения» (требования к содержательной и атрибутивной части электронных моделей);
  - ГОСТ 2.109–73 «ЕСКД. Основные требования к чертежам» (требования к содержательной части электронных чертежей).
2. Стандарты предприятия потребителя и разработчика, определяющие корпоративные нормы для ЭМЧ.
3. Документы, регламентирующие требования к ЭМЧ для проектов, осуществляемых в кооперации.
4. Методики, регламентирующие процедуры проектирования в САД системах специфичных изделий, сборочных единиц или деталей.

Вторая группа требований задает ограничения к конструкции геометрической модели в условиях производства данного изделия

определенным технологическим способом. Например, для деталей получаемых литьем эти требованиями могут быть минимальная толщина стенок, значения радиусов поверхностей перехода и углов уклонов, для деталей получаемых гибкой листового металла — радиусы гиба и минимальная длина прямолинейных участков и т. п.

Третья группа содержит требования, выполнение которых гарантирует работоспособность изделия в целом с обеспечением необходимых потребительских характеристик. Примерами таких требований являются прочность, ограничения по массе, минимальный зазор между деталями. Требования подобного типа обычно определяются в документах, описывающих требования к изделию. Формирование требований к конкретным ДСЕ, входящим в состав изделия, представляет собой процесс постепенного разделения, уточнения и конкретизации требований, исходной точкой которых являются требования потребителя к конечному продукту.

Сами требования могут изменяться как во время разработки изделия, так и после его выхода на рынок. Причинами изменений могут быть выявление дефектов, изменение требований потребителя или регламентирующей документации.

Контроль соблюдения в процессе проектирования всех требований и отслеживание их изменений сами по себе представляют для конструктора очень сложную и трудоемкую задачу, увеличивающую продолжительность стадии разработки. Степень риска того, что конструктор не учтет каких-либо требований, довольно велика. Однако, недостаточно просто выполнить на основе представления объективных свидетельств подтверждение того, что установленные требования были выполнены, т. е. произвести верификацию, необходимо также выполнить валидацию, т. е. основываясь на результатах верификации, утвердить то, что изделие соответствует нуждам потребителя и может применяться в конкретных условиях [8].

Таким образом, необходимость автоматизации данного процесса не вызывает сомнений.

Далее рассмотрим основные аспекты, которые должны быть приняты во внимание при создании автоматизированной системы

управления требованиями к изделию. Система должна обеспечивать создание требования, связь требования с конкретной ДСЕ изделия и другими требованиями, управление изменениями требования, выполнение процедуры верификации требований, хранение результатов верификации, выполнение валидации электронных документов и ДСЕ. Наиболее логичным решением является разделение системы на две подсистемы: первая реализуется в среде PDM системы и выполняет свойственные для такого рода систем функции управления, а вторая — в виде дополнительного модуля САД системы выполняющего функции проверки ЭМЧ и передачи результатов в подсистему управления.

Другим важным аспектом автоматизации проверок является определение того когда, как и в каком объеме должны выполняться проверки. С одной стороны, проверки, осуществляемые в полностью автоматическом режиме непосредственно в процессе проектирования в САД системе дают возможность наиболее раннего выявления проблемы и предупреждения ее негативных последствий. С другой стороны, постоянные автоматические проверки в полном объеме могут выполняться продолжительное время, отвлекать конструктора от решения поставленной задачи проектирования, тем самым снижают эффективность работы. Оптимальным решением является обеспечение баланса скорости работы и своевременности выполнения проверки. Это можно сделать выделив особо критичные требования и контролировать их автоматически, остальные проверки могут запускаться пользователем периодически по мере необходимости. Обязательным условием должно являться выполнение всего объема проверок после завершения разработки и перед выполнением процедуры согласования ЭМЧ со службами предприятия.

Система должна обеспечивать контроль актуальности результатов проверок. Это можно выполнить посредством, сравнения даты выполнения проверки и даты последнего изменения файла САД данных.

Результаты проверки должны быть визуально представлены в пространстве моделирования или чертежа, что значительно сократит время, затрачиваемое на коррекцию документа.

Обобщенная схема процесса должна включать следующие обязательные этапы:

- формирование иерархии требований к изделию;
- формирование общих требований в электронном документе;
- создание требований для каждой ДСЕ в PDM системе;
- определение способа верификации каждого требования;
- разработка ЭМЧ ДСЕ в CAD системе;
- проверка соответствия ЭМЧ требованиям с помощью специального модуля CAD системы;
- сохранение результатов проверки в PDM системе;
- принятие решения о возможности утверждения на основе данных проверки;
- валидация ЭМЧ в PDM системе, присвоение статуса утверждения для конкретного использования.

Одним из возможных путей практической реализации описанной выше методики валидации CAD данных является совместное использование программных продуктов Siemens PLM Software — PLM системы Teamcenter и CAD\CAM\CAE системы NX [7][9]. Средствами Teamcenter с помощью приложения Requirements Manager обеспечивается управление требованиями, просмотр и управление результатами проверки с помощью приложения Validation Manager, включение оценки результатов проверки в бизнес-процессы управления электронными конструкторскими документами. Система NX обеспечивает создание, управление и выполнение проверок и коррекцию ошибок с помощью специального модуля Check-Mate, отображение их в удобном для пользователя виде непосредственно в пространстве моделирования на геометрической модели с помощью технологии HD-3D. Проверки в NX реализуются в виде отдельных программных модулей, написанных с помощью встроенного в NX языка программирования Knowledge Fusion. Отдельные проверки могут быть объединены в профили, тем самым давая возможность создавать индивидуальный состав проверок для каждого случая, используя готовые модули проверок. Кроме того каждый пользователь может создавать как свои проверки так и профили на основе уже имеющихся про-



верок непосредственно в среде системы NX. Запуск проверки может осуществлять либо пользователем, либо автоматически как из среды NX, так и из Teamcenter. Результаты выполнения проверки или профиля проверок сохраняются как внутри файла NX, так и в системе Teamcenter и соответственно могут служить основой для принятия решения о валидации данного конструкторского электронного документа. Система NX уже содержит около 800 возможных проверок, что позволяет использовать их в качестве шаблонов для создания собственных проверок и профилей. Кроме стандартных проверок может поставляться набор проверок DFMPPro для Check-Mate разработанный компанией Geometric и осуществляющий проверку ЭМ на соблюдение требований технологичности для таких методов обработки как литье, гибка, точение, фрезерование, сверление.

Проверка соблюдения требований в процессе проектирования в NX может осуществляться с помощью технологии RDDV и Design Logic. Ее использование позволяет создавать в модели требования, выраженные в виде численных величин (ими могут быть, например, максимально допустимая масса ДСЕ или диапазон допустимых значений определенного размера элемента конструкции) и контролировать их соблюдение непосредственно в процессе проектирования геометрической модели. При возникновении нарушения какого-либо из требований информация об этом немедленно отображается в пространстве моделирования с привязкой к элементам геометрической модели связанных с нарушенным (данным) требованием. С этой целью используется технология HD3D. В зависимости от критичности требований устанавливаются три статуса «Ошибка», «Предупреждение», «Информация». Источником численных значений требований для данной технологии могут быть или формализованные в числовую форму, или преобразованные в нужный формат или непосредственно заданные в необходимой числовой форме требования к данной ДСЕ, хранящиеся в системные Teamcenter и управляемые приложением Requirements Manager.

Для специализированного модуля проектирования трубопроводов NX Routing Mechanical имеется возможность проверки в процессе проектирования таких параметров, как радиусыгиба трубы

и размеры прямолинейных участков, стыкуемость деталей (соответствие условных диаметров, соединяемых элементов, направление потока) и т. п.. Эти проверки могут запускаться как самим пользователем, так и автоматически. Для создания и изменения этих проверок требуется корректировка настоячных файлов модуля NX Routing Mechanical.

На предприятии ОАО «НПО «Сатурн» осуществляется внедрение данной технологии. В настоящее время созданы отдельные профили проверок Check-Mate для обеспечения валидации электронных моделей и чертежей на соблюдение корпоративных требований, проектов ПД-14 и Sam146. Проверки контролируют соблюдение требований к свойствам геометрических объектов, таких как цвет, слой, отображение, проверка целостности структуры и корректности топологии твердотельной модели, специфичных норм моделирования, обновление видов чертежа, ассоциативность размеров и т. п. Результат выполнения профиля проверок соответствующего проекту проверяется ходе выполнения процедуры отправки документов на согласование. Таким образом, документы не прошедшие проверку не могут получить статус «Утверждено», т. е. не будет выполнена их валидация. Применение данной технологии привело к повышению качества разрабатываемой документации (электронных моделей и чертежей), сокращению сроков разработки, за счет уменьшения количества претензий как внутри предприятия, так и со стороны заказчиков, и сокращению количества доработок, сокращению трудозатрат на выполнение проверки за счет автоматизации процедуры.

Аналогичные технологии с успехом используются и на других предприятиях авиационной промышленности использующих NX и Teamcenter. Среди них российские ОАО «Компания «Сухой», ОАО «Московский вертолетный завод им. М.Л. Миля», зарубежные Boeing, Lockheed Martin Aeronautics, General Electric [10].

В современных условиях САД данные являются важной и неотъемлемой частью ИПИ на всех стадиях его ЖЦ, а их валидация является гарантией создания качественных робастных изделий. Предлагаемая технология автоматизированной валидации САД данных за счет комплексного использования САД и PDM систем

позволяет предприятиям, занятым разработкой сложной наукоемкой продукции, такой как газотурбинные двигатели, повысить качество продукции, сократить сроки выхода на рынок, снизить расходы, тем самым обеспечить высокий уровень их конкурентоспособности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прогноз развития зарубежной гражданской авиации на период 2007–2027 гг. АКТ/О-070256: аналит. обзор / ООО «Авиакосмические технологии», М., 2007. 80 с.

2. *Кривошеев И.А.* Внедрение компонентов CALS-технологии в авиадвигателестроении: проблемы и перспективы // Инженерное образование. 2005. №3. С. 134–141.

3. *Ефимов В.В.* Методы Тагути: практика применения/ Методы менеджмента качества. 2005, №6, с. 28–35

4. *Скибин В.А., Макаров В.Е.* Использование методов математического моделирования и оптимизации в практике создания авиационных ГТД // Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / Гл. ред. А.Г. Братухин. М.: ОАО «НИЦ АСК», 2008. С. 204–208

5. CALS (Continuous Acquisition and Life cycle Support — непрерывная информационная поддержка жизненного цикла продукции) в авиационном машиностроении / Науч. Ред. А.Г. Братухин. — М.: Изд-во МАИ, 2002. — 676 с.: ил.

6. *Ануев Н.Р., Давыдов Ю.В., Норенков И.П.* Программные средства CALS // Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / Гл. ред. А.Г. Братухин. М.: ОАО «НИЦ АСК», 2008. С. 33–40

7. Taylor Anderson Automating the Design Validation Process with NX Check-Mate // Desktop Engineering Электрон. журн. 2009. № 5. URL: <http://deskeng.com/articles/aaapyu.html> (дата обращения 10.06.2013).

8. ГОСТ Р ИСО 9000–2008 Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь. Введ. 2008–12–18. М. : Стандартиформ, 2008. 36 с.

9. *Блинова А.А., Гаврилова Н.Ю., Пащенко О.Б.* Методы контроля твердотельных электронных моделей машиностроительного изделия на всех этапах его жизненного цикла Инженерный журнал: наука и инновации.. Электрон. журн. URL: <http://engjournal.ru/articles/17/html/index.html> (дата обращения 6.06.2013).

10. *Александра Суханова* «МВЗ им. М.Л. Миля готов помогать другим заводам холдинга «Вертолеты России» в освоении PLM» // CAD/CAM/CAE Observer 2013 №1 С. 8–22.

## СОДЕРЖАНИЕ

### **ТЕРМОДИНАМИКА И АЭРОДИНАМИКА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ..... 5**

*Комов А.А., Фадин С.С.* Внешняя аэродинамика силовой установки на пробеге самолета с применением реверса тяги ..... 5

*Жуков Е.Н., Хасанов С.М., Василюк Д.К.* Оптимизация параметров численного моделирования для оценки гидравлических характеристик газоотводов ГТУ ..... 12

*Терещенко Ю.М., Терещенко Ю.Ю., Дорошенко Е.В.* Рабочий процесс и основные параметры трехконтурного турбореактивного двигателя ..... 22

*Виноградов К.А., Диденко Р.А.* Комплексная модель расчета тепло-гидравлических характеристик ступени турбины ГТД ..... 33

*Додонов М.В., Хабибуллин М.Г., Варсегов В.Л.* К выбору параметров термодинамического цикла газотурбинных приводов газо-перекачивающих агрегатов ..... 41

*Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.* Особенности моделирования газодинамических характеристик высоконапорных центробежных ступеней ..... 45

*Белова С.Е., Груздев Э.О.* Комплексный подход к разработке эффективной малошумной турбины ТРДД перспективного пассажирского самолета ..... 56

*Белова С.Е., Богомолв Е.Н., Немтырева И.А., Яковлева С.Ю.* Особенности проектирования высоконагруженных одноступенчатых турбин высокого давления двухконтурного двигателя ..... 64

### **ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛО- ОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ..... 74**

*Лапин А.М.* Повышение эффективности охлаждения рабочей лопатки второй ступени турбины ..... 74

<i>Низовцев В.М., Никитин К.В.</i> Моделирование конвективного теплообмена в каналах систем отвода тепла с развитыми поверхностями газотурбинных авиационных двигателей .....	82
<i>Лепешкин А.Р., Бычков Н.Г.</i> Экспериментальные исследования температуропроводности материалов в разных направлениях с учетом воздействия центробежных ускорений и сил .....	94
<b>КОНСТРУКЦИЯ. ПРОЧНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....</b>	<b>103</b>
<i>Коцюбинский С.В.</i> Способ закрепления рабочих лопаток ротора компрессора газотурбинного двигателя с помощью композиционных материалов .....	103
<i>Посадов (мл.) В.В., Посадов В.В.</i> Диагностика нестационарных процессов при стендовых испытаниях газотурбинного двигателя .....	110
<i>Посадов (мл.) В.В., Посадов В.В., Еремин А.А., Ремизов А.Е.</i> Исследование природы срывного флаттера рабочего колеса компрессора авиационного газотурбинного двигателя .....	118
<i>Мелентьев В.С., Гвоздев А.С.</i> Виртуальное прототипирование выходных устройств форсированных турбореактивных двухконтурных двигателей с выходом на прочностной анализ .....	127
<b>ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ .....</b>	<b>138</b>
<i>Крундаева А.Н., Диденко Р.А.</i> Расчетно-экспериментальное исследование динамической прочности бронезащитной намотки корпуса вентилятора из непропитанных арамидных нитей .....	138
<i>Иванов А.П., Иванов Д.А., Засухин О.Н.</i> Повышение надежности нормализуемых стальных деталей газоимпульсной обработкой .....	145
<i>Ильин И.В.</i> Технологический процесс изготовления крупногабаритных широкохордных лопаток гтд с использованием операции горячей закрутки пера .....	153

## **СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ..... 162**

*Душиц-Коган Г.Д., Ледовой И.В., Обоишев М.Ю., Семенов Д.В.*

О контроле измеренных многоканальными датчиками величин частоты вращения роторов двигателя при размыве измеряемых значений на примере измерения частоты вращения ротора вентилятора двигателя РД-33МК ..... 162

*Удодов А.Н.* Особенности применения беспроводных технологий для контроля работы АГТД ..... 169

*Кокунин Ю.В.* Об одном методе взаимного контроля многоканальных датчиков ..... 177

*Чичерова Е.В.* Способы повышения устойчивости и быстродействия системы управления расходом топлива турбовального двигателя ..... 189

## **ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ..... 203**

*Грандилевская И.Г., Тихомирова Е.А., Скворцов Е.В., Кузьмин О.В.*

Оценка состояния рабочих лопаток турбины компрессора двигателя ВК-2500 после длительной наработки в условиях тропического климата ..... 203

*Громов А.Н., Шулов В.А., Теряев Д.А.* Применение сильноточных импульсных электронных пучков для восстановления свойств лопаток газотурбинных двигателей ..... 212

*Панов В.А.* Оценка технического состояния неразборных подшипников методом виброакустической диагностики при проведении капитального ремонта авиадвигателей ..... 225

## **АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭКОНОМИКИ И УПРАВЛЕНИЯ В АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ ..... 246**

*Шкута Д.Д.* Разработка методики управления рисками инновационного проекта по разработке авиационного вертолетного двигателя ..... 246

*Новиков Д.Ю.* Валидация САД данных на всех этапах проектирования ГТД ..... 258

**КЛИМОВСКИЕ ЧТЕНИЯ-2013:**  
**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ**  
**РАЗВИТИЯ**  
**АВИАДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ**

СБОРНИК ДОКЛАДОВ МЕЖДУНАРОДНОЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Компьютерная верстка *Е. А. Типцовой*

Налоговая льгота — Общероссийский классификатор продукции  
ОК 005-93, т. 2; 95 3004 — научная и производственная литература

---

Подписано в печать 04.10.2013. Формат 60×84/16. Печать цифровая.  
Усл.-печ. л. 17,0. Тираж 120. Заказ 2226.

---

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.  
Издательство Политехнического университета,  
член Издательско-полиграфической ассоциации университетов России.  
Адрес университета и издательства:  
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.