

МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

*Е. А. ГРИЦЕНКО В. А. ЗРЕЛОВ А. М. ИДЕЛЬСОН*

**МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ  
ПРИ КОНВЕРТИРОВАНИИ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

*Учебное пособие*

**Моделирование условий эксплуатации при конвертировании авиационных ГТД:**  
Учеб. пособие / *Е. А. Гриценко, В. А. Зрелов, А. М. Идельсон.* Самар. гос. аэрокосм.  
ун-т. Самара, 1997. 56 с.

**ISBN 5-7883-0014-2**

Систематизирован материал, необходимый для разработки методов проектирования конвертированных авиационных ГТД. Изложены основные принципиальные схемы конвертирования авиационных двигателей. Рассмотрены основы моделирования при экспериментальной доводке и примеры моделирования условий эксплуатации при создании конвертированных ГТД.

Рекомендовано использовать при выполнении курсовых и дипломных проектов конвертированных ГТД студентам факультетов «Двигатели летательных аппаратов» и инженеров воздушного транспорта Самарского государственного аэрокосмического университета, а также слушателям факультетов повышения квалификации инженеров, занимающихся созданием авиационных двигателей, их конвертированием и эксплуатацией. Подготовлено на кафедре «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов».

Табл. 1. Ил. 21. Библиогр.: 18 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Самарского государственного аэрокосмического  
университета им. академика С. П. Королева

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. П. Данильченко  
д-р техн. наук, проф. П. К. Кузнецов

**ISBN 5-7883-0014-2**

© Е. А. Гриценко,  
В. А. Зрелов,  
А. М. Идельсон, 1997

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 1997

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В последние десятилетия 20-го века в наземных и водных машинах и установках в качестве привода или движителя начали появляться конвертированные авиационные газотурбинные двигатели (АГТД). Малые масса и габариты, низкая стоимость и быстрота создания при высоких значениях мощности, КПД и показателей надежности, высокая эксплуатационная технологичность, транспортабельность, особенно в труднодоступных районах, мобильность и простота обслуживания и ремонта обусловили широкое внедрение конвертированных АГТД в экономику многих стран мира. Наибольшее применение эти двигатели в настоящее время находят в качестве привода газоперекачивающих агрегатов и автономных электростанций, движителя на морских и речных судах, газоструйной машины при очистке аэродромов от льда и снега.

Относительная молодость этого направления в технике сделала актуальной задачу формирования методологии создания и доводки конвертированных АГТД на основе накапливаемого в научных и конструкторских организациях опыта.

Одной из важнейших задач экспериментальной доводки таких двигателей, создаваемых на базе известных авиационных турбореактивных, двухконтурных и турбовинтовых двигателей (с использованием их элементов и систем, в том числе после наработки в эксплуатации), является обобщение разработанных методов моделирования новых условий эксплуатации при испытаниях на стендах и установках. Применение методов моделирования значительно повышает эффективность процесса экспериментальной доводки двигателя, обеспечивая необходимые параметры и показатели надежности путем имитации крайних (или экстремальных) условий эксплуатации. Крайне важно и то, что по сравнению с испытаниями двигателя в условиях натурной эксплуатации методов

моделирования на стендах и установках значительно сокращаются сроки и стоимость проводимых экспериментальных исследований и проверок.

В настоящем пособии обобщены основные схемы конвертирования АГТД, а также ряд основных проблем, встречающихся при экспериментальной доводке и эксплуатации конвертированных двигателей. Рассмотрены основы экспериментального моделирования и изложен ряд методов моделирования, разработанных специально для решения конкретных проблем конвертирования АГТД.

Авторы признательны проф. д-ру техн. наук К. А. Жукову и проф. д-ру техн. наук Д. Е. Чегодаеву за полезные советы при подготовке пособия к изданию.

## СОКРАЩЕНИЯ

- ГТД — газотурбинный двигатель;  
АГТД — авиационный газотурбинный двигатель;  
ТРД — турбореактивный двигатель;  
ТРДД — двухконтурный турбореактивный двигатель;  
ТВД — турбовинтовой двигатель;  
К — компрессор;  
Т — турбина;  
КС — камера сгорания;  
ВУ — выходное устройство;  
СТ — свободная турбина;  
РС — реактивное сопло;  
КНД — каскад низкого давления;  
КВД — каскад высокого давления;  
ГПА — газоперекачивающий агрегат;  
ГТУ — газотурбинная установка;  
КПД — коэффициент полезного действия;  
ГДУ — газодинамическая устойчивость;  
ЭЦИ — эквивалентно-циклические испытания;  
ОЭЦ — обобщенный эксплуатационный цикл.

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $P$  — давление;  
 $T(t)$  — температура;  
 $n$  — частота вращения;  
 $i$  — теплосодержание;  
 $\Delta i$  — теплоперепад;  
 $N$  — мощность;  
 $R$  — реактивная тяга;  
 $\eta$  — КПД;

$G_v$  — расход воздуха в единицу времени;  
 $G_T$  — расход топлива в единицу времени;  
 $G_r$  — расход газа в единицу времени;  
 $\pi$  — степень повышения или понижения давления;  
 $A$  — пропускная способность турбины;  
 $m$  — степень двухконтурности;  
 $S$  — энтропия;  
 $F$  — площадь;  
 $\tau$  — время, ресурс;  
 $C$  — скорость;  
 $V$  — массовая водность;  
 $\Delta K_y$  — запас ГДУ;  
 $K_c = V\tau$ ;  
 $P$  — сила;  
 $M$  — момент;  
 $\Pi$  — повреждение;  
 $Z_{ц}$  — количество циклов

#### ИНДЕКСЫ

$K$  — компрессор;  
 $T$  — турбина;  
 $СТ$  — свободная турбина;  
 $ВН$  — вентилятор;  
 $C$  — сопло;  
 $пр$  — приведенный параметр;  
 $\Gamma$  — газ;  
 $V$  — воздух;  
 $\Gamma\Gamma$  — газогенератор;  
 $отб$  — параметр отбора;  
 $ВОД$  — параметр воды;  
 $ВД$  — высокое давление;  
 $НД$  — низкое давление;  
 $P$  — располагаемый;  
 $д$  — деталь.

#### ТОЧКИ СОСТОЯНИЯ В ЦИКЛЕ

1 — начало участка сжатия;  
2 — конец участка сжатия;

- 3 — конец участка подвода тепла;
- 4, 4', 4" — на участке расширения;
- 5 — конец участка расширения.

# **1. ОСНОВЫ КОНВЕРТИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

## **1.1. Преимущества конвертированных АГТД**

Конверсия в технике является одной из важнейших задач развития экономики. В частности, очень эффективным является использование находящихся на высоком уровне развития и совершенства авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) для привода газоперекачивающих и нефтеперерабатывающих агрегатов, буровых установок, электростанций, в качестве движителей наземного и водного транспорта, для генерации сжатого воздуха, для очистки поверхностей от льда, снега, грязи, пыли. При этом возможно как использование элементов конструкции базовых АГТД, в том числе и после наработки на самолете, так и создание новых ГТД авиационного типа. В дальнейшем будем определять любое новое использование двигателя типа АГТД для нужд, отличных от авиационных, как конвертирование авиационных газотурбинных двигателей, а сами двигатели как конвертированные АГТД.

Тенденция широкого применения во всем мире в последние десятилетия конвертированных двигателей авиационного типа объясняется рядом их несомненных преимуществ перед традиционными схемами силовых установок:

1. Относительно малые масса и габариты, блочная конструкция, что позволяет достаточно просто и мобильно осуществлять транспортировку, монтаж, введение в эксплуатацию, ремонт и замену двигателей, особенно в труднодоступных районах, удаленных от баз снабжения и транспортных магистралей. Подобные силовые установки эффективно применяются также для водного и наземного транспорта и относительно малых (мощностью до 40 МВт) электростанций.



2. Высокие показатели надежности и КПД базовых ГТД относительно легко обеспечивают применение их модификаций в новых специфических условиях эксплуатации, в различных климатических условиях, обеспечивая высокие показатели безотказности и ресурса.

3. В конвертированных ГТД широко используются детали и элементы, исчерпавшие в авиации свой ресурс. Расходы на обслуживание этих двигателей в эксплуатации сравнительно низкие.

4. Простота обслуживания, высокая эксплуатационная технологичность, ремонтпригодность, степень автоматизации систем управления, регулирования и контроля позволяют иметь минимальный состав персонала специалистов-эксплуатационников. В этом случае возможен вахтовый способ обслуживания.

5. Полная автономия двигательного блока, работа двигателя на различных топливах (жидком и газообразном) и маслах. На газоперекачивающих станциях возможно использование в качестве топлива перекачиваемого природного газа.

6. Относительно низкая стоимость двигателя, сжатые сроки и сравнительно небольшие затраты при его создании и доводке, высокая степень унификации с базовым авиационным двигателем.

## 1.2. Требования, предъявляемые к конвертированию АГТД

В процессе конвертирования АГТД конструкция основных элементов конвертируемого двигателя зависит не только от основных параметров, определяемых техническим заданием, но и от следующих параметров:

- основных требований к конвертированию,
- выбранной принципиальной схемы конвертирования,
- облика базового авиационного двигателя (конструкции его элементов и параметров цикла),
- остаточных запасов прочности деталей базового двигателя после наработки в эксплуатации,
- возможности технологического упрочнения и восстановления деталей базового двигателя после наработки в эксплуатации,
- степени конкурентности двигателя на рынке сбыта и возможного объема заказов (экономической целесообразности).

Основные требования, предъявляемые к конвертированию АГТД, связаны с новым специфическим применением, с задачами эксплуатации его в наземных и водных условиях. Эти требования определяются следующими условиями:

1. Разработка и серийное изготовление двигателя должны быть экономически оправданы с учетом:

- уровня КПД двигателя,
- стоимости проектных и доводочных работ,
- себестоимости изготовления, включая использование деталей с предварительной наработкой в авиации,
- потребного ресурса,
- уровня показателей эксплуатационной надежности,
- вероятного объема заказов.

2. Двигатель должен обладать высокой работоспособностью в широком диапазоне климатических условий и различных внешних возмущений и нагрузок:

- повышенная запыленность при наземном применении, например, на газоперекачивающих станциях, при продувке рудных карьеров и т.п.,
- наличие высокой влажности, характерной для корабельных силовых установок (судна на подводных крыльях, экранопланы),
- большие циклические нагрузки на пиковых электростанциях,
- повышенные ударные нагрузки на силовые элементы при работе в условиях возмущенной водной поверхности.

3. Двигатель должен обладать умеренными габаритами и массой, а также блочностью конструкции для облегчения транспортировки, монтажа, обслуживания и ремонта (особенно в труднодоступных районах на газовых и нефтяных магистралях), а также для использования на передвижном транспорте и мобильных передвижных автономных электростанциях и установках для очистки от льда, снега и грязи.

4. Двигатель должен иметь высокие показатели надежности.

5. Системы управления, контроля и диагностики технического состояния двигателя должны обеспечивать длительную безотказную работу без непрерывного наблюдения оператором за приборами (в отличие от авиационных условий).

6. При наземном применении двигателя камера сгорания должна обеспечивать (особенно на электростанциях, работающих в населенных пунктах) существенно ниже, чем для АГТД, уровень выброса вредных веществ: оксидов азота и оксида углерода — как при работе на жидком топливе, так и на газообразном (природном газе). Более подробно условия работы конвертированных АГТД отражены в трудах [2-4, 10].

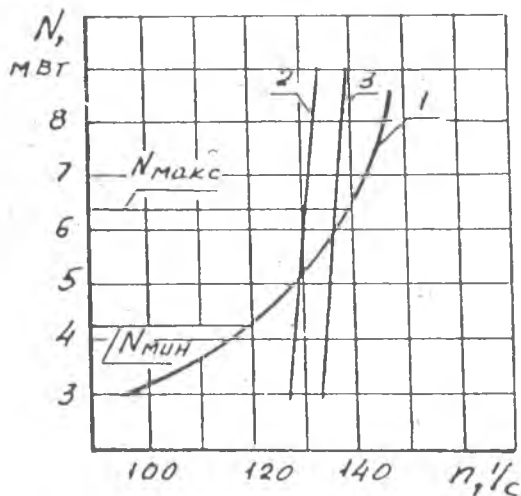
### 1.3. Принципиальные схемы конвертирования АГТД

Облик элементов конвертируемого и базового авиационного двигателей зависит как от конструктивных особенностей их элементов, так и от конструктивной схемы всего двигателя. Облик базового двигателя существенно влияет на совершенство, эффективность и стоимость создания и доводки конвертируемого двигателя. Это относится как к схемным факторам (многокаскадность, высокие параметры цикла, многорежимность, модульность конструкции и т. п.), так и к специальным свойствам сборочных единиц и деталей (износостойкость, коррозионная стойкость, экологически чистая камера сгорания, большие запасы прочности, в том числе по циклическим и ударным нагрузкам и т. п.). К этой проблеме относится также анализ остаточного ресурса основных деталей. Вопросы экономической целесообразности также могут оказывать существенное влияние на конструктивный облик двигателя. Так, например, необходимость повышения параметров цикла ( $T_r$ ,  $\pi_r$ ) определяет количество ступеней лопаточных машин, наличие охлаждаемых лопаток и т. п.

К настоящему времени определены три основных принципиальных схемы конвертирования АГТД с точки зрения конструкции и циклов тепловых машин.

**ПЕРВАЯ СХЕМА:** блочно-модульный транспортабельный привод газоперекачивающих и нефтеперекачивающих агрегатов, буровых установок, электрогенераторов (передвижных и стационарных, в том числе пиковых, вспомогательных и резервных), газотурбонаддува, а также турбопоездов. Особенностью этой схемы является то, что часть располагаемой энергии на участке расширения газа в цикле тепловой машины используется для получения полезной работы привода, снимаемой со специально создаваемой свободной (силовой) турбины.

Для многих задач конвертирования применение одновальной схемы двигателя практически невозможно. На рис. 1 показана характеристика совместной работы базового одновального турбовинтового двигателя (ТВД) и нагнетателя газа в газоперекачивающем агрегате (ГПА) [5]. Располагаемая свободная мощность ТВД в авиационном варианте используется для привода воздушного винта изменяемого шага при постоянной частоте вращения ( $n = \text{const}$ ). В варианте привода нагнетателя газа эта мощность передается на вал нагнетателя, который, в отличие от воздушного винта с поворотными лопастями, при заданном давлении газа в магистрали



Р и с. 1. Совместная работа ГТД НК-12СТ с нагнетателем газа: 1 - характеристика газового нагнетателя; 2 - характеристика ГТД при раскрытом сопловом аппарате и прикрытом входном направляющем аппарате; 3 - характеристика ГТД при исходной турбине и раскрытом направляющем аппарате

имеет более широкую характеристику  $N = f(n)$ . Здесь  $N$  — потребляемая мощность,  $n$  — частота вращения ротора нагнетателя. Эта характеристика отражена линией 1 на рис. 1. Линии 2 и 3 на рис. 1 отражают зависимость располагаемой мощности двигателя от частоты вращения ротора при предельно возможном сочетании углов установки лопаток входного направляемого аппарата компрессора и площади проходного сечения соплового аппарата 1-й ступени турбины, наиболее сильно влияющих на расходные характеристики элементов и, следовательно, на мощностные характеристики двигателя. Как видно из рис. 1, совместная работа двигателя и нагнетателя возможна лишь в узком диапазоне частот вращения, не обеспечивающих всего потребного диапазона изменения мощности газового нагнетателя — от  $N_{\max}$  до  $N_{\min}$ . Расширение степени регулирования мощностной характеристики двигателя путем введения регулируемых направляющих аппаратов не на одной ступени, как показано на данном примере, а на 5-8 ступенях потребовало бы коренной переделки базового компрес-

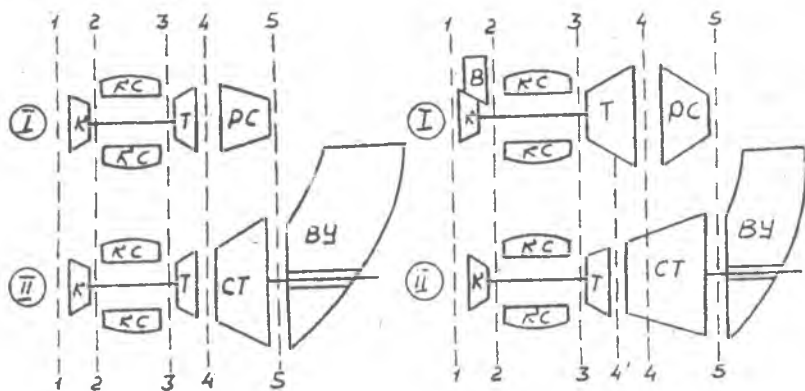
сора двигателя и его длительной доводки. Все это существенно усложняет конструкцию и систему регулирования двигателя. При этом осталось бы проблематичным обеспечение заданного диапазона потребной мощности при достаточном запасе газодинамической устойчивости двигателя. В этом случае приемлемым решением является создание схемы турбовального двигателя со свободной турбиной: турбина газогенератора приводит компрессор двигателя, а свободная турбина, имеющая с турбиной газогенератора лишь газодинамическую связь, передает мощность внешнему потребителю, например, нагнетателю газа. Таким образом решается главная проблема баланса мощности в связке двигатель-нагнетатель, поскольку частота вращения ротора газогенератора двигателя теперь не равна в общем случае частоте вращения ротора нагнетателя, а соотношение частот вращения турбин газогенератора и свободной оказывает лишь некоторое влияние на КПД двигателя. Поэтому диапазон изменения мощности при совместной работе двигателя и нагнетателя, как правило, является достаточным. В схеме со свободной турбиной диапазон режимов совместной работы может быть дополнительно расширен при необходимости путем регулирования угла установки поворотных лопаток входного направляющего аппарата компрессора; это более широко отражено в работе [5].

Если базовым является многовальный двухконтурный двигатель (ТРДД), то кроме создания новой сборочной единицы — свободной турбины с приводным валом и опорой, необходимо доработать вентилятор во внешнем контуре и, в связи с этим, модифицировать турбину низкого давления, приводящую вентилятор.

Схема конвертирования ТРД и ТРДД для привода агрегатов представлена на рис. 2. Новое выходное устройство (ВУ) обычно выполняют с максимально возможной степенью диффузорности, с целью наиболее полного преобразования располагаемой энергии газа в полезную работу свободной турбины. Давление торможения газа на выходе из свободной турбины при этом близко к атмосферному.

На рис. 3 приведены идеальные циклы тепловой машины при конвертировании ТРД и ТРДД. Циклы представлены в  $i-s$  диаграмме для одинакового массового расхода воздуха (для ТРДД через внутренний контур).

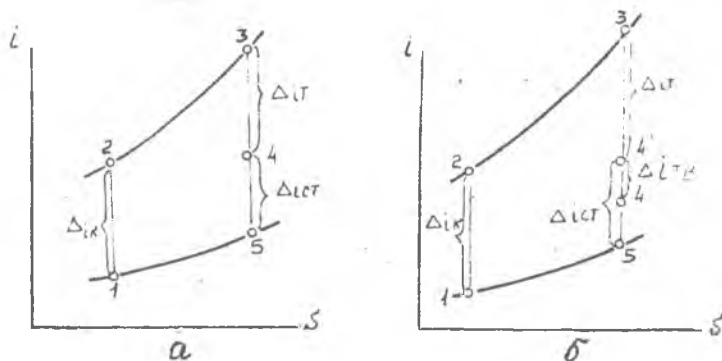
Термодинамическая диаграмма состояния газа в координатах: теплосодержание ( $i$ ) — энтропия ( $s$ ) удобна для графического



Базовый двигатель ТРД

Базовый двигатель ТРДД

Р и с. 2. Схема конвертирования для привода агрегата: I - базовый двигатель, II - конвертируемый двигатель; К - компрессор, Т - турбина, КС - камера сгорания, В - вентилятор, РС - реактивное сопло, СТ - свободная турбина, ВУ - выхлопное устройство, 1...5 - сечения в проточной части двигателя



Р и с. 3. Идеальный цикл тепловой машины при конвертировании:  $i$  - теплосодержание,  $S$  - энтропия; а - базовый двигатель ТРД, б - базовый двигатель ТРДД

анализа процессов, так как энергетическая координата  $i$  отображает в линейных отрезках величину удельной работы (теплоперепада —  $\Delta i$ ), а параметр  $s$  позволяет оценивать степень совершенства процесса, его отличие от идеального (без потерь давления газа). Удобно отражать процессы сжатия и расширения газа как идеальные ( $s = \text{const}$ ) (рис. 3 и 6) для того, чтобы не загружать основной анализ побочными факторами. При этом также можно пренебрегать потерями давления в камере сгорания и реактивном сопле (или выходном устройстве), потерями мощности в механической трансмиссии, отборами воздуха на охлаждение и внешние нужды. Все эти допущения не влияют на качественную сторону анализа.

Точка состояния 5 на диаграмме для базового и конвертируемого двигателей (рис. 3, 6) условно принята одной и той же. На диаграмме рассматриваются следующие участки.

Для ТРД (рис. 3) участок 1-2 изображает процесс сжатия воздуха в компрессоре; теплоперепад (участок  $\Delta i_{1,2}$ ) характеризует удельную работу, подводимую к компрессору ( $\Delta i_k$ ) в идеальном цикле. Участок 2-3 соответствует процессу подвода тепла в камере сгорания при постоянном давлении ( $p = \text{const}$ ). Участок 3-4 отображает процесс расширения газа в турбине; теплоперепад  $\Delta i_{3,4}$  соответствует удельной работе в турбине газогенератора ( $\Delta i_T$ ). При этом работа компрессора и турбины согласованы:

$$\Delta i_T = \Delta i_k \quad (1)$$

Здесь условно принимаем, что расход воздуха через компрессор и расход газа через турбину газогенератора равны.

Для ТРДД (рис.3) — следующие участки соответствуют процессам:  $\Delta i_{3,4}'$  — удельная работа турбины для привода компрессора ( $\Delta i_T$ );  $\Delta i_{4,4}$  — удельная работа турбины для привода вентилятора ( $\Delta i_{TB}$ ) в базовом двигателе:

$$\Delta i_T = \Delta i_k; \Delta i_{TB} = \Delta i_{BH} m. \quad (2)$$

Здесь  $\Delta i_{BH}$  — удельная работа, подводимая к вентилятору в базовом ТРДД,  $m$  — степень двухконтурности (отношение расходов воздуха через внешний и внутренний контуры двигателя).

На рис. 3 участок 4-5 соответствует процессу расширения газа в реактивном сопле (РС) базового ТРД или ТРДД; теплоперепад  $\Delta i_{4,5}$  эквивалентен кинетической энергии газа на выходе из РС, участвующей в создании реактивной тяги базового двигателя. У конвертируемого двигателя вся располагаемая свободная энергия на участке расширения газа ( $\Delta i_{CT}$ ) используется в работе свободной турбины. Для ТРД

$$\Delta i_{\text{ст}} = \Delta i_{4,5} = \frac{C_5^2}{2}, \quad (3)$$

для ТРДД

$$\Delta i_{\text{ст}} = \Delta i_{4,4} + \frac{C_5^2}{2}. \quad (4)$$

Здесь  $C_5$  — скорость газа на выходе из РС во внутреннем контуре базового двигателя.

КПД цикла двигателя-прототипа, определяющий КПД конвертируемого ГТД, зависит от степени повышения давления и степени подогрева газа в цикле, а также от КПД элементов проточной части двигателя. Обеспечение высокого КПД свободной турбины ГТД для наземных агрегатов в ряде случаев затруднительно из-за низкой частоты вращения приводного агрегата (например, электрогенератора, ротор которого должен вращаться с частотой 50 или 60 Гц).

Для решения этой задачи свободная турбина двигателя большой мощности должна иметь большую окружную скорость по среднему диаметру и, следовательно, необходимо изготовить диски значительного диаметра, что часто ограничивается существующими диаметрами поковок. Здесь необходим поиск компромиссного решения между числом ступеней турбины и диаметром ее проточной части. Другим возможным решением может быть введение редуктора между обладающей приемлемым КПД высокооборотной турбиной и низкооборотным потребителем мощности.

Выбор величины температуры газа перед турбиной ( $T_T^*$ ) также требует компромиссного решения. Ее увеличение при одновременном увеличении степени повышения давления в компрессоре повышает эффективный КПД двигателя ( $\eta$ ), но одновременно понижает ресурс двигателя ( $\tau$ ) и затрудняет получение необходимых показателей надежности.

На рис. 4 приведены зависимости ресурса, КПД и относительного расхода воздуха через компрессор от температуры газа перед турбиной [ $f(T_T) = \tau, \eta, \bar{G}_B$ ] одного из двигателей для привода ГПА. Видно, что при сравнительно небольшом изменении температуры газа резко изменяется ресурс. В каждом конкретном проекте выбор значения этой температуры зависит: от запасов

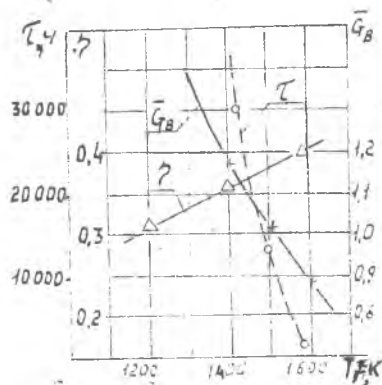


прочности элементов турбины при достигнутом уровне  $T_T^*$  двигателя-прототипа, парка конвертируемых двигателей, стоимости их доводки, конкуренции на рынке сбыта (КПД, стоимость, ресурс).

Кроме перечисленных конструктивных изменений необходимо модифицировать систему регулирования, масляную и топливные системы, вводить ряд изменений в камеру сгорания при замене авиационного керосина на газовое или дизельное топливо.

Когда потребитель мощности работает при постоянной частоте вращения ротора (электрогенератор) и в конструкции двигателя используется редуктор между свободной турбиной и потребителем, во многих случаях оказывается оптимальной одновальная схема, в том числе с размещением редуктора и выводного вала со стороны компрессора двигателя. При этом существенно могут быть уменьшены длина и масса двигателя. Рабочий диапазон режимов двигателя будет соответствовать постоянной частоте вращения, когда каждой загрузке электрогенератора по мощности будет соответствовать свое значение расхода топлива в двигателе. Такое регулирование аналогично работе авиационного турбовинтового двигателя, когда загрузка потребителя мощности — воздушного винта изменяется путем поворота лопастей винта при  $n = \text{const}$ .

С целью повышения КПД силовой установки часто применяют утилизацию тепла горячих газов на выходе из двигателя. Так, например, на базе энергоблока (АГТД — электрогенератор) при постановке на выходе из двигателя газовой теплообменника возможно создание ТЭЦ для подогрева сетевой воды. При постановке на выходе из двигателя утилизационного парового котла возможно получать дополнительно перегретый пар, используемый

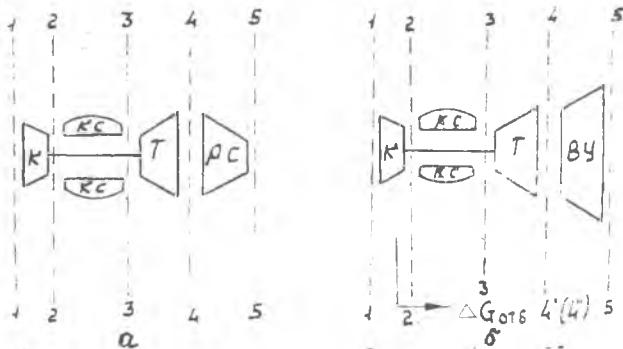


Р и с . 4. Зависимость параметров конвертированного двигателя:  $\tau$  - ресурс,  $\eta$  - КПД,  $G_B$  - относительный расход воздуха

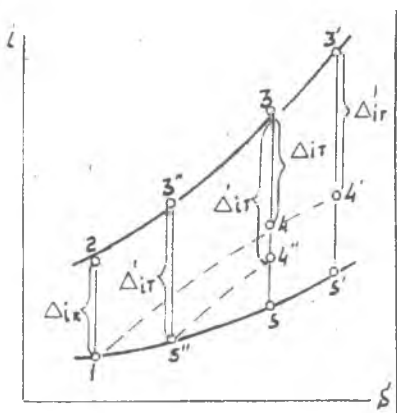
для подготовки очищенной воды. Пар может быть использован в паровой турбине в комбинированной парогазовой электростанции. Возможен комбинированный вариант установки с выработкой электроэнергии, тепла и пара. При этом КПД парогазовых установок на базе АГТД с применением дополнительных паротурбинных и котельных установок может достигать 48-49%. В то же время КПД лучших традиционных стационарных паросиловых установок составляет 36-40%. Кроме того, сроки монтажа парогазовых установок с энергоблоками мощностью 20-30 МВт — не более 6-7 месяцев, а мощностью 6-8 МВт всего 1-2 месяца, что наряду со значительно более низкими капиталовложениями намного меньше, чем у стационарных паросиловых установок.

**ВТОРАЯ СХЕМА:** реактивный двигатель, применяемый в качестве маршевой или (и) подъемной силовой установки на экранопланах, морских и речных судах, наземном колесном и гусеничном транспорте или газоструйных установках для очистки от снега, наледи и осушки поверхностей взлетно-посадочных полос аэродромов и автодорог, стимулирования выпадения осадков, рассеивания туманов, вентилирования атмосферы в промышленных районах и рудных карьерах, очистки кузовов и вагонов от остатков смерзшегося промышленного груза. Принципиальная схема таких двигателей и их цикл при этом практически не изменяются по сравнению с базовыми авиационными двигателями (рис. 2 и 3). Вводятся лишь изменения в конструкцию для обеспечения новых функций (например, газоотвод, сопло), а также для достижения требуемых показателей надежности в новых специфических условиях (морская волна, пыль, циклические нагрузки, попадание воды на вход в двигатель, в топливную, масляную системы и т. п.), а также изменения, связанные с конвертированием в системах регулирования, топливopитания, смазки, контроля очистки проточной части двигателя.

**ТРЕТЬЯ СХЕМА:** генераторы сжатого воздуха, используемые для транспорта на воздушной подушке, лазерных установок, теплогенераторов при зимнем докировании судов, исследовательских установок. Отбор воздуха осуществляется из-за компрессора ГТД или от какой-либо его промежуточной ступени. Схема конвертирования с отбором сжатого воздуха представлена на рис. 5, а идеальный цикл — на рис. 6, где линия 1-2-3-4-5-1 — цикл базового двигателя (ТРД); линия 1-2 — сжатие воздуха в компрессоре; линия 2-3 — подвод тепла в камере сгорания при



Р и с . 5. Схема конвертирования с отбором сжатого воздуха: а - базовый двигатель, б - конвертируемый двигатель



Р и с . 6. Идеальный цикл тепловой машины с отбором сжатого воздуха: 1-2-3-4-5 - цикл базового двигателя, 1-2-3'-4'-5' - цикл с отбором воздуха ( $\pi_K = \text{idem}$ ,  $F_C = \text{idem}$ ), 1-2-3-4''-5 - цикл с отбором воздуха ( $\pi_K = \text{idem}$ ,  $T_T^* = \text{idem}$ ,  $F_C \uparrow$ ), 1-2-3''-5'' - цикл с отбором воздуха ( $\pi_K = \text{idem}$ ,  $T_T^* \downarrow$ ,  $F \downarrow$ )

постоянном давлении; 3-4 — расширение газа в турбине; 4-5 — расширение газа в реактивном сопле.

Так же как при анализе первой схемы (рис. 5), удельная работа на диаграмме состояния выражена через теплоперепад  $\Delta i$ .

В случае базового ТРД баланс мощности на валу выразится (отбор воздуха из-за компрессора):

$$\Delta i_k G_B = \Delta i_T (G_B - \Delta G_{отб}), \quad (5)$$

где  $G_B$ ,  $\Delta G_{отб}$  — массовые расходы воздуха через компрессор и отбираемого воздуха в единицу времени соответственно:

$$\Delta i_T = \Delta i_T \frac{G_B}{G_B - \Delta G_{отб}}, \quad (6)$$

где  $\Delta i_T$ ,  $\Delta i_T$  — теплоперепады в турбине конвертированного и базового двигателей.

Циклы с отбором воздуха изображены на рис. 6 условно при постоянной степени повышения давления воздуха в цикле ( $\pi_k$ ), такой же, как в базовом цикле 1-2-3-4-5-1. Если при одной и той же частоте вращения  $n$  значение  $\pi_k$  сохраняется, то сохраняются и величина расхода воздуха  $G_B$ , и потребная работа сжатия в компрессоре  $\Delta i_k G_B$ . Следовательно, должна быть неизменной и располагаемая работа турбины  $\Delta i_T (G_B - \Delta G_{отб})$ .

Изображение процессов на рис. 6 носит условный характер, так как участок сжатия и участки подвода тепла и расширения соответствуют разной единичной секундной массе рабочего тела из-за наличия отбора воздуха за участком сжатия. Иными словами, цикл не является замкнутым в строгом смысле. Однако применение диаграммы  $i-s$  в данном случае оправдано наглядностью сравнения процессов при различных конструктивных вариантах.

Если при отборе воздуха оставить неизменной схему двигателя (относительно базовой), то идеальный цикл отображается процессами по линиям 1-2-3'-4'-5'-1. То есть, при неизменной площади РС ( $F_c$ ) повышается температура газа перед турбиной ( $i_3 > i_3$ ). При относительно большой доле отбираемого воздуха  $\Delta G_{отб} / G_B$  (более 15...20%) это приводит к неоправданному понижению ресурса конвертированного двигателя. Варианту поддержания температуры газа перед турбиной, равной базовой, соответствует цикл 1-2-3-4"-5-1. Он осуществим при соответствующем раскрытии реактивного сопла (увеличении площади  $F_c$ ). Теплоперепад в

турбине ( $\Delta i_T^*$ ) зависит от температуры газа перед турбиной  $T_3$  и степени понижения давления в ней  $\pi_T$ . Раскрытие сопла приводит к увеличению  $\pi_T$ , что позволяет получить величину удельной работы в турбине ( $\Delta i_T^*$ ) без увеличения  $T_3$  и соответствующего теплосодержания  $i_3^* = C_p T_3$ . Поскольку участок цикла 4"-5 не имеет никакой служебной функции для генератора сжатого воздуха (в отличие от базового ТРД), следует максимально использовать его для возможного понижения температуры газа  $T_3$  и соответствующего понижения расхода топлива. Это повышает как ресурс, так и экономичность двигателя.

Наиболее целесообразен термодинамический цикл 1-2-3"-5"-1. Здесь располагаемая энергия практически полностью используется в турбине и температура газа в турбине минимальна. При этом, как и в первой схеме конвертирования, ВУ представляет собой диффузорное сопло. Однако перераспределение располагаемой энергии в сторону увеличения в турбине приводит к необходимости переделки турбины с постановкой дополнительных ступеней.

Во всех вариантах удельная работа турбины  $\Delta i_T^*$  соответствует уравнению (6)

$$\Delta i_T^* = \Delta i_{3-4'} = \Delta i_{3-4''} = \Delta i_{3-5''} \quad (7)$$

Приведем конкретный количественный анализ для базового ТРД с параметрами:  $T_3 = 1500$  К,  $\pi_k = 26$ ,  $\eta_k = 0,85$ ,  $\eta_T = 0,91$  ( $\eta_k$ ,  $\eta_T$  — КПД компрессора и турбины),  $\Delta G_{\text{вотб}} = 0,2 G_{\text{в}}$ .

При сохранении площади реактивного сопла  $F_c$  неизменной (рис. 6, цикл 1-2-3'-4'-5'-1) потребная величина  $T_3$  при  $\pi_k = \text{idem}$  повышается до 1700 К, а при полном использовании располагаемой степени расширения (цикл 1-2-3"-5"-1) величина  $T_3$  понижается до 1255 К.

При отборе воздуха в вариантах циклов 1-2-3'-4'-5'-1 и 1-2-3"-5"-1 сохранение  $\pi_k$  возможно только при соответствующем изменении характеристики турбины  $G_T \sqrt{T_3} / P_3$  (например, путем изменения площади соплового аппарата 1-й ступени турбины). Здесь  $G_T$  — расход газа в единицу времени,  $P_3$  — давление газа на входе в турбину. При сохранении неизменной расходной характеристики турбины значение  $\pi_k$  в общем случае не остается постоянным при введении отбора воздуха и изменении  $F_c$ . Однако это не меняет

общей качественной картины анализа, выполняемого с целью отбора оптимального конструктивного варианта ГТУ. При выборе варианта учитываются также экономические факторы, связанные с КПД двигателя, его ресурсом, объемом конструктивных переделок. Кроме постановки дополнительных ступеней турбины и создания диффузорного выходного устройства в варианте с увеличением  $F_c$ , как и в предыдущих схемах, могут быть подвергнуты конструктивной доработке отдельные узлы и системы базового двигателя, включая системы регулирования, контроля, топливopитания. Относительно большая величина отбора воздуха от компрессора (более 5%) может вызвать необходимость в подробном исследовании и последующей доводке: 1) лопаток компрессора с целью снижения в них динамических напряжений; 2) камеры сгорания для стабилизации процесса горения, улучшения теплового состояния стенок и снижения неравномерности температуры газа на входе в турбину.

Схемы и направления конвертирования более подробно отражены в работе [3].

#### **1.4. Проблемы экспериментальной доводки конвертированных двигателей**

Процесс создания конвертированных АГТД является сложной многофакторной проблемой, требующей решения на системной основе комплекса разнородных и взаимосвязанных задач.

На этапе исследовательских и доводочных работ необходимо определить влияние новых факторов, отличных от авиационного применения, на термогазодинамические и прочностные характеристики двигателей, на работоспособность и долговечность основных деталей, узлов, сборочных единиц и систем.

Так, работа двигателя вблизи морской водной среды определяет комплекс проблем, связанных с попаданием капель воды в проточную часть, на агрегаты и детали двигателя. Отложение солей морской воды на лопатках компрессора существенно влияет на КПД компрессора, расход воздуха, запас газодинамической устойчивости компрессора, прочностные характеристики лопаток. Возникает коррозия в элементах проточной части компрессора. В авиационных турбинах из жаропрочных материалов на никелевой основе наличие солей морской воды также приводит к высокотемпературной коррозии лопаток. Последнее ограничивает уровень

температуры газа в турбине, что отрицательно влияет на эффективность цикла тепловой машины. Попадание воды в топливную систему нарушает ее работу и может приводить к прогарам жаровой части камеры сгорания, к образованию льда и коррозии на дозирующих элементах агрегатов системы регулирования. Столь же опасно попадание морской воды в масляную систему.

В целом для двигателя попадание значительного количества морской воды в проточную часть приводит к существенному понижению КПД, мощности или тяги, запаса ГТУ, сужению рабочих режимов, повышению температуры газа в турбине, понижению долговечности основных деталей двигателя и показателей его безотказной работы в эксплуатации. Поэтому необходимы отработка и внедрение специальных мероприятий: защита двигателя от интенсивного попадания морской воды; антикоррозионные покрытия и материалы; системы параметрического контроля за загрязнением и периодической очистки проточной части в эксплуатации.

Принципиально новым для АГТД является работа в условиях морской волны. Возникающие при этом ударные нагрузки требуют исследования прочностных характеристик силовых элементов опор двигателя.

Новым является требование достижения очень большого ресурса, необычного для авиационного применения АГТД и доходящего до 30...50 тысяч часов, а иногда — до 100 тыс. часов. Для решения этой проблемы необходимо более глубокое изучение свойств жаропрочных и легких материалов и сплавов в условиях очень длительной наработки и многочисленных низко- и высокочастотных циклических нагрузок. Необходимы также тщательное изучение остаточных свойств деталей, имеющих предварительную наработку в авиационных условиях, и отработка эффективных технологических методов восстановления механических и антиэрозионных свойств, а также жаростойкости этих деталей. Важным фактором для достижения очень большого ресурса ГТУ является выбор температуры газа перед турбиной, максимальное значение которой приходится понижать относительно уровня в двигателе-прототипе.

При работе двигателя в наземных условиях большое значение придается защите двигателя от пыли и песка, взвешенных в воздухе, а также визуальному и параметрическому контролю за эрозионным изнашиванием лопаток компрессора. При попадании

масла в проточную часть компрессора процесс усугубляется интенсивным налипанием грязи на масляную основу на лопатках компрессора и, вследствие этого, резким ухудшением термогазодинамических характеристик двигателя.

Выше перечислены только некоторые проблемы, часто встречающиеся в практике доводки и эксплуатации конвертированных АГТД. Задача обеспечения необходимых термогазодинамических и прочностных характеристик двигателя в процессе конвертирования, требующая одновременно сжатых сроков экспериментальной доводки и относительно небольших материальных затрат, определяет необходимость применения при стендовых испытаниях конвертированных ГТД методов моделирования физических процессов, характерных для новых условий работы этих двигателей. Такое моделирование позволяет относительно быстро и надежно выявлять «узкие» места в конструкции при имитации внешних воздействий на основные физические процессы в двигателе. Внешние воздействия при этом должны соответствовать предельным и неблагоприятным сочетаниям, что, как правило, трудно воспроизвести в процессе обычных натуральных испытаний двигателей. Последнее обстоятельство повышает эффективность экспериментальных исследований.

Моделирование физических процессов в новых условиях эксплуатации при исследовании и испытании на стендах позволяет быстро и эффективно проводить экспериментальную доводку конвертированного двигателя по термогазодинамическим и прочностным характеристикам.

## **2. ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ОТРАБОТКЕ АГТД**

### **2.1. Моделирование как метод исследования**

Экспериментальное **моделирование** — это исследование каких-либо объектов, явлений, процессов путем изучения их физических или математических моделей. Слово — модель происходит от латинского *modus* — образ. Можно сказать, что моделирование — это замена изучения явления в натуре изучением аналогичного явления на модели.

Иногда под моделированием понимают только изучение объекта на геометрической модели меньшего масштаба. Геометрическое моделирование является лишь частным в общем понятии о моде-



лировании. В философском смысле экспериментальное моделирование является одной из категорий процесса познания. Изучая объективно существующую реальность, мы отражаем ее в нашем сознании в форме физических или математических образов (моделей), приближающих нас к истине.

Покажем роль моделирования при экспериментальном исследовании на простом примере. Предположим, что нас интересует величина расхода воздуха, протекающего через ГТД со свободной турбиной при температуре воздуха на входе  $+25^{\circ}\text{C}$  ( $T_B = 298 \text{ K}$ ). Но в момент стендового испытания температура воздуха на входе  $-15^{\circ}\text{C}$  ( $T_B = 258 \text{ K}$ ). Если бы мы не применяли методов моделирования, то для выполнения поставленной задачи пришлось бы ждать, когда зима сменится летом. Однако из теории подобия известно, что для двигателей такого типа справедлива обобщенная зависимость комплексов параметров:

$$\frac{G_B \sqrt{T_B}}{P_B} = f \left( \frac{n_{ГТ}}{\sqrt{T_B}} \right) \quad (8)$$

Здесь  $G_B$  — расход воздуха через компрессор в единицу времени;  $T_B$ ,  $P_B$  — температура и давление воздуха на входе в двигатель;  $n_{ГТ}$  — частота вращения ротора газогенератора.

Проведя стендовое испытание двигателя при случайном значении  $T_B = 258 \text{ K}$  и измерив  $G_B$ ,  $P_B$ ,  $n$ , следует обработать результаты эксперимента в обобщенной форме (8), а затем пересчитать эти результаты для  $T_B = 298 \text{ K}$ , получив искомую зависимость воздуха от частоты вращения  $G_B = f(n_{ГТ})$ . Это оказалось возможным, поскольку обобщенная зависимость (8) отражает свойства двигателя и не зависит от конкретных значений параметров воздуха на входе.

Зависимость (8) получена на основе теории подобия и размерности. Рассмотрим кратко основные положения этой теории.

1. Два явления подобны, если по заданным характеристикам одного можно получить характеристику другого простым пересчетом. В основе этого положения лежит физическая аналогия двух явлений, например, аналогия процессов в АГТД при  $T_B = 258 \text{ K}$  и при  $T_B = 298 \text{ K}$ , рассмотренная выше.

2. Если какая-либо функциональная зависимость между физическими параметрами, описывающая изучаемое явление, включает в себя  $A$  параметров, характеризующих это явление, из которых  $B$

параметров имеют независимые размерности (например: килограмм, секунда, метр), то из нее можно сформировать функциональную зависимость из  $\pi = A - B$  безразмерных комплексов параметров (критериев подобия). Эта критериальная зависимость будет отражать данное явление при всех возможных численных значениях входящих в нее физических параметров и граничных условий. Поэтому необходимым условием подобия двух явлений будет постоянство численных значений безразмерных комплексов параметров. Это положение называют  $\pi$ -теоремой.

При обработке экспериментальных данных целесообразно отбрасывать параметры, количественно слабо влияющие на исследуемый процесс или слабо изменяющиеся сами. При этом безразмерные комплексы параметров могут превратиться в размерные, а сами функциональные зависимости таких параметров называются обобщенными характеристиками процессов. Примером такой характеристики является зависимость (8).

Отражение физических процессов или любых других явлений в форме математических уравнений или алгоритмов является математическим моделированием. Вариантом математического моделирования при экспериментальных исследованиях является использование формальной математической аналогии уравнений, описывающих физически разнородные процессы. Так, на специальных электрических аналоговых машинах исследуются: механические колебания систем, процессы теплоотдачи, гидравлические процессы и т. п.

Это направление моделирования можно отнести также к расчетному, позволяющему вести расчеты сложных многомерных процессов.

Вопросы теории подобия и размерности, а также моделирования применительно к АГТД и его элементам отражены в работах [6-9, 13, 14, 17, 18].

## 2.2. Типы моделирования при экспериментальных исследованиях АГТД

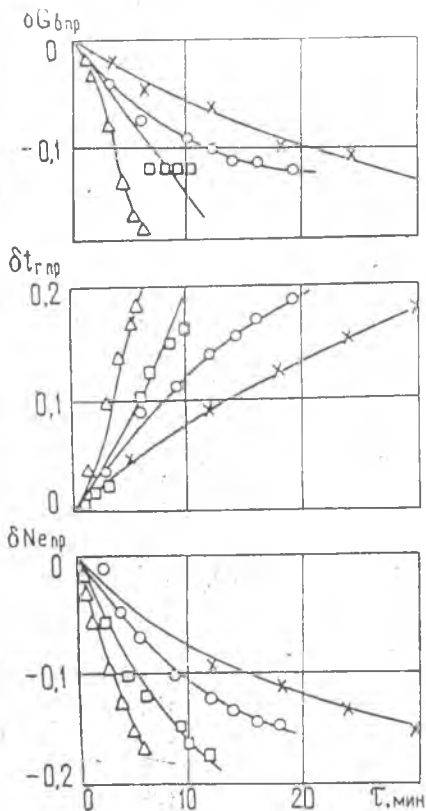
Обобщение опыта моделирования условий эксплуатации при испытаниях АГТД и его узлов позволяет провести систематизацию основных типов экспериментального моделирования при исследовании физических процессов в двигателях, в том числе в конвертированных.

**1. Метод обобщенных характеристик** или метод физического моделирования 1-го рода. Этот метод основан на общности природы исследуемого объекта и модели и использует положения теории подобия и размерности. Метод предполагает формирование физической модели процесса или явления с учетом внешних воздействий. Функциональная зависимость определяемых и определяющих параметров позволяет с помощью  $\pi$ -теоремы перейти к критериальной зависимости безразмерных комплексов параметров. Принимая правдоподобные допущения о слабом влиянии ряда параметров в прикладных технических задачах, переходят далее к обобщенным характеристикам процесса. Возможность обработки результатов эксперимента в координатах обобщенной характеристики позволяет пересчитывать эти результаты на любые условия эксплуатации или на любые граничные условия.

**2. Метод физической аналогии** или метод физического моделирования 2-го рода. Этот метод основан на аналогии физических свойств или функций исследуемого (или моделируемого) объекта и модели. Применительно к исследованиям АГТД метод используется в тех случаях, когда невозможно достаточно строго сформировать физическую модель процесса, а следовательно, и его обобщенную характеристику. Примером может служить явление самовоспламенения масляно-воздушной смеси в полости опоры турбины АГТД, которая является нерегулярным труднопроизводимым процессом, приводящим к опасным ситуациям в эксплуатации. Искусственный прием — введение в полость опоры электрических спиралей, к которым подводится напряжение, — обуславливает при определенной температуре спирали явление, аналогичное реальному по взрывному воспламенению смеси. Этот метод позволяет воспроизводить идентичные физические свойства при моделируемом и реальном процессах и дает возможность в стендовых условиях отрабатывать путем относительной количественной оценки конструктивные мероприятия, повышающие запас по самовоспламеняемости масляно-воздушной смеси.

Моделирование на роботах физических функций других объектов или систем также является примером применения метода физической аналогии.

**3. Метод замены параметра воздействия** (вариант математического моделирования). Этот метод основан на формальном (математическом) тождестве исследуемого объекта и модели. Метод следует применять в тех случаях, когда обобщенная харак-



Р и с. 7. Изменение параметров от времени подачи морской воды

теристика процесса сформирована, но не представляется возможным воспроизвести один или несколько параметров, требуемых для построения экспериментальных обобщенных характеристик. В этом случае ищут другое внешнее воздействие, которое можно воспроизвести при испытании АГТД или его узла и которое имеет известный количественный эквивалент по отношению к реальному в математическом уравнении. Так, например, при исследовании запаса газодинамической устойчивости двигателя можно при стендовом испытании имитировать влияние неоднородности поля и пульсаций давления воздуха на входе, которое в натуральных условиях зависит от штатного входного устройства в контейнере

ГПА или от работы воздушного винта в сочетании с попаданием морской воды на вход. Эта имитация достигается постановкой перед компрессором двигателя специального интерцептора (неравномерное затенение). При этом необходимо предварительно исследовать зависимость характеристик по степени неоднородности и пульсации давления воздуха от приведенного расхода воздуха через компрессор для каждого варианта интерцептора. Подробнее об использовании методов моделирования и их типах изложено в работе [6].

### 3. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ КОНВЕРТИРОВАНИИ АГТД

#### 3.1. Моделирование засоления проточной части двигателя морской водой

При попадании на вход в двигатель морской воды с последующим отложением солей на элементах проточной части снижаются параметры и работоспособность двигателя.

С целью моделирования на стенде экстремальных условий работы двигателя на морском транспорте и экранопланах необходимо получить обобщенные термогазодинамические характеристики с учетом массовой водности воздуха на входе в компрессор ( $V = G_{\text{вод}}/G_{\text{в}} 100\%$ ;  $G_{\text{вод}}$  и  $G_{\text{в}}$  — расходы воды и воздуха), времени воздействия морской среды  $\tau$ , режима работы двигателя, дисперсного состава капель воды на входе. Обобщенные комплексы параметров выбраны на базе исследований ТВД НК-12МК на открытом стенде, имитирующем силовую установку в эксплуатации. Морская вода экстремальной солености 35% (промилль) подавалась на вход в двигатель через коллектор с форсунками.

Дисперсный состав капель на входе в компрессор, благодаря интенсивному дроблению капель в воздухозаборнике, был практически постоянен при различных форсунках и режимах работы. Обобщенная термогазодинамическая характеристика для турбовинтового двигателя с воздушным винтом изменяемого шага имеет вид

$$G_{\text{впр}}, N_{\text{пр}}, T_{\text{Гпр}}, R_{\text{пр}}, \dots = f(n_{\text{пр}}, G_{\text{Гпр}}, B, \tau). \quad (9)$$

Здесь  $G_{\text{впр}}, N_{\text{пр}}, T_{\text{Гпр}}, R_{\text{пр}}, n_{\text{пр}}, G_{\text{Гпр}}$  — приведенные к нормальным атмосферным условиям соответственно массовый расход воздуха, мощность на валу винта, температура газа в турбине, реактивная тяга, частота вращения, массовый расход топлива:

$$G_{\text{впр}} = G_{\text{в}} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}}{288}} \cdot \frac{1,033}{P_{\text{в}}}; \quad N_{\text{пр}} = N \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}}} \cdot \frac{1,033}{P_{\text{в}}}; \quad T_{\text{Гпр}} = T_{\text{Г}} \frac{288}{T_{\text{в}}};$$

$$R_{\text{пр}} = R \frac{1,033}{P_{\text{в}}}; \quad n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}}}; \quad G_{\text{Гпр}} = G_{\text{Г}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}}} \frac{1,033}{P_{\text{в}}}.$$

Функциональная зависимость (9) является обобщенной термодинамической характеристикой двигателя. Входящие в зависимость параметры воздуха  $T_B$  и  $P_B$  являются параметрами торможения на входе в АГТД. Вывод этой зависимости можно найти,

например, в [7, 13]. Для схем ТРД и ТРДД с единой линией совместной работы узлов, в отличие от ТВД, параметр  $G_{T_{пр}}$  из группы независимых определяющих параметров переводится в группу определяемых, в левую часть функциональной зависимости (9). Количество морской воды в эксперименте выбиралось, исходя из возможного процентного содержания воды в воздухе при различных волнениях моря ( $\bar{B} = 0,15-1,0\%$ ).

На рис. 7 приведены результаты испытания двигателя на постоянном режиме ( $n_{пр} = idem, G_{T_{пр}} = idem$ ) при различных сочетаниях  $B$  и  $t$ . Массовая водность и время эксплуатации  $t$  оказывают существенное влияние на характеристики двигателя, так же, как и режим работы двигателя.

Для сокращения числа определяющих параметров в правой части функциональной зависимости (9) результаты эксперимента обработаны с применением произведения параметров  $Bt$ , как независимого аргумента (рис. 8).

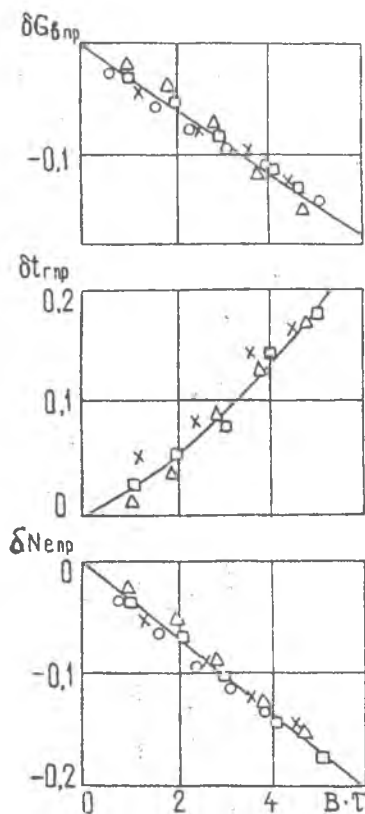


Рис. 8. Результаты обработки эксперимента в зависимости от параметра  $B \cdot t$ :  $B$  - массовая водность, равная отношению массовых расходов воды и воздуха;  $t$  - время подачи морской воды на вход в двигатель на 0,85 максимального продолжительного режима (МПР); X -  $B = 0,155\%$ ; O -  $B = 0,3\%$ ; □ -  $B = 0,505\%$ ; Δ -  $B = 0,935\%$

Критериальность комплекса  $B_\tau$  нашла свое подтверждение в эксперименте — при моделировании процесса засоления необязательно воспроизводить конкретные значения  $B$  и  $\tau$ , достаточно воспроизвести их произведение, что существенно облегчает проведение эксперимента. Можно сокращать время эксперимента  $\tau$  путем увеличения массовой водности  $B$ . Таким образом, количество определяющих параметров в правой части обобщенной зависимости (9) уменьшается на один. Аналогичные результаты получены при исследовании других двигателей. Получены однозначные обобщенные характеристики ГТД в условиях засоления проточной части.

Для схемы ТВД

$$G_{B_{np}}, N_{np}, T_{Г_{np}}, R_{np}, \dots = f(n_{np}, G_{T_{np}}, B_\tau). \quad (10)$$

Для схем ТРД и ТРДД

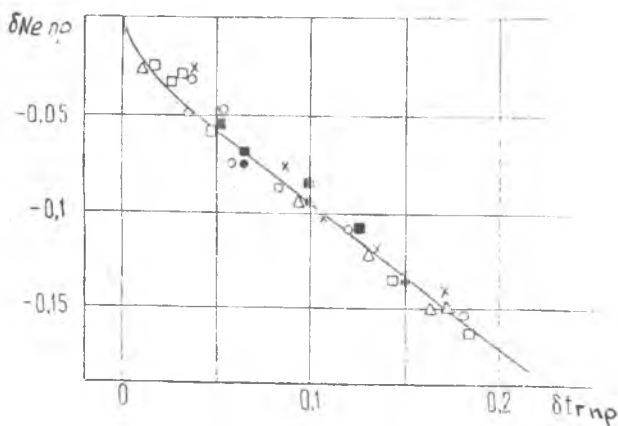
$$G_{B_{np}}, T_{Г_{np}}, R_{np}, G_{T_{np}}, \dots = f(n_{np}, B_\tau). \quad (11)$$

Сохранение подобия физических процессов при условии  $B_\tau = \text{idem}$  позволяет экспериментально определять влияние засоления по времени при одном каком-либо значении  $B$ , а влияние других значений  $B$  получать пересчетом. Эти выводы справедливы и для моделирования фактора времени. Имитация обобщенного параметра  $B_\tau$  позволяет оценивать влияние морской воды не только на мощность, тягу и экономичность двигателя, но и на запас газодинамической устойчивости и прочностные характеристики лопаток компрессора, так как в основе всех этих влияний находится один и тот же фактор — характер и величина отложений солей на элементах проточной части. Моделирование по обобщенному параметру  $B_\tau$  дает возможность проверки различных вариантов водоотделительных устройств на входе, а также системы очистки проточной части.

При различных сочетаниях  $B_\tau$  и режимов работы двигателя получена однозначная функциональная связь между изменением параметров  $n_{np}$ ,  $G_{B_{np}}$  и ряда других параметров и изменением температуры в турбине  $T_{Г_{np}}$  при засолении проточной части (рис. 8, 9):

$$\delta N_{np}, \delta G_{B_{np}}, \dots = f(\delta T_{Г_{np}}). \quad (12)$$

Эта связь отражена на рис. 9. Полученная зависимость (12) является основанием для формирования программы регулирования



Р и с . 9. Результаты обработки эксперимента на двух режимах работы двигателя: на 0,85 МПа  $\times$  -  $V = 0,155\%$ ;  $\circ$  -  $V = 0,3\%$ ;  $\square$  -  $V = 0,505\%$ ;  $\Delta$  -  $V = 0,935\%$ . На максимальном режиме  $\bullet$  -  $V = 0,3\%$ ;  $\blacksquare$  -  $V = 505\%$

и защиты двигателя при засолении, например, по параметру  $T_r$ , что имеет существенное практическое значение.

Таким образом, применение при исследовании и доводке конвертированных ГТД обобщенных характеристик (10)...(12) позволяет моделировать в стендовых условиях физические процессы, возникающие в реальной эксплуатации из-за попадания на вход в двигатель морской воды.

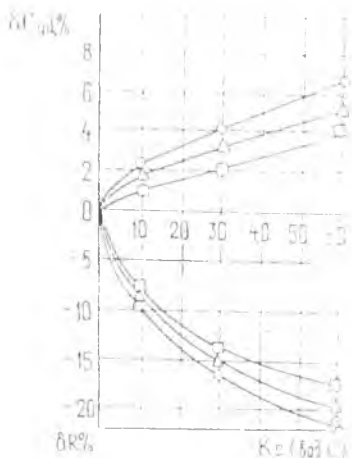
Ниже приведены результаты этого исследования на одном из конвертированных АГТД с применением обобщенных зависимостей.

Влияние обобщенного параметра (степени засоления проточной части двигателя)  $K_c = V\tau$  на термогазодинамические характеристики для различных режимов работы приведены на рис. 10. Исследованный ГТД является двухкаскадным ТРДД. Значительный практический интерес представляет анализ влияния обобщенного параметра  $K_c$  на запас ГДУ различных узлов компрессора. Экспериментальные характеристики вентилятора, полученные при испытании двигателя на открытом стенде с моделированием попадания воды на вход, представлены на рис. 11.

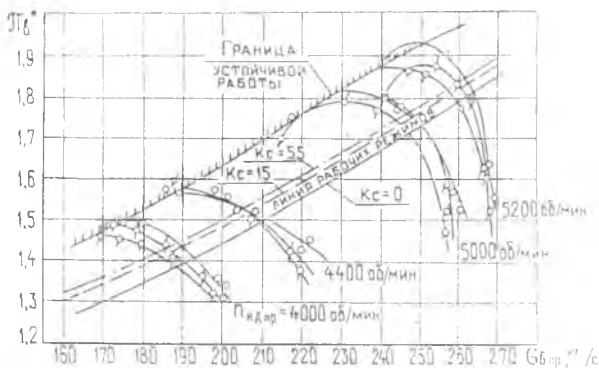


Влияние засоления на запас ГДУ вентилятора ( $\Delta K_V$ ) представлено на рис. 12. Как видно из рисунка, отложение солей в проточной части, не изменяя практически положения границы устойчивой работы вентилятора в координатах ( $\pi_{ВН}^*$ ,  $G_{Впр}$ ), значительно смещает расходные характеристики и, следовательно, линии рабочих режимов. Это приводит к понижению запаса ГДУ вентилятора до 30% при  $K_C = 60$ . Необходимо отметить, что значение  $K_C = 60$  соответствует удвоенной максимальной величине, встречающейся в эксплуатации.

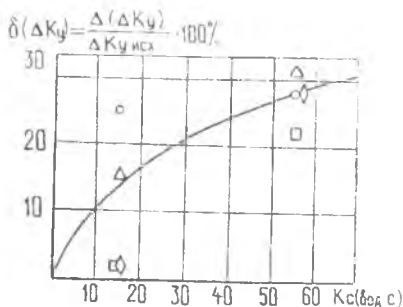
Результаты экспериментального исследования КНД и КВД приведены на рис.13. При неизменном положении границ устойчивой работы КНД и КВД в координатах  $\pi_K$ ,  $G_{Впр}$  при



Р и с . 10. Влияние степени засоления проточной части на тягу и удельный расход топлива двигателя: ○ - МПР; Δ - 0,7 МПР; □ - 0,4 МПР



Р и с . 11. Характеристика вентилятора двигателя: ○ - чистый двигатель; ◐ -  $K_C = 15$  вод.с; ◑ -  $K_C = 55$  вод.с



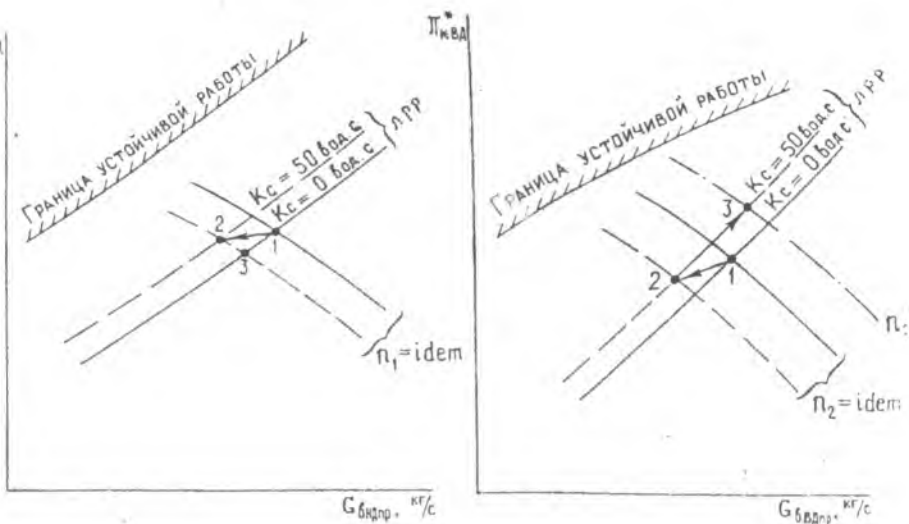
Р и с . 12. Обобщенная зависимость изменения запасов устойчивости вентилятора двигателя от степени засоления: ○ - 40000 об/мин; △ - 4400 об/мин; □ - 5000 об/мин; ◇ - 5200 об/мин

понижает запас ГДУ для каскада КНД и незначительно влияет на ГДУ каскада КВД при  $n_{\text{ВД}} = \text{idem}$ . Однако увеличение  $n_{\text{ВД}}$  по закону регулирования (точка 3) приводит к значительному понижению запаса ГДУ КВД.

Разработанный метод обобщенного параметра  $K_{\text{С}}$  позволяет проводить моделирование экстремальных условий эксплуатации при испытании двигателя на стенде. При этом в каждом конкретном случае следует вести индивидуальный количественный анализ. Метод моделирования засоления проточной части является методом физического моделирования 1-го рода (методом обобщенных характеристик). Результаты эксперимента можно пересчитать на любое вероятное сочетание параметров  $B$  и  $\tau$  эксплуатации.

Рассмотрим пример применения метода моделирования засоления проточной части ГТД при решении задач в процессе эксплуатации. Рассматривается влияние засоления проточной части для турбовинтового двигателя, результаты испытаний которого приведены на рис. 7...9. При эксплуатации этого двигателя на экраноплане, оборудованном системой защиты воздуха от попадания морской воды на крейсерском режиме величина «В» составляет не более 0,0003% от массового расхода воздуха через компрессор. Для других типов газотурбинных двигателей (без воздушного винта) при наличии специального устройства, за

засоления происходит деформация расходных характеристик компрессоров в сторону понижения. Изменение запаса ГДУ зависит от исходного положения границы устойчивой работы компрессора и линии рабочих режимов в поле характеристик компрессора («верхний» или «нижний» срыв) и от закона регулирования двигателя. Как видно из рис. 13 переход из точки 1 («чистый» двигатель) в точку 2



Р и с . 13. Влияние отложения соли в проточной части на положение линии рабочих режимов (ЛРР) и характеристики компрессоров НД и ВД

щищающего вход в двигатель от попадания воды, величина «В» может быть существенно меньше. Одним из критериев предельно допустимой величины ухудшения характеристик двигателя из-за засоления может явиться величина понижения мощности (или тяги для ТРД и ТРДД) при неизменном расходе топлива у турбовинтового двигателя (при неизменной частоте вращения у ТРД и ТРДД). При достижении этого критерия проточную часть двигателя следует промывать специальными моющими растворами. Предельным допустимым значением понижения мощности принимаем величину  $\delta N_{e_{пр}} = -0,1$  (понижение приведенного значения мощности на 10% относительно базового значения). Проведение специального испытания на стенде и обработка его результатов в обобщенных координатах  $\delta N_{e_{пр}} = f(B_{\tau})$  позволяет оценить время эксплуатации на экраноплане на крейсерском режиме до промывки. Как видно из рис. 8, условию  $\delta N_{e_{пр}} = -0,1$  соответствует значение комплекса

$B\tau = 2,7$ , где  $B$  в %;  $\tau$  в мин. Подставим значение  $B = 0,0003$  % и определим время эксплуатации до промывки:  $\tau = 2,7/0,0003 = 9000$  мин (150 ч).

Итак, ориентировочно, в нашем случае через каждые 150 часов необходимо промывать проточную часть компрессора от солей морской воды. Учитывая, что экспериментальные данные получены для условия максимальной солености (35 г соли/л воды), на практике это время может быть и больше, и полученный результат периодической промывки обеспечивает заданные характеристики с гарантией. Благодаря методу моделирования не понадобилось проводить весьма длительное и дорогостоящее испытание двигателя в течение 150 часов. В эксперименте на стенде результат был получен при  $B = 0,935\%$  за 3 минуты. При непосредственной диагностике в эксплуатации с помощью измерения температуры  $T_{\Gamma}$  можно определить момент промывки при достижении  $\delta N_{e_{\text{пр}}} = -0,1$  по полученной при моделировании экспериментальной

зависимости  $\delta N_{e_{\text{пр}}} = f(\delta T_{\Gamma_{\text{пр}}})$ . Как видно из рис. 9, это предельно допустимое состояние двигателя ( $\delta N_{e_{\text{пр}}} = -0,1$ ) соответствует повышению температуры газа в турбине на 11% ( $\delta T_{5_{\text{пр}}} = 0,11$ ). При использовании этого способа диагностики следует учитывать необходимость приведения измеренных параметров к нормальным атмосферным условиям на основе закона регулирования двигателя, что усложняет метод оценки. Однако непосредственная диагностика по  $\delta T_{\Gamma_{\text{пр}}}$  более надежна.

Другим критерием необходимости промывки проточной части компрессора может явиться степень засоления лопаток компрессора, влияющая на их прочностные характеристики. Наиболее характерным параметром, связанным со степенью засоления, является приведенный расход воздуха через компрессор  $G_{\text{впр}}$ . Принимаем допустимую величину падения  $\delta G_{\text{впр}}$  при неизменной приведенной частоте вращения  $\delta G_{\text{впр}} = -0,1$ . Как видно из рис.8, понижению расхода воздуха на 10% соответствует  $B\tau = 3,3$ .

$$\text{Для } B = 0,0003 \quad \tau = \frac{3,3}{0,0003} = 11000 \text{ мин (183 ч).}$$

Из значений времени периодичности промывки, естественно, выбирается меньшее, с гарантией обеспечивающее все выдвигаемые требования к эксплуатации двигателя. В нашем примере это периодичность промывки через 150 часов.

И в данном случае возможна диагностика по  $T_{Гпр}$  с выбором критерия, по которому допустимая величина  $\delta T_{Гпр}$  меньше. Предельные допустимые значения  $\delta N_{eпр}$  и  $\delta G_{впр}$  выбираются в каждом конкретном случае, исходя из потребных характеристик двигателя как силовой установки на корабле и опыта влияния засоления на прочностные характеристики компрессорных лопаток.

### 3.2. Моделирование характеристик газогенератора

При проектировании двигателя со свободной турбиной на базе исходного АГТД возникает проблема проектирования новой свободной турбины. От пропускной способности свободной турбины зависит положение линии совместной работы узлов газогенераторной части двигателя, от чего, в свою очередь, зависят КПД и запас газодинамической устойчивости двигателя. Поскольку компрессор и турбина газогенератора чаще всего при этом создаются из узлов и деталей базового двигателя, целесообразно произвести выбор оптимальной линии совместной работы узлов газогенератора заранее, до создания лопаточной части свободной турбины. Для этой цели служит метод моделирования характеристик газогенераторной части при стендовом испытании путем замены влияния свободной турбины на характеристики газогенератора влиянием технологического сопла, которое устанавливается за турбиной газогенератора. Для компоновки газогенератора в составе двигателя обобщенную характеристику можно представить в виде

$$\frac{G_B \sqrt{T_B}}{P_B}, \pi_K, \frac{T_G}{T_B}, \eta_K, \eta_{T_{ГТ}}, \frac{N_P}{\sqrt{T_B} \cdot P_B},$$

$$\frac{G_T}{\sqrt{T_B} \cdot P_B} = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_B}}, A_{СТ}\right). \quad (13)$$

Здесь  $\eta_K, \eta_{T_{ГТ}}$  — КПД компрессора и турбины газогенератора;

$N_P$  — располагаемая (потенциальная) мощность газа на выходе из газогенератора;

$\pi_K$  — степень повышения давления в компрессоре;

$A_{CT}$  — пропускная способность свободной турбины ( $A_{CT} = G_T \cdot \sqrt{T_{CT}} / P_{CT}$ );

$T_{CT}$  и  $P_{CT}$  — параметры газа на входе в свободную турбину;

$G_T$  — расход газа через свободную турбину.

Если вместо свободной турбины установить сужающееся технологическое сопло с выходной площадью  $F_C$ , то получим схему ТРД и обобщенную характеристику:

$$\frac{G_B \sqrt{T_B}}{P_B}, \pi_K, \frac{T_T}{T_B}, \eta_K, \eta_{TT}, \frac{N_P}{\sqrt{T_B} \cdot P_B}, \frac{G_T}{\sqrt{T_B} \cdot P_B} = f\left(\frac{p}{\sqrt{T_B}}, F_C\right). \quad (14)$$

Сравнивая функциональные зависимости (13) и (14), видим, что произошла замена параметра  $A_{CT}$  на параметр  $F_C$ . Поскольку расходная характеристика реактивного сопла  $A_C$  при неизменном коэффициенте потерь полного давления зависит только от  $F_C$  при критическом перепаде давлений (а мы рассматриваем именно этот случай), то несложно найти количественную эквивалентную зависимость  $A_{CT}$  от  $F_C$ . Таким образом, произведя серию испытаний газогенераторной части двигателя на стенде с набором технологических сопел, можно определить обобщенные характеристики в координатах (14). Выбрав оптимальные с точки зрения параметров  $\eta_K$ ,  $\eta_{TT}$ ,  $N_P/G_T$  и запаса ГДУ значение  $F_C$ , можно по известной количественной связи  $F_C$  и  $A_{CT}$  выбрать оптимальное значение  $A_{CT}$  из (13). Выбранное значение  $A_{CT}$  должно быть обеспечено при проектировании свободной турбины.

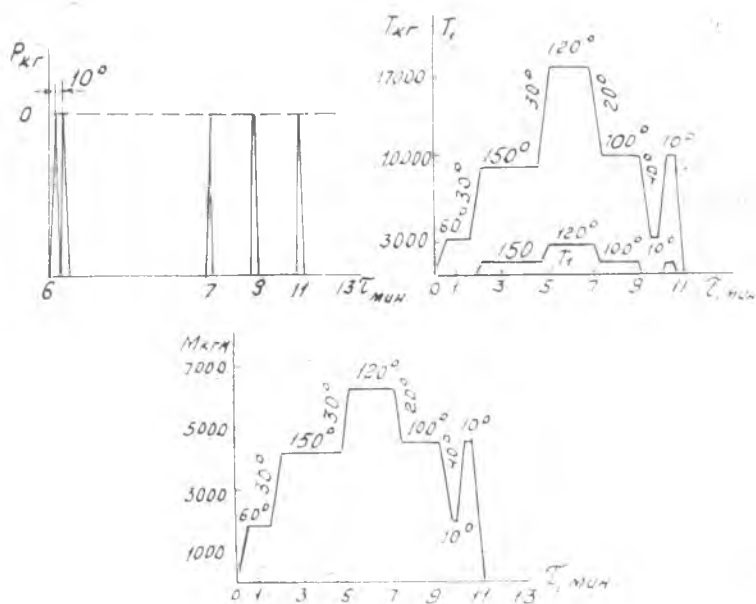
Этот метод моделирования является методом замены параметра воздействия (замена влияния свободной турбины на характеристики газогенератора влиянием сопла).

### 3.3. Моделирование влияния повышенных нагрузок на волнах при исследовании прочности опоры

Характерной особенностью применения ГТД в морских условиях является работа при различном уровне волнения моря. Это явление приводит к внешним воздействиям на силовые детали двигателя. Эти воздействия со знакопеременной нагрузкой сущес-

твенно больше тех, которые имеют место при эксплуатации двигателя на самолете по величине перегрузки и частоте проявления. Представляет интерес статистический анализ динамических нагрузок при волнении на один из двигателей в морских условиях за 200 часов эксплуатации: при волнении до 1 балла — 8200 циклов, 1-2 балла — 8930 циклов, 2-3 балла — 4060 циклов, 3-4 балла — 1028 циклов, 4-5 баллов — 17 циклов.

Поскольку буквальная имитация морских условий с действующими перегрузками практически невозможна на этапе экспериментальной доводки двигателя, на практике применяют моделирование циклических нагрузок на специальной установке динамических нагрузок, где имитируется характерный заданный цикл изменения силового возбуждения. Пример такого цикла для экспериментального исследования силовой опоры компрессора одного из конвертированных двигателей морского применения приведен на рис.14. Удалось выявить наиболее слабое место в



Р и с . 14. Оценка работоспособности корпусных узлов двигателя НК-87

опоре компрессора указанного двигателя: в зоне перехода ребер во внутреннее кольцо опоры на 28-м цикле нагружения произошло разрушение. Данный метод моделирования внешних нагрузок не воспроизводит буквально условия работы на морской волне, но позволяет выявлять узкие места конструкции по малоцикловой усталости материала и проводить относительное сравнение различных вариантов для выбора оптимального по числу циклов до разрушения. Данный метод является методом физической аналогии.

### **3.4. Эквивалентно-циклические испытания ГТД как метод моделирования эксплуатационных воздействий**

#### **3.4.1. Цели эквивалентно-циклических испытаний**

В середине 60-х годов потребовалось резко увеличить ресурс авиационных двигателей, для чего понадобились ускоренные методы доводки авиадвигателей. Применявшиеся в то время эксплуатационные программы не устраивали из-за длительного периода испытаний и их дороговизны. Поэтому для конструкторской отработки прочностных характеристик авиационных ГТД стали применяться эквивалентно-циклические испытания (ЭЦИ) на стендах. В дальнейшем они становились и зачетными при определении ресурса [1, 11, 12].

Основные цели ЭЦИ:

- значительное сокращение длительности испытания за полный ресурс;
- выявление слабых мест на ранней стадии доводки двигателей;
- гарантированная (с запасом) проверка основных деталей путем моделирования наиболее напряженных по нагрузкам режимов и циклов;
- периодический контроль стабильности производства в серии.

Особую актуальность ЭЦИ приобретают при экспериментальной доводке конвертированных авиационных ГТД, ресурс которых должен составлять 30...50 тыс. часов и более и для которых другой тип стендового испытания практически неприемлем.



### 3.4.2. Принципы составления программы эквивалентно-циклических испытаний

При проведении ЭЦИ двигателя на стенде должно моделироваться истощение ресурса, соответствующее эксплуатационному. Количественным показателем истощения ресурса служит величина накопленного повреждения ( $\Pi$ ). Эксплуатационное значение повреждения зависит от условий работы двигателя (режимы работы, климатические условия) и определяется по имеющемуся опыту работы прототипа или по заданным ТУ вероятным условиям работы. На основе анализа реальной эксплуатации условия работы двигателя могут уточняться. Величина  $\Pi$ , как будет показано ниже, является функцией прочностных характеристик, длительности их воздействия, окружающих температурных условий и определяется для основных наиболее нагруженных деталей.

Для составления программы стендовых ЭЦИ необходимо:

1) Определить обобщенный эксплуатационный цикл (ОПЦ), иногда его задают институты заказчика,

2) На основании расчетов на прочность выбрать наиболее нагруженную, имеющую наименьший коэффициент запаса прочности деталь, как правило, — это рабочие лопатки 1-й ступени турбины, иногда, если лопатки 2-й ступени неохлаждаемые, то выбирают их.

3) Определить значения повреждения на каждом из основных режимов эксплуатации и суммарное значение, выбрать режимы программы ЭЦИ.

4) Провести сравнение величины повреждения при стендовом ЭЦИ и в реальной эксплуатации.

Большинство деталей газотурбинной установки (ГТУ), как и ГТД, работает в условиях многокомпонентного нагружения. На них действуют одновременно: длительные статические нагрузки при работе на стационарных режимах: малоцикловые (повторно-статические) при запусках, остановках и изменениях режимов работы в процессе эксплуатационного цикла; высокочастотные вибрационные нагрузки, как следствие рабочих процессов в двигателях.

Различные виды нагрузок оказывают друг на друга взаимное влияние. Так, циклирование режимов работы снижает время до разрушения при длительном статическом нагружении, наложение высокочастотной вибрационной нагрузки снижает долговечность при повторно-статическом (малоцикловом) нагружении.

Эти обстоятельства требуют тщательного составления обобщенного эксплуатационного цикла и определения коэффициентов запаса прочности.

При определении коэффициентов запаса прочности пользуются двумя методами: определение коэффициентов запаса прочности по каждой составляющей многокомпонентного нагружения и с учетом взаимного влияния различных видов нагрузок.

Следует сказать, что в настоящее время регламентированные коэффициенты запаса прочности определяются отдельно по каждой составляющей многокомпонентного нагружения.

Коэффициенты запаса прочности определяются по известным формулам. Они в данном пособии не приводятся.

Второй метод хотя и более точный, но значительно сложнее в исполнении и требует проведения большого количества прочностных испытаний как на образцах, так и на натуральных деталях.

При повышенных требованиях по прочностной надежности и удельным параметрам ГТД требуется более корректная оценка запасов прочности и долговечности деталей с учетом взаимного влияния составляющих многокомпонентного нагружения.

Учет влияния различных составляющих проводится на основе диаграмм предельного состояния материалов (рис. 15) и гипотез суммирования повреждений.

Однако сложность и громоздкость вычислений по обобщенной диаграмме предельного состояния для определения эквивалентности стендовых ЭЦИ и реальной эксплуатации приводит к ее редкому применению. Более часто применяются методы, основанные на различных гипотезах суммирования повреждений при одновременном действии различных видов нагрузок.

Гипотеза суммирования предполагает, что каждая составляющая многокомпонентного нагружения независимо от других вносит свою долю повреждений и исчерпания ресурса детали:

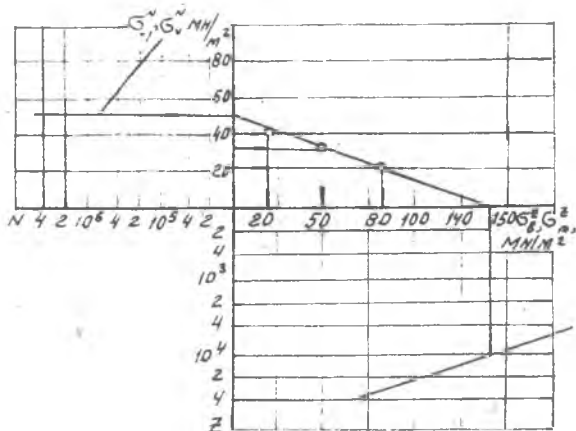
$$\sum_{i=1}^I \varphi_i(P_i) = q, \quad (15)$$

где  $i$  — номер действующего фактора (вида нагрузки);

$I$  — количество одновременно действующих факторов;

$\varphi(P_i)$  — функция от величины повреждения, вносимого  $i$ -м фактором.

Вид функции  $\varphi(P_i)$  и величина повреждения  $P_i$  могут быть определены исходя из эмпирических или физических представлений временного деформационного, энергетического или какого иного типа.



Р и с . 15. Обобщенная диаграмма предельного состояния материалов при многокомпонентном нагружении по [14] (возможный вариант рис.16)

Наибольшее распространение в инженерной практике получило представление уравнения (15) в виде

$$(\Pi\tau)^\alpha + (\Pi z)^\beta + (\Pi\nu)^\gamma = 1, \quad (16)$$

где  $\Pi\tau$ ,  $\Pi z$ ,  $\Pi\nu$  — величины накопленных повреждений соответственно при статическом, низкочастотном (малоцикловом) и высокочастотном нагружениях;

$\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  — эмпирические коэффициенты.

При отсутствии экспериментальных данных допускается в первом приближении принимать

$$\alpha = \beta = \gamma = 1.$$

В этом случае условие разрушения запишется в виде

$$\Pi\tau + \Pi z + \Pi\nu = 1, \quad (17)$$

где  $\Pi_{\tau} = \sum_{i=1}^I \tau_i / \tau_{pi}$  — статическая составляющая суммарного повреждения;

$\tau_i$  — суммарное время работы детали на  $i$ -м режиме;

$\tau_{pi}$  — время до разрушения при непрерывной работе на  $i$ -м режиме;

$\Pi_{\Sigma} = \sum_{j=1}^J \frac{N_j}{N_{pj}}$  — малоцикловая составляющая суммарного повреждения;

$N_j$  — количество циклов  $j$ -го вида;

$N_{pj}$  — количество циклов до разрушения  $j$ -го вида;

$J$  — количество видов циклов нагружения;

$\Pi_{\nu} = \sum_{l=1}^L \frac{n_l}{n_{pl}}$  — высокочастотная усталостная составляющая суммарного повреждения;

$n_l$  — количество циклов  $l$ -го вида;

$n_{pl}$  — количество циклов до разрушения  $l$ -го вида;

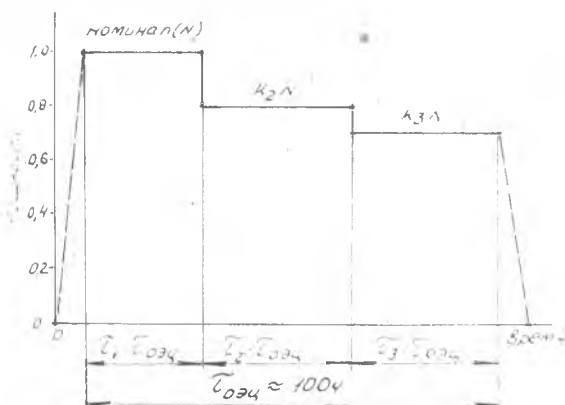
$L$  — количество видов циклов высокочастотного нагружения.

Расчетную оценку коэффициентов запасов прочности и долговечности конвертированных авиационных ГТД (ГТУ) целесообразно подтвердить ЭЦИ, наработка при котором опережала бы наработку в эксплуатации.

В основе ЭЦИ лежат процессы воспроизведения накопления повреждений по (17) для наиболее ответственных высоконагруженных деталей, что является моделированием суммарных воздействий на прочностные характеристики этих деталей.

Планирование ЭЦИ проводится на основе статистического анализа условий реальной эксплуатации. В случае существенных отличий условий эксплуатации может быть сформировано несколько обобщенных эксплуатационных циклов ОЭЦ с примерной оценкой вероятности их использования.

В качестве примера на рис. 16 приводится циклограмма установки НК-16СТ (конвертирован на базе двигателя НК-8-2У с самолета Ту-154), используемой в качестве привода нагнетателя на магистральных газоперекачивающих станциях.



Р и с . 16. Циклограмма обобщенного эксплуатационного цикла (ОЭЦ) двигателя НК-16СТ (вероятность использования и параметры самих ОЭЦ приведены в таблице)

Статистическая обработка выполнялась по 104 двигателям, работающим на 8 ГПА. Так как температура на входе в двигатель существенно влияет на напряженность и температуру узлов двигателя НК-16СТ при одинаковом режиме работы по мощности, сформированы три ОЭЦ для температуры эксплуатации  $t_n = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_n = 0$  и  $t_n = +15^\circ\text{C}$ .

Процент использования каждого раздела ОЭЦ определялся исходя из распределения температуры каждого месяца года в регионе эксплуатации. Средняя продолжительность одного ОЭЦ не зависит от месяца эксплуатации и составляет 100 ч.

Характеристики параметров работы двигателя в каждом разделе ОЭЦ, вероятность его использования и параметры самих ОЭЦ приведены в табл.

Сокращение времени испытания при проведении ускоренных ЭЦИ по отношению к проверяемому ресурсу в эксплуатации достигается за счет эквивалентного приведения на основе гипотез суммирования повреждений менее нагруженных режимов к более нагруженным.

При пересчете накопленного повреждения учитываются составляющие от статических и циклических нагрузок. Повреждение от высокочастотного нагружения воспроизводится при резонансной части испытания.

В основу принципа накопления повреждения положена функциональная зависимость

$$P = f(T_d, n, \tau, N, Z_c), \quad (19)$$

где  $T_d$  — температура детали, по которой имитируется накопленное повреждение  $P$ ;

$n$  — частота вращения этой детали;

$\tau$  — время работы;

$N$  — мощность, если эта деталь, например, шестерня редуктора;

$Z_c$  — число характерных циклов (включающее число запусков, в том числе из охлажденного состояния, число переменных режимов).

При определении эксплуатационного значения  $P$  учитываются все сочетания режимов работы и условий эксплуатации, определяющие значимые величины  $T_d$ ,  $N$ ,  $n$ . Кроме того, имитируются те площадки по частоте вращения ротора —  $n$ , где могут иметь место резонансные напряжения в деталях (резонансные площадки).

Из зависимости (18) следует, что если известна величина имитируемого накопленного повреждения  $P$  и если известны количественные эквивалентные связи  $P$  со всеми аргументами в правой части зависимости (18), то можно уменьшить длительность испытания  $\tau$  эквивалентным увеличением  $T_d$ ,  $n$ ,  $Z_c$  или сочетанием этих факторов. Другими словами, здесь применим метод моделирования заменой параметра воздействия.

На одном из конвертированных АГТД (НК-16СТ), для которого эквивалент по накоплению повреждения рассчитан для рабочей лопатки 1-й ступени турбины (как наиболее нагруженной детали, имеющей, как правило, наименьший запас прочности), ресурс, равный 45 тысячам часов был проверен эквивалентным испытанием продолжительностью 150 часов, но при превышении максимальных эксплуатационных значений температуры газа на входе в турбину на 70 К и частоты вращения ротора ВД на 250 об/мин.

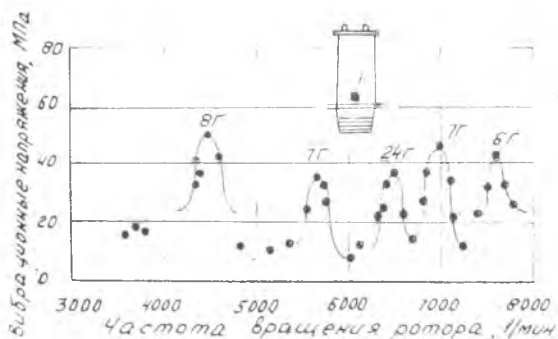
Формирование рабочей программы ЭЦИ деталей ГТД рассматривается на примере лопаток и дисков компрессоров и турбин. Однако подход пригоден и для других деталей.

В качестве основных повреждающих факторов, действующих на лопатки и диски ГТД, выделяются следующие:

— вибрационные нагрузки, имеющие наибольшую интенсивность при резонансных колебаниях лопаток по собственным формам (рис.17);

— длительные статические нагрузки при высокой температуре при работе двигателя на стационарных режимах;

— циклические и термоциклические нагрузки при запусках, изменениях режимов работы и остановках двигателя.



Р и с 17. Зависимость уровня вибрационных напряжений в лопатке турбины ВД от частоты вращения ротора

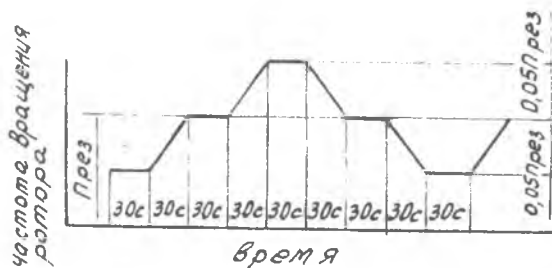
В связи с взаимным влиянием различных видов внешних воздействий на работоспособность деталей испытательный цикл нагружения должен быть максимально приближен к эксплуатационному.

В соответствии с основными повреждающими факторами программы ЭЦИ состоят из трех взаимодополняющих частей:

- резонансной, с вибрационными нагрузками в деталях;
- циклической, в которой воспроизводятся циклические нагрузки;
- длительной статической прочности, в которой имитируется истощение длительной прочности деталей.

Для воспроизведения дефектов усталостного характера или повреждений лопаток, вызываемых вибрационными нагрузками, необходимо обеспечить достаточную наработку на резонансных частотах ротора.

Резонансные частоты вращения ротора определяются по результатам предварительно проведенного динамического тензометрирования. При этом для более полного охвата резонансными колебаниями всех лопаток рабочих колес испытание проводится не на постоянной частоте вращения ротора, а путем медленного сканирования в диапазоне  $\pm 5\%$  от средней резонансной частоты вращения ротора, полученной по результатам предварительного тензометрирования лопаток (рис.18, 19). Нарботка в каждом резонансном диапазоне частот вращения ротора должна обеспечивать выполнение не менее  $20 \cdot 10^6$  циклов колебаний лопатки.



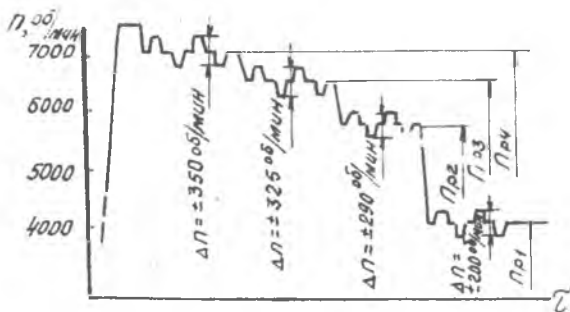
Р и с . 18. График сканирования при работе и резонансном диапазоне частот вращения ротора

Исчерпывание длительной статической прочности лопаток происходит на стационарных режимах работы двигателя, каждый из которых характеризуется своим уровнем напряжений и температуры.

Для ускорения проведения испытаний все эксплуатационные режимы работы эквивалентно приводятся к наиболее нагруженному режиму. Эквивалентность испытания и эксплуатации оценивается по соответствию величин накопленных «статических» повреждений при испытании и в эксплуатации, т. е.

$$N_{\text{эци}}^{\tau} = K N_{\text{эспл}}^{\tau}, \quad (20)$$





Р и с . 19. График проведения резонансных испытаний (на примере рабочей лопатки турбины 1 степени ГТД)

где  $\Pi_{\text{эксш}}^{\tau} = \sum \frac{\tau_i}{\tau_{pi}}$  — величина накопленного повреждения;

$\tau_i$  — суммарное время работы на  $i$ -м режиме;

$\tau_{pi}$  — время до разрушения при непрерывной работе на  $i$ -м режиме (определяется по кривым длительной прочности материала лопатки);

$K$  — коэффициент запаса, обычно принимается  $K = 1,2$ .

При эквивалентном приведении всех эксплуатационных режимов к одному (наиболее нагруженному) режиму испытания время испытания определится из (20):

$$\tau_{\text{эци}} = K \tau_{\text{рэци}} \sum_{i=1}^I \frac{\tau_i}{\tau_{pi}},$$

где  $\tau_{\text{рэци}}$  — время до разрушения при непрерывной работе на режиме испытания.

Реальная эксплуатация ГТД характеризуется большим количеством переменных режимов, вносящих свою долю в истощение малоцикловой прочности деталей. В ускоренной эквивалентной программе испытаний учесть все многообразие переменных режимов эксплуатации не представляется возможным.

Для учета переменных режимов эксплуатации разработана методика приведения переменных режимов эксплуатации к единым циклам нагружений ЭЦИ [15, 16].

В процессе циклирования при ЭЦИ ряд теплоинерционных деталей, например диски турбины, прогреваются, вследствие чего температурные градиенты в них уменьшаются и уменьшается размах напряжений малоциклового нагружения. На рис. 20 показаны результаты термометрирования диска турбины в процессе циклирования при ЭЦИ. Видно, что стабильный температурный градиент устанавливается только после выполнения нескольких циклов нагружения. Поэтому переменные режимы эксплуатации приводятся к циклам ЭЦИ с учетом установившихся температурных градиентов.

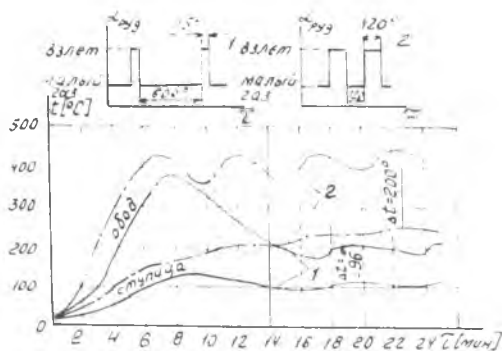


Рис. 20. Изменение температуры обода и ступицы диска турбины в процессе проведения циклических испытаний

Как показывает опыт анализа и сравнения дефектов деталей после стендовых ускоренных ЭЦИ и в эксплуатации при ЭЦИ целесообразно воспроизводить все «полные» ( $Z_0$ ) эксплуатационные циклы нагружения (циклы с запуском двигателя и последующим выходом на максимальный режим), а переменные режимы, выполняемые в процессе работы двигателя в эксплуатации, приводить к испытательным циклам типа малый газ — максимальный режим ( $Z_{эци}$ ). Здесь  $Z$  — число циклов.

В этом случае эквивалентность по цикловой нагруженности эксплуатации и испытания определяется как

$$Z_{эци} = K \cdot Z_{экспл},$$

$$Z_{эци} = K \sum Z_i \eta_{oi} \eta_{pi}$$

или

$$\left( \frac{Z_{эци}^0}{Z_{рэци}^0} + \frac{Z_{эци}^э}{Z_{рэци}^э} \right) = K \left( \sum \frac{Z_i}{Z_{pi}} \right)_{экспл}; \quad (\Pi_{эци} = K \Pi_{экспл}).$$

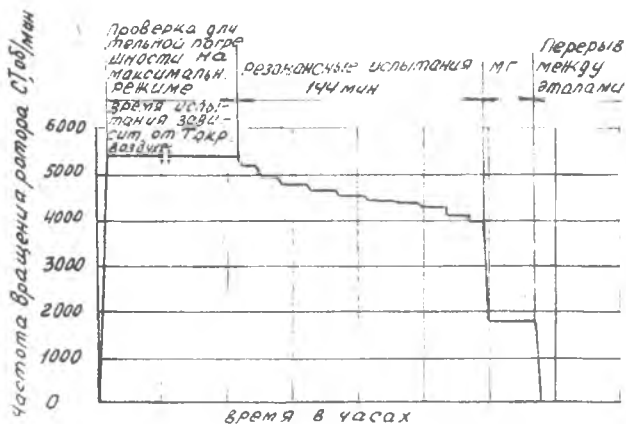
В связи с возможным неравномерным прогревом деталей осуществить идентичность процессов истощения ресурсов в эксплуатации и при ЭЦИ по статической и малоцикловой прочности не всегда возможно. В этом случае эквивалентность эксплуатации и испытания оценивается по равенству суммарного повреждения:

$$(\Pi_{\tau} + \Pi_{z}) = K(\Pi_{\tau} + \Pi_{z})_{\text{ЭКСПЛ.}}$$

Программа испытаний представляет собой набор испытательных циклов, каждый из которых характеризует собой один эксплуатационный цикл работы двигателя, начинающийся запуском двигателя с выходом на максимальный режим в соответствии с регламентом, работой на максимальном режиме, проходами по резонансным интервалам частот вращения ротора, выполнением необходимого количества циклов типа малый газ — максимальный режим и заканчивающийся остановом двигателя.

Для ускорения испытания возможно форсирование двигателя, использование специального стендового оборудования, например для повышенного подогрева воздуха или применение нештатной регулировки двигателя для увеличения напряженности или температуры лопаток.

Пример типовой циклограммы этапа эквивалентно-циклических испытаний ГТУ приведен на рис. 21.



Р и с . 21. Циклограмма проведения этапа ЭЦИ ГТУ НК-16СТ

**Характеристики разделов ОЭЦ двигателя НК-16СТ**

Температура эксплуатации $t_{Н}^{\circ}C$	-15			0			+15		
Вероятность использования, %	50			25			25		
Коэффициент режима	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_1$	$K_2$	$K_3$
	1	0,91	0,83	1	0,88	0,79	1	0,94	0,83
Коэффициент использования режима	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_1$	$t_2$	$t_3$
	0,62	0,18	0,20	0,57	0,32	0,11	0,34	0,33	0,33
Частота вращения ротора ВД, об/мин	6545	6445	6382	6660	6543	6460	6700	6650	6550
Температура газа на входе в турбину, К	1102	1072	1048	1140	1101	1074	1153	1142	1105
Давление воздуха за компрессором, кг/см <sup>2</sup>	11,08	10,53	10,2	10,65	10,1	9,75	10,8	9,85	9,35

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Показана эффективность конвертирования авиационных ГТД для применения в наземных и морских условиях, обоснованная рядом существенных их преимуществ. Проведена систематизация этапов конвертирования авиационных двигателей, их термодинамических циклов и конструктивных циклов, конструктивных особенностей.

2. Обоснована важная роль моделирования физических процессов в ГТД при обеспечении заданных характеристик и высоких показателей надежности конвертированных авиационных двигателей на этапе их экспериментальной доводки. Проведена систематизация основных этапов моделирования. Показаны преимущества методов моделирования при сокращении сроков стоимости экспериментальной доводки и повышении показателей надежности.

3. На ряде примеров продемонстрировано применение методов моделирования при экспериментальном исследовании и доводке тех характеристик двигателя, которые наиболее чувствительны к новым условиям работы конвертированных двигателей. В частности, подробно изложено формирование метода моделирования при экспериментальном исследовании влияния морской воды, попадающей в проточную часть, на основные характеристики двигателя.

4. Отдельно рассмотрена методология разработки программы эквивалентно-циклического испытания конвертированного двигателя как одного из эффективных методов моделирования экстремальных эксплуатационных условий при стендовой отработке ГТД.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А. Ресурс и эквивалентные испытания авиационных двигателей // Испытание авиационных двигателей: Сб. науч. тр. / Уфим. авиац. ин-т. Уфа, 19976. № 4. с. 17-48.
2. Гриценко Е. А. Вопросы обеспечения надежности конвертированных авиационных ГТД // Вопросы авиационной науки и техники: Сб. ЦИАМ, Сер. Авиадвигатель. 1993. № 2. С. 18-21.
3. Гриценко Е. А., Идельсон А. М. Некоторые вопросы конвертирования авиационных ГТД // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Сб. ЦИАМ. М., 1992. С. 42-51.
4. Гриценко Е. А., Елишев Н. И., Жуков К. А. Защита и диагностика конвертированного авиационного ГТД НК-16СТ // Техника воздушного флота. 1993. № 2-3(602). С. 49-52.
5. Заров Г. З., Идельсон А. М. и др. Анализ целесообразности применения авиационного двигателя в качестве привода нагнетателя ГПА // Наземное применение авиационных двигателей в народном хозяйстве: Сб. науч. тр. М.: ВИМИ, 1976. Вып. 2. С. 186-192.
6. Идельсон А. М. Моделирование как метод исследования и доводки серийных авиационных ГТД // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб. науч. тр. / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. С. 45-52.
7. Идельсон А. М. Форма дроссельных характеристик при испытаниях ГТД // Испытание авиационных двигателей: Сб. науч. тр. / Уфим. авиац. ин-т. Уфа, 1978. № 6. С. 133-141.
8. Идельсон А. М. Формирование обобщенной характеристики высокотемпературной турбины // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Сб. науч. тр. / Казан. авиац. ин-т. Казань, 1983. С. 9-15.
9. Идельсон А. М. К вопросу об оптимальной форме обобщенных характеристик лопаточных машин // Некоторые вопросы расчета и экспериментального исследования высотно-скоростных характеристик ГТД: Тр. ЦИАМ, № 1122. — М., 1985. Вып. 7. С. 158-164.
10. Изотов С. П., Шапкин В. В. и др. Авиационные ГТД в наземных установках. М.: Машиностроение, 1984. 228 с.
11. Кузнецов Н. Д. Ускоренные испытания авиационных двигателей // Испытание авиационных двигателей: Сб. науч. тр. / Уфим. авиац. ин-т. Уфа, 1976. № 4. С. 3-16.
12. Кузнецов Н. Д., Цейтлин В. И. Эквивалентные испытания ГТД. М.: Машиностроение, 1976. 293 с.
13. Литвинов Ю. А., Боровик В. О. Характеристики и экспериментальные свойства авиационных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. С. 93-111.
14. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1977. 438 с.
15. Цейтлин В. И., Федорченко Д. Г. Оценка циклической долговечности деталей, работающих при сложных программах нагружения // Проблемы прочности. 1982. № 2. С. 13-19.
16. Цейтлин В. И., Федорченко Д. Г. Оценка прочности деталей в эксплуатационных условиях // Испытание авиационных двигателей. Сб. науч. тр. / Уфим. авиац. ин-т. Уфа, 1980. С. 54-69.
17. Чуян Р. К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. 287 с.
18. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.: Мир, 1972. 381 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
СОКРАЩЕНИЯ, УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ .....	5
1. ОСНОВЫ КОНВЕРТИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	8
1.1. Преимущества конвертированных АГТД .....	8
1.2. Требования, предъявляемые к конвертированию АГТД .....	9
1.3. Принципиальные схемы конвертирования АГТД .....	11
1.4. Проблемы экспериментальной доводки конвертированных двигателей .....	22
2. ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ОТРАБОТКЕ АГТД .....	24
2.1. Моделирование как метод исследования .....	24
2.2. Типы моделирования при экспериментальных исследованиях АГТД .....	26
3. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ КОНВЕРТИРОВАНИИ АГТД .....	29
3.1. Моделирование засоления проточной части двигателя морской водой .....	29
3.2. Моделирование характеристик газогенератора .....	37
3.3. Моделирование влияния повышенных нагрузок на волнах при исследовании прочности опоры .....	38
3.4. Эквивалентно-циклические испытания ГТД как метод моделирования эксплуатационных воздействий .....	40
3.4.1. Цели эквивалентно-циклических испытаний .....	40
3.4.2. Принципы составления программы эквивалентно-циклических испытаний .....	41
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ .....	53
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	54

Учебное издание

Гриценко Евгений Александрович  
Зрелов Владимир Андреевич  
Идельсон Александр Михайлович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЭСПЛУАТАЦИИ  
ПРИ КОНВЕРТИРОВАНИИ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

*Учебное пособие*

Редактор Т. К. Кретькина  
Техн. редактор Г. А. Усачева  
Корректор Т. И. Щелокова

Лицензия ЛР № 020301 от 30.12.96 г.

Подписано в печать 27.11.97. Формат 60x84 1/16.  
Бумага газетная Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 3,25. Усл. кр.-отг. 3,37. Уч.-изд. л. 3,5.  
Тираж 1100 экз. Заказ 192.

Самарский государственный аэрокосмический  
университет имени академика С. П. Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Издательско-полиграфическое объединение СГАУ.  
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.