

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РСФСР ПО ДЕЛАМ
НАУКИ И ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ

САМАРСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

Н. Д. Кузнецов

В. П. Данильченко

В. Е. Резник

УПРАВЛЕНИЕ
РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ
В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ
АВИАЦИОННЫХ ГТД

Учебное пособие

Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД: Учеб. пособие / Н. Д. Кузнецов, В. П. Данильченко, В. Е. Резник; Самар. авиац. ин-т, Самара, 1991. 109 с. ISBN 5-230-168900.

Систематизирован материал, необходимый для разработки систем управления радиальными зазорами в турбокомпрессорах современных и перспективных авиационных двигателей с целью получения оптимальных величин зазоров при работе ГТД на различных режимах; изложена инженерная методика расчета величин радиальных зазоров и влияние их на КПД компрессора и турбины, рассмотрены примеры применения этой методики.

Учебное пособие предназначено для студентов факультета «Двигатели летательных аппаратов», выполняющих курсовые и дипломные проекты, а также может быть рекомендовано слушателям факультета повышения квалификации инженеров. Пособие подготовлено на кафедре теории двигателей летательных аппаратов.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института им. академика С. П. Королева.

Рецензенты: кафедра турбомашин Казанского авиац. ин-та;
канд. техн. наук Н. Г. Трофимов

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	4
Основные условные обозначения	6
1. ПРОБЛЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ОСЕВЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРАХ	9
1.1. Опытные данные о влиянии величины радиальных зазоров на КПД компрессора и турбины и сохраняемость характеристик	9
1.2. Краткий обзор состояния вопроса	12
2. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ СОГЛАСОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РАСШИРЕНИЙ СТАТОРА И РОТОРА НА УСТАНОВИВШИХСЯ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД	19
2.1. Установившиеся режимы	19
2.1.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров в ГТД с нерегулируемой геометрией на установившихся режимах	21
2.2. Переходные режимы	21
2.2.1. Уравнение неизменности радиальных зазоров на переходных режимах	22
2.3. Расчет радиальных расширений статора и ротора	23
2.3.1. Общие сведения	23
2.3.2. Расчетные соотношения	26
2.3.3. Основные положения приближенной методики расчета радиальных зазоров	43
2.4. Примеры выполненных конструкций статоров и роторов	45
2.5. Влияние реальных конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов на величину радиальных зазоров	64
2.6. Сравнение результатов измерений и расчета радиальных зазоров на натуральных турбомашинах	66
3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ	76
3.1. Системы воздействия на статор	77
3.2. Системы воздействия на ротор	87
3.3. Системы самосогласования расширений	93
Приложение	
1. Конструктивные схемы турбокомпрессоров ТРДД	97
2. Методика оценки деформаций диска и лопатки на установившемся режиме	98
3. Методика измерений радиальных зазоров	100
Библиографический список	106

ВВЕДЕНИЕ

Основными параметрами цикла, влияющими на изменение удельного расхода топлива, удельной мощности и удельного веса в авиационных ГТД, являются, как известно, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре, КПД узлов, входящих в состав ГТД.

Кроме аэродинамического совершенства, на уровень КПД влияют факторы, обеспечивающие нормальное функционирование узлов двигателя: отборы на охлаждение, необходимые радиальные зазоры и т. д.

Для достижения минимального удельного расхода топлива одновременно с повышением температуры газа перед турбиной T_r^* необходимо увеличивать и степень повышения давления в компрессоре π_k^* . Однако повышение T_r^* и π_k^* сопровождается, как правило, падением КПД узлов и увеличением расхода охлаждающего воздуха, что может свести на нет потенциальный выигрыш от форсирования цикла. Поэтому необходимо стремиться к повышению КПД узлов, например, путем уменьшения радиальных зазоров в турбокомпрессоре. В этом случае решение проблемы обеспечения минимальных радиальных зазоров рассматривается не только как путь совершенствования турбокомпрессора, но и как метод создания высокоэкономичного двигателя с повышенной сохраняемостью параметров.

В данном пособии систематизирован материал, необходимый для проектирования энергетически наиболее эффективных саморегулируемых систем и конструкций турбокомпрессоров, ориентированных на обеспечение оптимальных радиальных зазоров по всему профилю полета самолета и обеспечивающих сохраняемость характеристик ГТД при эксплуатации.

В главе I приведены краткий обзор состояния проблемы и опытные данные о влиянии радиальных зазоров на эффективность турбокомпрессора.

В главе II теоретически рассмотрены вопросы согласования радиальных расширений статора и ротора турбокомпрессора при работе на установившихся и переходных тепловых режимах

конструкции. С помощью уравнений, описывающих изменение зазоров, полученных авторами, показана возможность прогнозирования изменения радиальных зазоров в турбомашинах и обеспечения их постоянства по условиям полета средствами, вводимыми в конструкцию на стадии проектирования. Изложена приближенная методика расчета величины радиальных зазоров и проведено сравнение результатов расчета и измерений в натурных турбомашинах.

В главе III рассмотрены основные тенденции развития систем теплового воздействия на статор и ротор в турбокомпрессорах, разрабатываемых и находящихся в эксплуатации авиационных ГТД. Особое внимание в работе обращено на создание саморегулируемых, энергетически наиболее выгодных систем управления радиальными зазорами и конструкций турбокомпрессоров ГТД, ориентированных на обеспечение минимальных зазоров с целью повышения экономичности и сохранности экономичности и других характеристик при эксплуатации.

При подготовке книги кроме отечественных материалов были широко использованы работы зарубежных ученых и конструкторов, опубликованные в научно-технических журналах. При работе над рукописью авторы учли замечания рецензентов: кафедры турбомашин ГТД КАИ, руководимой проф. В. И. Локаем, и канд. техн. наук Н. Г. Трофимова; а также ведущих специалистов КНПО «Труд» В. В. Ключникова, В. А. Грибова, В. М. Белкина, В. Н. Пинеса.

Авторы выражают признательность всем перечисленным лицам, а также сотрудникам КНПО «Труд» О. П. Павловой и О. В. Костериной за помощь в оформлении пособия.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- T, t — температура потока газа, воздуха, статора, ротора, К (°C);
- $T_{\text{н}}, t_{\text{н}}$ — температура окружающей среды, К (°C);
- P — тяга, Н;
- Θ — степень подогрева; разность температур;
- G — расход газа, воздуха, топлива, кг/с;
- m — степень двухконтурности; масса, кг;
- $\bar{G}_{\text{охл}}$ — расход воздуха на охлаждение, отнесенный к расходу воздуха через компрессор;
- M — масса, кг; число Маха;
- V — скорость, м/с; объем, м³ (л);
- $C_{\text{р}}$ — удельный расход топлива, кг / Н · ч;
- C — скорость потока газа (воздуха) в абсолютном движении, м/с;
- U — окружная скорость, м/с; упругая деформация детали, мм;
- n — частота вращения, мин⁻¹, с⁻¹;
- ρ — плотность потока (или материала), кг/м³;
- Q, q — количество тепла, Дж;
- α — коэффициент теплового линейного расширения, коэффициент теплоотдачи, Вт/м² · К;
- k — коэффициент теплопередачи, Вт/м² · К; показатель адиабаты;
- K — фактор тепловой инерционности; коэффициент формы;
- Nu — критерий Нуссельта;
- Pr — критерий Прандтля;
- Re — критерий Рейнольдса;
- δ — зазор, толщина;
- ΔK_y — запас газодинамической устойчивости;
- F — площадь;
- π — степень повышения (понижения) давления;
- σ — нормальное напряжение в материале, Па;
- p — давление потока газа, воздуха, Па;
- η — коэффициент полезного действия;
- τ — время, с (мин, ч);
- Δ — приращение величины.

ИНДЕКСЫ

Надстрочные

* — заторможенные параметры.

Подстрочные

I — значение параметра на выходе из внутреннего контура;

II — то же на выходе из вентилятора;

г — газ, продукты сгорания; горячий;

в — воздух;

т — турбина, топливо;

д — диск;

охл. — охлаждаемый;

с.а — сопловой аппарат;

л — лопатка;

и — окружной;

р — ребро, ротор, расчетный;

взл — взлетный режим;

кр — крейсерский режим;

э — эюра температуры, экспериментальный;

тах — максимальный;

изм — измеренный;

Σ — суммарный;

— — **относительные** (безразмерные) величины;

вт — втулка;

р.з — радиальный зазор;

min — минимальный;

пр — приведенный;

к — компрессор, контур, корпус;

кс — камера сгорания;

жт — жаровая труба;

н — наружный;

ви — внутренний;

потр — потребный;

ф — форма;

исх — исходный;

мг — малый газ;

вх — вход;

вых — выход;

ср. — средний;

ад — адиабатический;

мз — монтажный зазор;

гг — газогенератор;

на — направляющий аппарат;

рл — рабочая лопатка;
рк — рабочее колесо, рабочее кольцо;
ст — ступень, стенка, статор, ступица;
покр — покрытие;
вкл — включено;
откл — отключено;
ВД — высокое давление;
СД — среднее давление;
НД — низкое давление;
РУД — рычаг управления двигателем;
конт — контактирующие поверхности.

1. ПРОБЛЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ОСЕВЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРАХ

1.1. ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ О ВЛИЯНИИ ВЕЛИЧИНЫ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ НА КПД КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ И СОХРАНЯЕМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК

Термический КПД газотурбинного двигателя определяется температурой газа перед турбиной $T_{г*}$, степенью сжатия воздуха в компрессоре $\pi_{к*}$, а также КПД узлов турбокомпрессора (ТК), причем повышение значений $T_{г*}$ и $\pi_{к*}$ сопровождается снижением КПД процессов в турбокомпрессоре. (из-за снижения $\eta_{ад*}$ при возрастании $\pi_{к*}$, увеличения утечек и расхода воздуха на охлаждение горячих узлов и др.).

Расчеты показывают, что даже сравнительно малое ухудшение КПД турбокомпрессора может обесценить улучшения, связанные с форсированием цикла двигателя (рис. 1.1). Из рис. 1.1

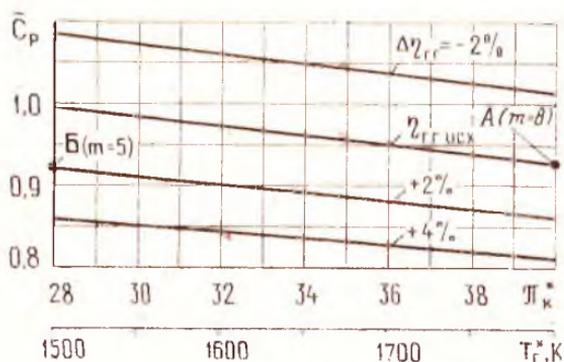


Рис. 1.1. Зависимость относительного удельного расхода топлива C_p от степени повышения давления $\pi_{к*}$, температуры газа $T_{г*}$, степени двухконтурности m и КПД газогенераторной части $\eta_{гг}$

видно, что для улучшения эффективности двигателя, например, на 7% (точка А), при неизменном КПД турбокомпрессора требуется увеличить значение $\pi_{к*}$ с 28 до 38—40, $T_{г*}$ с 1500 до 1750—1800 К и степень двухконтурности m —до 8. Если при этом КПД узлов ухудшится на 2%, то улучшения удельного расхода

топлива \bar{C}_p не произойдет. Повышение КПД узлов на 2% позволит снизить удельный расход топлива на 7%, сохранив исходные значения π_k^* , T_r^* , m (точка Б на рис. 1.1).

Существенно влияет на КПД турбокомпрессора и запасы его устойчивости величина радиальных зазоров (рис. 1.2, 1.3). Видно, что 1% изменения величины радиального зазора δ_{p3} по кон-

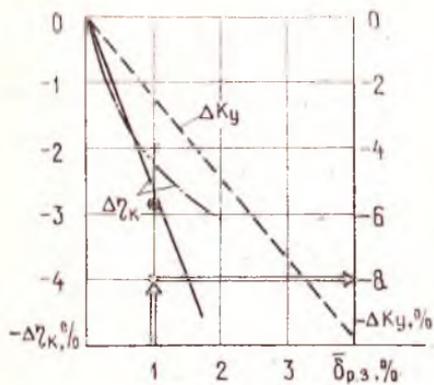


Рис. 1.2. Влияние относительного радиального зазора по концам лопаток компрессора δ_{p3} на изменение его КПД $\Delta\eta_k$ и запасов его газодинамической устойчивости ΔK_y :
 - · - · - $\Delta\eta_k$, — — — ΔK_y [26];
 ○ — данные по ГТД RB.199 [1];
 ⊙ — КВД ГТД № 2; ● — ГТД ε³

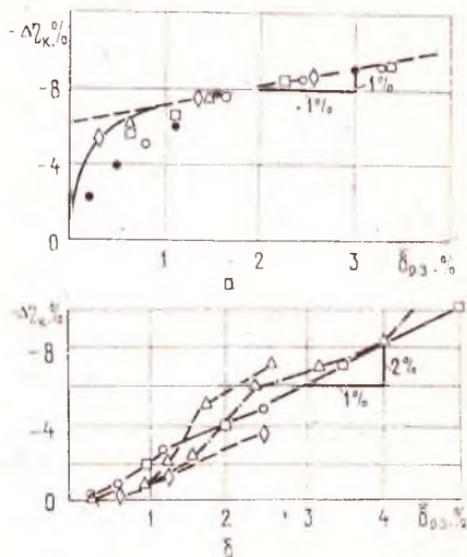


Рис. 1.3. Влияние относительного радиального зазора δ_{p3} на изменение КПД компрессора $\Delta\eta_k$ при постоянной мощности на валу ротора (а) и при постоянном расходе воздуха (б):
 ●, △, ▷, ◇, □ — опыты различных авторов [27]

цам лопаток КВД приводит к снижению КПД компрессора примерно на 1—2% и уменьшению запаса газодинамической устойчивости $\Delta K_y \approx$ на 3% [1].

Следует отметить, что по опыту доводки КВД двигателя RB.199 с малыми размерами проточной части (высота лопаток на выходе из КВД $h_{л3} = 19$ мм) увеличение периферийного радиального зазора на 1% приводило к снижению ΔK_y на 8% (рис. 1.2) [1]. В литературе имеются данные о нелинейной зависимости КПД компрессора от радиального зазора в области малых значений δ_{p3} (см. условия сравнения в случае а на рис. 1.3) [27]. На рис. 1.4 показано влияние радиальных зазоров на КПД турбины. Видно, что 1% изменения величины зазора по концам

лопаток турбины ВД может приводить к уменьшению КПД примерно на 1,5—2,8 %.

Для пассажирских и транспортных самолетов перспективными являются ТРДД с повышенной степенью двухконтурности ($m > 10$) и турбовинтвентиляторные двигатели — ТВВД. Для существующего и перспективного парка самолетов подобные двигатели создаются с тягой $P = 120 - 200$ кН в условиях взлета, что порождает проблему, связанную с малыми приведенными расходами воздуха через газогенератор. Так, например, за компрессором высокого давления (КВД) ГТД № 1 приведенный расход воздуха $G_{в пр} = 15$ кг/с, в ГТД № 2 $G_{в пр} = 7$ кг/с, в ГТД № 3 $G_{в пр} = 3,0$ кг/с. Здесь $G_{в пр} = G_{в вД} \sqrt{\frac{T_2^*}{288} \frac{1,033}{\rho_2^* вД}}$.

Уменьшение приведенного расхода воздуха приводит к снижению КПД компрессора в связи с проявлением масштабного фактора.

На рис. 1.5 показано влияние 1 мм радиального зазора на потери КПД компрессора в ГТД различной размерности. Видно, что 1 мм радиального зазора в КВД (рис. 1.5,б)

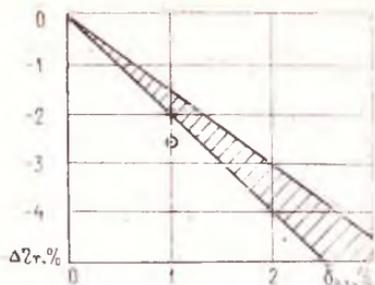


Рис. 1.4. Влияние относительного зазора $\delta_{рз}$ на изменение КПД турбины $\Delta\eta_t$: ■ — [26]; ○ — ТВД ГТД № 3 (расчет при $n_{пр} = \text{const}$); ● — [2]

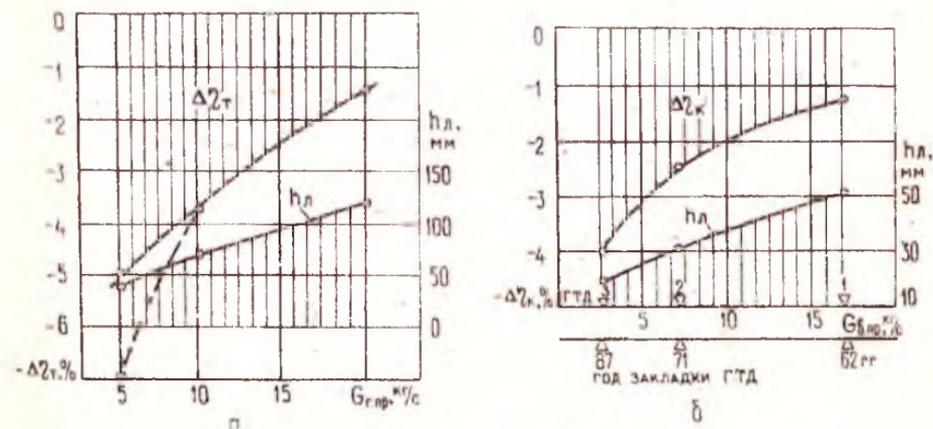


Рис. 1.5. Влияние изменения радиального зазора в 1 мм на потери КПД турбины ВД (а) и КПД компрессора ВД $\Delta\eta_k$ (б) в ГТД различной размерности

приводит к более существенному снижению КПД компрессора в двигателях малой размерности. В ГТД № 3 при высоте лопатки на выходе $h_{л} = 20$ мм снижение КПД составляет 4%, тогда как в ГТД № 1 ($h_{л} = 48$ мм) снижение КПД равно 1,3%. В турбинах 1 мм радиального зазора также приводит к более значительному уменьшению КПД турбины в двигателях меньшей размерности, т. е. с малым приведенным расходом газа $G_{г пр} = G_{г} \sqrt{T_{г}^*/288 \cdot 1,033/\rho_{г}^*}$ (рис. 1.5, а).

В табл. 1.1 приведены данные по влиянию 1 мм радиального зазора КВД и ТВД на удельный расход топлива.

Параметры ГТД на взлетном режиме $H=0, M=0$	$C_p, \%$	
	КВД	ТВД
ГТД № 1 ($\pi_{к}^* = 12,$ $T_{г}^* = 1300 \text{ К}, m = 1,3$)	+0,68'	+0,7
ГТД № 2 ($\pi_{к}^* = 27,$ $T_{г}^* = 1620 \text{ К}, m = 1,3$)	+1,	+ 1,5
ГТД № 3 ($\pi_{к}^* = 40,$ $T_{г}^* = 1650 \text{ К}, m = 15$)	+1,3	+ 2,95

1.2. КРАТКИЙ ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА

При увеличении ресурса работы ГТД характеристики газогенератора, как правило, ухудшаются (рис. 1.6 и 1.7). Величина ухудшения расхода топлива C_p может составлять 1,5—5%. Хотя трехкаскадные ТРДД существенно отличаются лучшей сохраняемостью C_p по сравнению с двухкаскадными двигателями при одинаковой наработке в эксплуатации, однако ухудшение удельного расхода топлива остается достаточно значительным.

Удельный расход топлива двигателя повышается (рис. 1.7) в результате изменения радиальных зазоров и проходных сечений тракта двигателя, в том числе и вентилятора, под влиянием полетных нагрузок [35]. Выработка корпуса статора может составлять значительную величину (рис. 1.8) [28]. С целью обеспечения минимальных радиальных зазоров усилия конструкторов и специалистов в области теплообмена направлены: на подбор материалов и масс ротора и корпуса статора турбокомпрессора для установления необходимого темпа их прогрева, а следовательно, и необходимых радиальных перемещений на всех

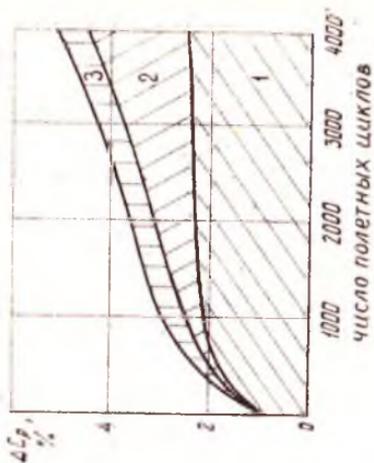


Рис. 1.7. Влияние некоторых эксплуатационных и технологических факторов на увеличение удельного расхода топлива (для ГТД 1Т9Д [36]): 1 — изменение радиальных зазоров и продольных сечений газового тракта; 2 — влиянием полетных нагрузок; 3 — эрозия в вентиляторе и контурах низкого и высокого давлений; 4 — термическая деформация деталей; один полетный цикл равен 3 часам.

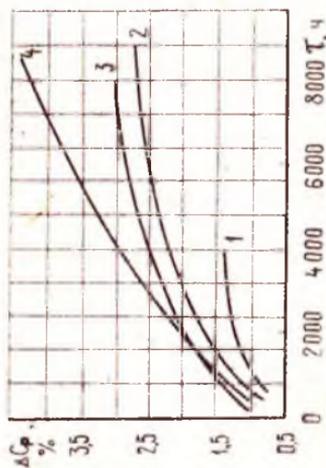


Рис. 1.6. Зависимости увеличения удельного расхода топлива от параболки в эксплуатации для 3-каскадного и 2-каскадных ГТД: 1 — 3-каскадный ГТД RB 211; 2, 3, 4 — 2-каскадные ГТД (2 — 1Т9Д, 3 — 1Т8Д, 4 — 1Т3Д [3]).

режимах работы двигателя; на повышение жесткости корпуса статора; на разгрузку корпуса при передаче тяговых усилий и крутящих моментов на подвеску; на обеспечение концентричности ротора и статора.

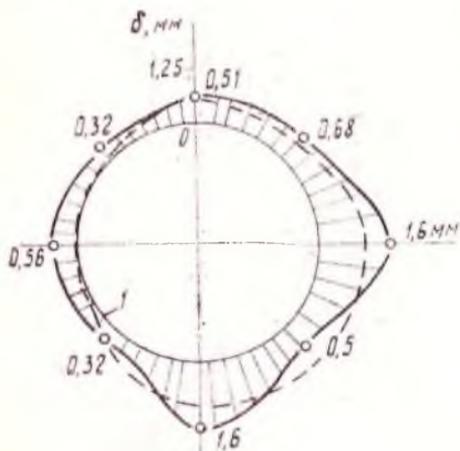


Рис. 1.8. Характер выработки корпуса вентилятора в процессе эксплуатации двигателя ИТ9Д на самолете Боинг-747 [8]: 1 — исходная форма корпуса; — — измерения при испытаниях перед получением сертификата о летной годности (150 полетов на Боинг-747); ○ — измерения на двигателе Р.695743 (в процессе 141 полета)

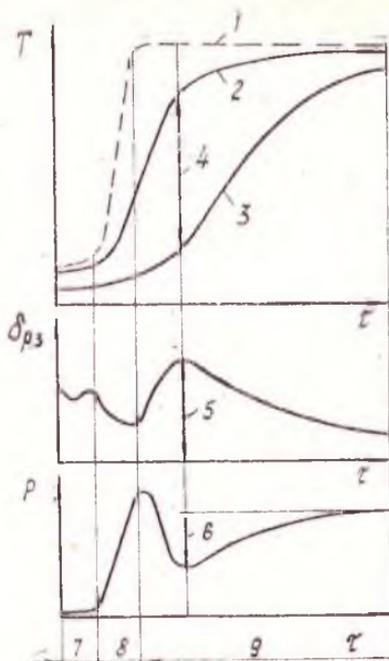


Рис. 1.9. Изменение параметров основного потока (1), температур статора (2), диска (3), радиального зазора (5) и тяги двигателя (6) во время запуска и приемистости двигателя; 4 — момент максимального рассогласования температур статора и ротора; 5 — максимальный радиальный зазор; 6 — недобор тяги; 7 — запуск и выход на режим малого газа; 8 — выход на взлетный режим; 9 — взлетный режим

В современных авиационных ГТД наблюдаются тенденции к увеличению степени повышения давления в компрессорах до $\pi_k^* = 40$ и более (что сопровождается повышением температуры воздуха на выходе до 850...900 К); к увеличению частоты вращения ротора; к снижению массы элементов турбокомпрессора и возрастанию аэродинамической эффективности. Это приводит к необходимости более тщательного анализа всех тепловых физических проблем турбомашин.

В задачу специалистов по теплообмену входит получение

точных экспериментальных и расчетных данных о стационарных и нестационарных распределениях температуры в корпусах и дисках не только турбины, но и компрессора в течение всего цикла полета — от запуска двигателя до останова его после приземления самолета.

При этом преследуются следующие цели:

определение величин рабочих радиальных зазоров между ротором и статором с целью воздействия на элементы конструкции турбокомпрессора, для обеспечения оптимального теплового согласования элементов на всех режимах (стационарных и нестационарных), т. е. минимальных зазоров во время всего полета;

обеспечение долговечности корпуса статора и дисков и создание на этой основе надежной конструкции минимальной массы. Большое влияние на величину радиального зазора оказывает характер изменения во времени температуры корпуса статора и ротора.

На рис. 1.9 схематически показано типичное изменение температуры статора, диска компрессора, турбины и тяги двигателя при запуске. Следует отметить, что становление давления и температуры воздуха в компрессоре (кривая 1, рис. 1.9) происходит так же быстро, как и частоты вращения ротора двигателя, т. е. обычно за 5—10 с от режима малого газа до взлетного. Температура корпуса статора (кривая 2), обтекаемого потоком воздуха (газа), также относительно быстро изменяется и отслеживает изменение режима работы двигателя. Очевидно, что радиальное перемещение корпуса происходит тоже быстро.

Напротив, радиальное перемещение ротора происходит с отставанием, при этом температура периферийной части диска изменяется гораздо быстрее, чем температура полотна и более массивной втулочной части, не взаимодействующей с основным потоком (кривая 3). Это приводит к возникновению большой по величине и нарастающей во времени рассогласованности температур статора и ротора (участок 4) и сопровождается повышением термических напряжений в диске и увеличением радиального зазора.

Изменение радиального зазора между лопатками ротора и корпуса статора в зависимости от времени также показано на рис. 1.9. Из рисунка видно, что вначале происходит кратковременное уменьшение величины зазора в результате повышения частоты вращения ротора и радиальной вытяжки его деталей под действием центробежных сил, затем под влиянием нестационарных тепловых процессов происходит увеличение зазоров (участок 5), что вызывает снижение КПД турбокомпрессора и может приводить к срывным явлениям в нем. Через некоторое

время работы двигателя при неизменном $\alpha_{руд}$ радиальные зазоры принимают желаемые значения.

Нестационарное изменение величины радиального зазора приводит к изменению основных параметров двигателя, например, тяги. Следует отметить, что тяга двигателя может возрастать от величины, соответствующей режиму малого газа, до максимальной очень быстро (участок 8, рис. 1.9), далее наблюдается провал тяги (участок 6), а затем тяга медленно возрастает, достигая проектной максимальной величины (по мере восстановления радиального зазора). Этот процесс может длиться несколько минут. Как показал опыт эксплуатации, провал тяги по сравнению с максимальной на 3,5...15% наблюдается через 20...60 с, когда самолет может оказаться в конце взлетной полосы, и должен взлетать, т. е. в момент, когда требуется наибольшая тяга. Поскольку провал тяги двигателя на взлетном режиме (рис. 1.9) недопустим, то в современных ГТД используется метод кратковременного увеличения режима работы двигателя (например, по температуре газа перед турбиной) на взлетном режиме в течение 5 мин, что отрицательно сказывается на ресурсе.

При конструировании компрессоров и турбин опытных и перспективных двигателей необходимо добиваться более благоприятного изменения температур деталей, а следовательно, перемещений статорных и роторных элементов. Применительно к компрессору и турбине усилия направлены, в конечном итоге, на увеличение тепловой инерционности статора и уменьшение этого фактора у ротора (рис. 1.10). На рис. 1.10 показано, как увеличение тепловой инерционности статора позволяет сблизить радиальные перемещения статора и ротора, а следовательно,

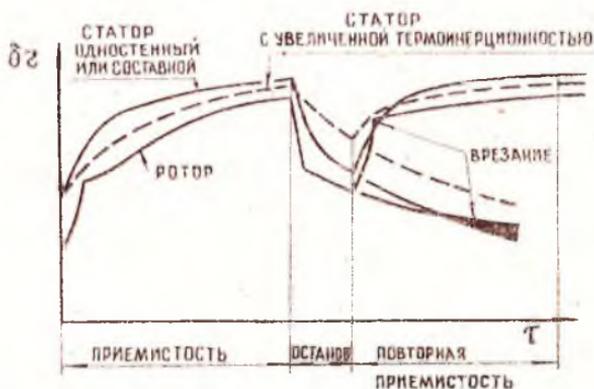


Рис. 1.10. Изменение радиальных перемещений диска и статора компрессора на переходных режимах работы двигателя

уменьшить радиальные зазоры и провал тяги на взлетном режиме работы двигателя.

При снижении частоты вращения ротора на останове двигателя и при повторной приемистости, очевидно, можно и нужно избежать уменьшения радиальных зазоров до отрицательных значений, т. е. избежать явлений «врезания», имеющих место в современных турбокомпрессорах, когда лопатки ротора внедряются в истираемое покрытие статора. В результате такого «врезания» зазоры увеличиваются, и это приводит, в конечном счете, к снижению КПД турбокомпрессора и запасов газодинамической устойчивости ГТД.

Чтобы повысить термонерционность корпуса статора, можно просто увеличить его массу, что неприемлемо для авиационных ГТД. Увеличению тепловой инерционности статора способствует снижение интенсивности взаимодействия основного потока со стенками корпуса. Это достигается, например, путем введения различного рода тепловых сопротивлений между силовым корпусом и внутренними стенками статора, образующими воздушный тракт компрессора, а также путем дозированного охлаждения конструкции корпуса холодным воздухом. Весьма эффективной, очевидно, является конструкция корпуса, имеющего внешнюю силовую оболочку с подвешенными к ее внутренней стороне отдельными сегментами, образующими трактовую стенку кольцевого канала турбокомпрессора (по типу статоров турбин). В таком статоре радиальное перемещение определяется только тепловым состоянием силового корпуса, который не подвергается непосредственному воздействию основного потока и поэтому относительно медленно реагирует на изменение режима работы двигателя.

Тепловую инерционность роторных деталей можно уменьшить, например, вентиляцией полостей между дисками с помощью небольшого количества воздуха, отбираемого от основного потока.

Рассмотренный метод регулирования и оптимизации зазоров в уже созданных или находящихся в доводке турбомашинах, как правило, неосуществим, так как он требует проведения глубоких и фундаментальных конструкторско-технологических изменений. Простым же подбором материала деталей статора при современных методах конструирования решить проблему согласования перемещений ротора и статора пока не удастся. В этих случаях прибегают к активному способу управления радиальными зазорами. Эта цель может достигаться, например, с помощью систем, обеспечивающих струйный выдув холодного воздуха, отбираемого из-за ступеней низкого давления, на корпус статора. Следствием этого является уменьшение его размера.

Наличие систем обдува позволит не только уменьшать или увеличивать зазоры на некоторых режимах работы двигателя путем выключения охлаждающего воздуха, но и избегать истирания трактовых поверхностей, происходящего в результате высоких полетных нагрузок при маневрах или термических перемещениях.

На крейсерском режиме полета, при котором расходуется большая часть топлива, система охлаждения может быть включена с целью активного уменьшения радиальных зазоров и повышения КПД турбокомпрессора. Большой практический интерес может представлять система управления радиальными зазорами в охлаждаемой турбине, где системе охлаждения горячих элементов ротора, кроме основной функции — обеспечения необходимого уровня температур, придана вторая функция — дозированного уменьшения расхода воздуха на крейсерском режиме. При уменьшении расхода воздуха происходит подогрев диска и лопаток, радиальные размеры их увеличиваются, а радиальные зазоры уменьшаются. Очень важно, чтобы при применении любых способов интенсификации охлаждения, в том числе и вспомогательных систем, не были утрачены обе функции системы охлаждения деталей ротора (рис. 1.11). Решению этой проблемы уделено определенное внимание в работах [4, 5, 6].

Для уменьшения расхода воздуха повышенной энергии, используемого при обдуве статоров турбокомпрессора, рационально вести разработку систем управления радиальными зазорами не в доработочном исполнении турбокомпрессоров существующих ГТД, а созданием конструкций, ориентируемых на применение саморегулируемых, энергетически наиболее экономичных систем без затрат воздуха на длительных режимах работы ГТД (систем с пассивным саморегулированием зазоров).

В связи с тем, что основными факторами, определяющими минимальную величину радиальных зазоров, являются согласованность термических расширений деталей ротора и статора, их деформации под воздействием различных нагруз-

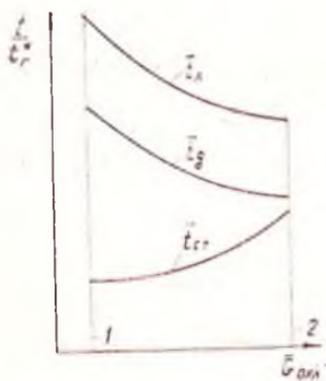


Рис. 1.11. Изменение температур деталей диска T_d , лопаток T_l и статора $T_{ст}$ для обеспечения встречных перемещений роторных и статорных деталей в зависимости от расхода охлаждающего воздуха $G_{охл}$: 1 — крейсерский режим полета; 2 — взлетный режим

зок, а также конструкторско-технологические и режимные особенности двигателя, проанализируем их влияние на величину зазоров.

2. АНАЛИЗ УСЛОВИЙ СОГЛАСОВАНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РАСШИРЕНИЙ СТАТОРА И РОТОРА НА УСТАНОВИВШИХСЯ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД

2.1. УСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ

При изменении температуры воздуха на входе в двигатель $T_{\text{ввх}}^*$, высоты H , скорости V полета самолета и частоты вращения ротора турбокомпрессора геометрические размеры газодинамического тракта не сохраняются постоянными. И даже при работе ГТД с неизменной приведенной частотой вращения ротора ($n_{\text{пр}} = n / \sqrt{T_{\text{ввх}}^*} = \text{const}$) с фактором геометрического неподобия необходимо считаться. Для этого простейшего случая эксплуатации двигателя полное изменение радиального зазора «пакета» деталей, состоящего из диска, лопаток и статора, от термических расширений можно записать в виде

$$\delta'_{p,z} = \alpha_{\text{ст}} r_{\text{ст}} \delta t_{\text{ст}} - \alpha_{\text{л}} h_{\text{л}} \delta t_{\text{л}} - \alpha_{\text{д}} r_{\text{д}} \delta t_{\text{д}}, \quad (2.1)$$

где $\alpha_{\text{ст}}$, $\alpha_{\text{л}}$ и $\alpha_{\text{д}}$ — коэффициенты линейного расширения статора, лопаток и диска соответственно.

Допустим, что на режимах $n_{\text{пр}} = n / \sqrt{T_{\text{ввх}}^*} = \text{const}$ температура i -го венца изменяется по закону

$$T_i T_{\text{ввх}}^* = T_{i288} \frac{T_{\text{ввх}}^*}{288}. \quad (2.2)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \delta'_{p,z} = & \alpha_{\text{ст}} r_{\text{ст}} T_{\text{ст}288} \left(\frac{T_{\text{ввх}}^*}{288} - 1 \right) - \alpha_{\text{л}} h_{\text{л}} T_{\text{л}288} \left(\frac{T_{\text{ввх}}^*}{288} - 1 \right) \\ & - \alpha_{\text{д}} r_{\text{д}} T_{\text{д}288} \left(\frac{T_{\text{ввх}}^*}{288} - 1 \right). \end{aligned} \quad (2.3)$$

Разделив это равенство на высоту лопатки $h_{\text{л}}$, получим зависимость изменения относительного зазора от параметров «пакета» и внешних условий:

$$\begin{aligned} \frac{\delta'_{p,z}}{h_{\text{л}}} = \delta'_{p,z} = & \alpha_{\text{д}} T_{\text{д}288} \left(\frac{T_{\text{ввх}}^*}{288} - 1 \right) \left[\frac{1}{2} \left(\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}} + 1 \right) \frac{\alpha_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{д}}} \frac{T_{\text{ст}288}}{T_{\text{д}288}} - \right. \\ & \left. - \frac{\alpha_{\text{л}}}{\alpha_{\text{д}}} \frac{T_{\text{л}288}}{T_{\text{д}288}} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_{\text{ср}}}{h_{\text{л}}} - 1 \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.4)$$

При поддержании приведенных оборотов постоянными $n_{пр} = \text{const}$ физические обороты ротора (при изменении $T_{ввх}^*$) будут изменяться в соответствии с $n^2 \sim T_{ввх}^*$, и поэтому величина упругой деформации диска и лопаток будет переменной.

Поскольку $U_{дс} \sim n^2$, то

$$U_{дс} = \text{const} (n_1^2 - n_2^2) = \text{const} \cdot n_{пр}^2 \left(\frac{n_1^2}{n_{пр}^2} - \frac{n_2^2}{n_{пр}^2} \right) = \\ = \text{const} \cdot n_{пр}^2 \left(- \frac{\Delta T}{288} \right) = \text{const} \cdot n_{288}^2 \left(\frac{T_{ввх}^*}{288} - 1 \right). \quad (2.5)$$

Таким образом, полное изменение зазора можно представить в виде $\Delta \delta_{рз} = \alpha_{д} T_{д288} \left(\frac{T_{ввх}^*}{288} - 1 \right) \left\{ \left[\frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} + 1 \right) \times \right. \right. \\ \times \left. \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{д}} \frac{T_{ст288}}{T_{л288}} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} - 1 \right) - \frac{\alpha_{л}}{\alpha_{д}} \frac{T_{л288}}{T_{д288}} \right] - \\ \left. - \left(\frac{C_{д} + C_{л}}{h_{л}} \right) n_{288}^2 \frac{1}{\alpha_{д} T_{д288}} \right\}. \quad (2.6)$

Здесь $C_{д}$, $C_{л}$ — постоянные величины, характеризующие податливость диска и лопатки соответственно.

Из уравнения (2.6) видно, что чем шире диапазон эксплуатации двигателя по числу M полета и высоте, т. е. в больших пределах изменяется $T_{ввх}^*$, тем значительнее изменяется радиальный зазор на установившихся режимах полета любого венца турбомашинны. Значение монтажного радиального зазора назначается из условия предупреждения износа периферийных участков лопаток двигателя, который на установившихся режимах наиболее вероятен при максимальном значении температуры воздуха на входе и максимальной частоте вращения ротора. Определенный таким образом зазор, как будет показано ниже,

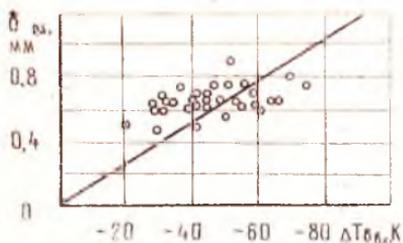


Рис. 2.1. Изменение радиального зазора в зависимости от температуры воздуха на входе в двигатель на установившихся режимах: — опыты ЦИАМ [2],

○ — опыты КНПО «Труд»

должен быть увеличен для исключения износов сопрягаемых деталей при работе двигателя на переходных режимах. Кроме того, должно быть учтено действие эксплуатационных и технологических факторов (перегрузки, дисбалансы и др.).

В других стационарных условиях эксплуатации двигателя (при понижении режима работы) радиальный зазор $\delta_{рз}$ возрастает. Типичное изменение $\delta_{рз}$ на установившихся

режимах в зависимости от изменения температуры воздуха на входе в двигатель приведено на рис. 2.1.

Как видно из графика, снижение температуры воздуха, например, на 40 К, что соответствует переходу со взлетного режима на крейсерский, приводит для ТРДДФ к изменению радиального зазора на 25—30% от величины монтажных зазоров. Важно подчеркнуть, что в общем случае чем больше максимальное значение числа M полета, при котором монтажный радиальный зазор предполагается полностью выбранным, тем большим оказывается значение радиального зазора в крейсерских условиях полета и соответственно ниже КПД турбокомпрессора. При значении зазора порядка 1...1,2 мм потери КПД турбины и компрессора высокого давления современных ГТД могут достигать 2,5...4,0% [26, 27, 7, 8].

2.1.1. УРАВНЕНИЕ НЕИЗМЕННОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ГТД С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Из выражения (2.6) получено условие сохранения постоянного и равного нулю радиального зазора при изменении температуры воздуха на входе в двигатель:

$$\frac{t_{ст288}}{t_{д288}} = \frac{0,5 \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} - 1 \right) + \frac{\alpha_{л}}{\alpha_{д}} \frac{T_{л288}}{T_{д288}} + \frac{C_{д} + C_{л}}{h_{л}} n_{д288}^2 \frac{1}{\alpha_{д} T_{д288}}}{0,5 \left(\frac{D_{ср}}{h_{л}} + 1 \right) \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{д}}} \quad (2.7)$$

Зависимость (2.7) имеет четкий физический смысл, заключающийся в том, что в двигателе с нерегулируемой геометрией для сохранения нулевой величины радиального зазора в различных условиях полета (такой же, как и при $H = 0$, $V = 0$, $T_{вх}^* = 288$ К) необходимо в стандартных атмосферных условиях обеспечить температуру статора близкой к температуре, определяемой из уравнения (2.7). При выполнении этого требования и поддержании $n_{пр} = \text{const}$ значение радиального зазора в полетных условиях работы двигателя будет поддерживаться неизменным автоматически.

2.2. ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ

Наличие переходных режимов работы турбокомпрессора (сброс оборотов, повторная приемность прогретого двигателя) вызывает значительное изменение радиального зазора, вследствие

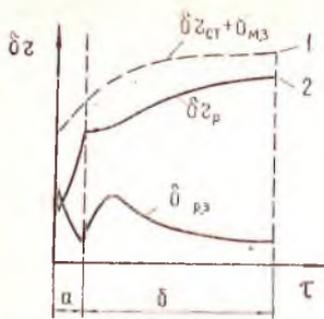


Рис. 2.2. Радиальные перемещения ротора δr_p , статора $\delta r_{ст}$ и получающаяся при этом величина радиального зазора $\delta_{pз}$ на переходных режимах: а — выхода ротора двигателя на максимальную частоту (время приемистости); б — регулярный режим прогрева деталей ротора

чего монтажные радиальные зазоры в современных турбомашинах назначаются увеличенными. Расогласование зазоров обуславливаются:

режим (в течение 5—12 с) изменением деформации лопаток и диска от центробежных сил и термическим удлинением лопаток (кривая 2, участок а на рис. 2.2);

различным темпом нагревания (или охлаждения) во времени деталей ротора и статора (см. кривые 1 и 2, участок б на рис. 2.2). На участке а даже тонкостенные корпуса турбокомпрессоров не отслеживают во времени изменение размеров ротора, обусловленное ростом оборотов, что сопровождается кратковременным уменьшением радиальных зазоров. На этом участке влияния тепловых расогласований ротора и статора практически нет.

Это обстоятельство необходимо учитывать при назначении монтажных зазоров. Различие тепловой инерционности статора (кривая 1) и ротора (кривая 2) проявляется только на участке б.

Идея согласования темпов расширения массивных дисков и статорных деталей рассмотрены ниже.

2.2.1. УРАВНЕНИЕ НЕИЗМЕННОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Изменение во времени температур неподвижных и вращающихся деталей на участке б (рис. 2.2) может быть приближенно оценено с помощью соотношений теории регулярного режима [9].

Температуры неподвижных и вращающихся деталей для регулярного режима определяются по уравнениям

$$T_1(\tau) = T_1 - \Delta T_1 e^{-K_1 \tau}; \quad (2.8)$$

$$T_2(\tau) = T_2 - \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}; \quad (2.9)$$

где $\Delta T_1 = T_1 - T_{10}$; $\Delta T_2 = T_2 - T_{20}$ — разности температур на новом установившемся режиме и в начальный момент переходного процесса; K_1 и K_2 — факторы тепловой инерционности; e — основание натурального логарифма.

Соответственно разность температур сопрягаемых элементов на переходных режимах, определяющая рассогласование радиальных зазоров, устанавливается из выражения

$$\Delta T(\tau) = T_1 - T_2 - \Delta T_1 e^{-K_1 \tau} + \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}; \quad (2.10)$$

Очевидно, что неизменность радиального зазора во времени возможна лишь при условии $T_1(\tau) - T_2(\tau) = T_1 - T_2 - T_{10} - T_{20}$, т. е. когда $\Delta T_1 e^{-K_1 \tau} = \Delta T_2 e^{-K_2 \tau}$.

$$(2.11)$$

Это условие реализуется автоматически при $K_1 = K_2$, т. е. при равенстве тепловой инерционности сопрягаемых деталей. Простейший способ сближения инерционности за счет масс ротора и статора в авиационных ГТД распространения не получил, так как при этом увеличивается вес конструкции.

Следует отметить, что конструирование турбокомпрессора с управляемой термоинерционностью, которая обеспечит оптимальные изменения зазоров в полетном цикле и желаемую циклическую долговечность деталей ротора, сопряжено с необходимостью расчета радиальных расширений статора и ротора на переходных и стационарных режимах.

2.3. РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ РАСШИРЕНИИ СТАТОРА И РОТОРА

2.3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для расчета радиальных расширений элементов конструкции необходимо уметь определять температуру этих элементов в любой момент времени.

Рассмотрим более подробно решение задачи теплопроводности применительно к телам произвольной формы на нестационарных режимах.

Для решения привлекаются уравнения Фурье

$$dt/d\tau = a \Delta^2 t \quad (2.12)$$

и краевые условия

$$t(\tau=0) = f(x, y, z); \quad (2.13)$$

$$\lambda(dt/dn) + \alpha(t_{ст} - t_\tau) = 0, \quad (2.14)$$

где $t = \varphi(x, y, z, \tau)$ — температура тела, являющаяся функцией координат x, y, z и времени τ ; a — коэффициент температуропроводности; n — нормаль к поверхности тела; α — коэффициент теплоотдачи среды; $t_{ст}$ — температура поверхности тела.

Предположим, что изменение температуры среды t_r произошло мгновенно, а новый уровень температуры поддерживается постоянным в течение всего времени переходного процесса.

Решение уравнения (2.12) для случая $t_r = \text{const}$ представляется в виде ряда и имеет вид [10]

$$\Theta = \sum_{i=1}^{\infty} A_i U_i e^{-K_i \tau}, \quad (2.15)$$

где $\Theta = t_{\text{ст}} - t_r$; A_i — константы, зависящие от начального распределения температур и формы тела; U_i — функции от координат, характеризующие пространственное распределение температур и содержащие в качестве параметра физконстанты $U_i = f(x, y, z, c_p, \lambda)$; K_i — константы, зависящие от геометрических размеров и формы тела, а также от физических свойств и условий теплообмена с окружающей средой α и не зависящие от начального распределения температур, координат и времени.

Особенностью решения в виде ряда является то, что с ростом времени он быстро сходится, каждый последующий член становится малым по сравнению с предыдущим. При некотором значении τ , превышающем τ_1 , сумма членов ряда мало отличается от первого члена, поэтому при $\tau > \tau_1$ можно записать приближенное равенство

$$\Theta \approx A_1 U_1 e^{-K \tau}, \quad (2.16)$$

из которого следует, что при достаточно долгом времени теплового выравнивания Θ стремится к нулю (рис. 2.3).

Для экспериментального определения величины K часто используется метод регулярного режима, суть которого вытекает из следующих соображений. Из уравнения (2.16) путем дифференцирования можно получить выражение для нахождения константы K в следующей форме:

$$-K = (1/\Theta) (d\Theta/d\tau). \quad (2.17)$$

Отсюда следует, очень важный вывод, что относительное изменение температуры в любой точке тела не зависит от координат.

Разделяя переменные и интегрируя, получим

$$\ln \Theta = -K \tau + \ln A_1 U_1, \quad (2.18)$$

где $\ln A_1 U_1$ — константа.

Выражение (2.18) подсказывает способ экспериментального определения константы K .

Если произвести измерение нескольких значений температуры Θ во времени и представить эти результаты в виде зависимости $\ln \Theta = f(\tau)$, то обычно обнаруживается наличие двух

участков изменения температуры, а именно: нелинейного и линейного. Линейный участок, как видно из формулы (2.18), соответствует регулярному режиму теплообмена (рис. 2.3).

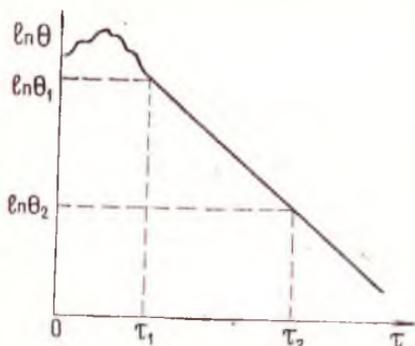


Рис. 2.3. Изменение температуры во времени в условиях регулярного режима

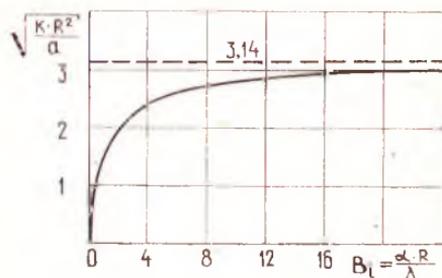


Рис. 2.4. Зависимость параметра $\sqrt{K \cdot R^2 / a}$ от Bi для шара

Величина K определяется с помощью зависимости

$$K = \frac{\ln \theta_1 - \ln \theta_2}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (2.19)$$

которая вытекает из уравнения (2.18).

Константу K для тел простейшей формы можно определить и методом аналитической теории теплопроводности. Для этого привлекается теоретически обоснованное положение о том, что величина $K\tau$ может быть представлена в виде произведения некоторой функции от критерия Био и характерных размеров тела на величину критерия Фурье [10], т. е.

$$K\tau = Fo f(Bi, L_1/R_1, L_2/R_2, \dots, L_n/R_n), \quad (2.20)$$

из которого получаем

$$K = (a/R^2) f(Bi, Li), \quad (2.21)$$

где $Bi = \alpha R / \lambda$ — критерий Био; $Fo = a\tau / R^2$ — критерий Фурье; R, L — характерные размеры тела. Например, для шара вид функции $f(Bi, Li)$ задается трансцендентным уравнением [10]

$$1 - \sqrt{KR^2/a} \operatorname{ctg} \sqrt{KR^2/a} = \alpha R / \lambda, \quad (2.22)$$

где R — радиус шара.

Графическое решение уравнения (2.22) приведено на рис. 2.4, заимствованном из [10].

Как видно из графика, при больших числах Bi величина

$\sqrt{KR^2/a}$ мало отличается от π , т. е. $\sqrt{KR^2/a}$ стремится к π . Обозначив K при $Bi \rightarrow \infty$ через K_∞ , получим

$$K_\infty = (\pi^2/R^2)a. \quad (2.23)$$

Величина K_∞ зависит от геометрических размеров тела $K_\Phi = (\pi/R)^2$ и его физических свойств a , о чем было сказано выше.

Для тел любой формы связь между a и K имеет общий характер, однако коэффициент формы K_Φ для различных тел выражается разными формулами. Например, для круглого цилиндра

$$K_\Phi = \frac{1}{(2A/R)^2 + (\pi/L)^2}, \quad (2.24)$$

где R, L — радиус и длина цилиндра. Соответственно для параллелепипеда со сторонами L_1, L_2, L_3

$$K_\Phi = \frac{1}{(\pi/L_1)^2 + (\pi/L_2)^2 + (\pi/L_3)^2}. \quad (2.25)$$

Приведенные значения коэффициента K , найденные в экспериментах и аналитически, описывают процесс теплопередачи для $\tau > \tau_1$. При $\tau < \tau_1$ еще сказывается начальное распределение температур на характер его распределения в теле.

Таким образом, общее время переходного процесса теплообмена является суммой $\tau_1 + \tau_2$. При $\tau_1 \ll \tau$ время переходного режима может быть принято равным τ , а режим рассматривается как регулярный.

2.3.2. РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Статор

Прежде чем перейти к изложению расчетных соотношений для оценки температур в статорных и роторных деталях, попытаемся в уравнения, записанные в общем виде, внести упрощения, построенные на анализе физических явлений теплопередачи в элементах турбокомпрессора и учета их геометрических особенностей.

Так, для тонких тел с большим относительным радиусом кривизны (статоры компрессоров и турбин) начальное распределение температур не оказывает заметного влияния на время и характер окончательного формирования поля температур, которое, как будет показано ниже, в основном зависит от величины коэффициента теплоотдачи, значения площади поверхности

теплообмена, массы элемента и физических свойств материала элемента.

При оценке тепловой инерционности статора будет использоваться метод эквивалентной математической модели. Разберем методологию схематизации конструкции на примере двухстенного статора, оснащенного фланцами. Типичными элементами,

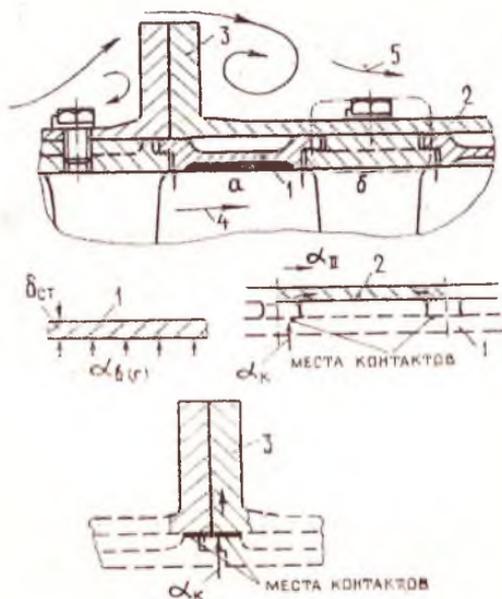


Рис. 2.5. Пример схематизации конструкции двухстенного статора: 1 — внутренняя тонкостенная оболочка; 2 — наружная оболочка (корпус); 3 — ребро (фланец); 4 — среда проточной части; 5 — внешняя среда

представляющими эту конструкцию, являются: тонкостенная оболочка, омываемая средой проточной части (воздух, газ), как правило, с высокими значениями коэффициентов теплоотдачи; внешняя оболочка, тепловое состояние которой изменяется в результате контактного теплообмена и, в общем случае, теплообмена с внешней средой; ребро, тепло к которому подводится (или отводится) методом теплопроводности (рис. 2.5).

Рассматривается задача в плане становления теплового равновесия при быстрой смене температуры среды, омывающей внутреннюю оболочку.

Применительно к тонким оболочкам уравнение теплопровод-

ности может быть существенно упрощено, что следует из приведенных ниже рассуждений.

Критерий Bi , характеризующий соотношение проводимостей тепла от внешней среды к телу и внутри тела, оказывается при $\delta_{ст} \rightarrow 0$ малой величиной, существенно меньшей 1,0 ($Bi = \alpha/\lambda/\delta_{ст}$), так как в этом случае $\lambda/\delta_{ст} \rightarrow \infty$. Это указывает на то, что процессы распространения тепла внутри тела не лимитируют восприятия им тепла, которое определяется в этом случае внешними (по отношению к телу) условиями: α и Θ , т. е. процесс распространения тепла протекает, как при бесконечной проводимости $\lambda/\delta_{ст} \rightarrow \infty$ (одновременно во всем объеме).

В этом случае уравнение теплового баланса тела можно записать следующим образом:

$$(dt/d\tau) m c_p = (t_r - t_{ст}) \alpha F. \quad (2.26)$$

Решение его имеет вид

$$t_{ст} = t_r - \frac{t_r - t_{ст \text{ нач}}}{\alpha F \tau_{ст} / m c_p}. \quad (2.27)$$

Как видно из решения задачи, температура стенки во времени приближается к температуре газа (воздуха), обдувающей ее, а время ее достижения определяется отношением коэффициента теплоотдачи α к толщине оболочки $\delta_{ст}$, что следует из формулы (2.27):

$$t_{ст} = t_r - \frac{t_r - t_{ст \text{ нач}}}{\alpha F \tau_{ст} / F \delta_{ст} \rho c_p}. \quad (2.28)$$

Время становления теплового равновесия можно определить с помощью следующей зависимости, полученной преобразованием формулы (2.28):

$$\tau_{ст} = \frac{-\ln \frac{t_r - t_{ст}}{t_r - t_{нач}}}{\alpha F / m c_p}. \quad (2.29)$$

Это уравнение можно применить для одностенных статоров реальных и перспективных турбокомпрессоров, выполненных из применяемых материалов, при толщинах и коэффициентах теплоотдачи, обеспечивающих получение критерия Био $\ll 1,0$. Из формулы (2.29) видно, что для увеличения термоинерционности статоров современных ГТД необходимо обеспечивать снижение коэффициента теплоотдачи от среды к статору, уменьшение поверхности теплообмена F и увеличение массы статора m .

При практическом использовании зависимости (2.29) можно

принять, что процесс теплового равновесия наступает при температуре стенки, равной 0,97...0,98 от температуры омывающей среды. Время прогрева, получаемое из решения, становится конечной величиной одного порядка с реальным временем, определяемым опытным путем или при точном решении уравнения теплопроводности.

Характеристическая величина $m c_p / \alpha F$ имеет размерность времени и носит название постоянной данной системы $\tau_{ст}$. Таким образом, выражение (2.29) может быть представлено в виде

$$\frac{t_T - t_{ст}}{t_T - t_{ст нач}} = -e^{-\frac{t}{\tau_{ст}}} \quad (2.30)$$

Сопоставляя эту форму записи с уравнением (2.8), видим, что $\tau_{ст} = 1/K$ и является фактором, отражающим тепловую инерционность системы.

Экспериментально определенное значение $\tau_{ст}$, как правило, не совпадает с $\tau_{ст}$, вычисленным по формулам (за исключением случаев, когда надежно определены начальные и граничные условия, например, для тел классической формы, таких, как шар, цилиндр, параллелепипед).

Даже расчет температурного поля для внутренней оболочки является задачей большой сложности в связи с трудностью надежного определения коэффициента теплоотдачи. Например, на участке *a* (рис. 2.5) проточной части течение вблизи стенки имеет сложный характер, определяемый предысторией работы венцов, их аэродинамической нагруженностью, согласованностью геометрии венцов с характером реальных полей (температуры, скорости, давления), зависящих, в свою очередь, от углов притекания к венцам на периферии, от радиальных зазоров, интенсивности парных вихрей, турбулентности потока и т. д.

На участке *б* (рис. 2.5) проточной части формирование пограничного слоя дополнительно усложняется наличием лопаток направляющего аппарата, выполняющих функции ребер.

Для приближенной оценки среднего коэффициента теплоотдачи от потока в проточной части к внутренним поверхностям статора можно использовать полуэмпирические зависимости, полученные в КАИ В. И. Локаем:

для участка поверхности *a* над рабочим колесом компрессора

$$\alpha_{рк ср} = 0,0576 Re_1^{0,8} [1 - (\delta_{рз})^{0,5}] (\lambda_{в} / b_{рл}); \quad (2.31)$$

для аналогичного участка турбины

$$\alpha_{рк ср} = 0,052 Re_1^{0,8} [1 - 2(\delta_{рз})^{0,8}] (\lambda_{г} / b_{рл}), \quad (2.32)$$

где Re_1 — число Рейнольдса, подсчитанное по среднеарифмети-

ческим параметрам потока, между входом в рабочее колесо и выходом из него в абсолютном движении на периферийном сечении; $\bar{\delta}_{pз} = \delta_{pз}/h_{pл}$ — относительный радиальный зазор; $b_{pл}$ — хорда рабочей лопатки;

для участка поверхности b на торцевой поверхности межлопаточного канала аппарата компрессора

$$\alpha_{\text{мк ср}} = 0,032 \text{Re}^{0,8}_{\text{мк ср}} (\lambda_{\text{в}}/b_{\text{на}}); \quad (2.33)$$

где $\text{Re}_{\text{мк ср}}$ — число Рейнольдса, рассчитанное по средней абсолютной скорости и среднеарифметическим параметрам потока между входом в решетку направляющего аппарата (НА) и выходом из него в периферийном сечении; $b_{\text{на}}$ — длина хорды НА;

для аналогичного участка турбины

$$\alpha_{\text{мк ср}} = 0,065 \text{Re}^{0,8}_{\text{мк ср}} S_{\text{r}}^{-0,54} (\lambda_{\text{r}}/b_{\text{са}}) \cdot f(i), \quad (2.34)$$

где $\text{Re}_{\text{мк ср}} = (\text{Re}_1 + \text{Re}_2)/2$; расчет ведется по параметрам потока в периферийном сечении; в качестве характерного размера принята хорда профиля; S_{r} — критерий подобия, зависящий от геометрических параметров решеток профилей [11],

$$S_{\text{r}} = \frac{\sin \beta_{1\text{p}}}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2\bar{S}}{\bar{t} \cdot \sin(\beta_{1\text{p}} + \beta_2) \cos^2 \frac{\beta_{1\text{p}} - \beta_2}{2}} - 1}$$

Здесь $\bar{S} = S/b$; S — ширина лопатки в меридиональном сечении; b — хорда; $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг решетки; $\beta_{1\text{p}}$, β_2 — соответственно угол натекания (при угле атаки $i = 0$) и угол выхода потока из решетки, $f(i)$ — фактор, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи при углах атаки i , отличных от нуля, вследствие перераспределения скоростей по обводу профиля,

$$f(i) = 0,97 + 0,78 (\bar{i} - 0,2)^2, \quad \text{где } \bar{i} = i/\beta_{1\text{p}}.$$

Формула (2.34) справедлива для параметра $S_{\text{r}} = 1,3 - 5,5$.

Как сказано выше, расчет по приведенным формулам выполняется с использованием параметров потока в периферийном сечении, достоверность знания которых низка.

Низка также достоверность и при оценке интенсивности теплоотдачи в местах соприкосновения колец проточной части с наружной оболочкой. Проводимость в зоне контакта является сложной функцией, зависящей от качества поверхностей, физических свойств материалов элементов сопряжения, а также от отношения действующих напряжений в зоне контакта к пределу длительной прочности материалов.

Для оценки термической (контактной) проводимости можно использовать эмпирическую зависимость [12]

$$\alpha_{\text{конт}} = \frac{\lambda}{\delta_{\text{ср}}} + 2,1 \frac{p_{\text{конт}} \lambda_{\text{ст}}}{3 \sigma_{\text{в}}} 10^4, \quad (2.35)$$

где $\delta_{\text{ср}} = \frac{\delta_{\text{ср1}} + \delta_{\text{ср2}}}{2}$ — средняя шероховатость контактирующих поверхностей; λ — коэффициент теплопроводности среды; $p_{\text{конт}}$ — давление в месте контакта, определяемое натягом сопрягаемых деталей; $\lambda_{\text{ст}}$ — средний коэффициент теплопроводности материалов контактирующих поверхностей, равный $\frac{2 \lambda_{\text{ст1}} \cdot \lambda_{\text{ст2}}}{\lambda_{\text{ст1}} + \lambda_{\text{ст2}}}$; $\sigma_{\text{в}}$ — предел длительной прочности наименее пластичного материала.

В данной формуле радиус контактного пятна принят равным $r = 3 \cdot 10^{-5}$, м [12].

Однако, как отмечалось выше, в связи с низкой достоверностью определения параметров, входящих в расчетные комплексы для вычисления $\tau_{\text{ст}}$, представляется оправданным метод оценки этой величины пересчетом с известного прототипа с привлечением надежно определенных параметров, влияющих на $\tau_{\text{ст}}$ (окружная скорость, характерный размер элемента, его масса, плотность и теплоемкость материала и др.).

При отсутствии прототипа допустимо применение зависимостей (2.29—2.34) для выявления критического звена в системе элементов, формирующих конструкцию и влияющих на $\tau_{\text{ст}}$.

Для нахождения значения времени прогрева по известному прототипу предлагается использовать следующую формулу:

$$\frac{\tau_{\text{ст иск}}}{\tau_{\text{ст прот}}} = \frac{\left(-\ln \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{ст нач}}} \right)_{\text{иск}}}{\left(-\ln \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{ст нач}}} \right)_{\text{прот}}} \frac{\alpha_{\text{прот}} F_{\text{прот}}}{\alpha_{\text{иск}} F_{\text{иск}}} \frac{m_{\text{иск}} c_{\text{р иск}}}{m_{\text{прот}} c_{\text{р прот}}}. \quad (2.36)$$

Поскольку в формуле (2.36) отношение логарифмов равно единице, то она принимает вид

$$\tau_{\text{ст иск}} = \tau_{\text{ст прот}} \frac{\alpha_{\text{прот}} F_{\text{прот}}}{\alpha_{\text{иск}} F_{\text{иск}}} \frac{m_{\text{иск}} c_{\text{р иск}}}{m_{\text{прот}} c_{\text{р прот}}}. \quad (2.37)$$

Для составных конструкций статоров под α понимается величина, определяемая проводимостью от газа к стенке $\alpha_{\text{г}}$ и в зоне контакта сопрягаемых оболочек $\alpha_{\text{конт}}$:

$$\alpha = \frac{1}{1/\alpha_{\text{г}} + 1/\alpha_{\text{конт}}}. \quad (2.38)$$

Анализ уравнений (2.37) и (2.38) позволяет выявить, что для увеличения термоинерционности статоров требуется:

применение разного рода термических барьеров (теплозащитные покрытия, разделение тепловых и силовых элементов оболочки, двух- и трехслойные конструкции с малой площадью контакта между слоями, экраны на фланцевых соединениях и т. д.);

внедрение массивных элементов;

уменьшение поверхности теплообмена в массивных элементах при применении управляемого обдува их.

В табл. 2.1. приведены основные геометрические параметры

Таблица 2.1

Параметры конструкции и потока	Компрессор ВД		Турбина ВД	
	С т а т о р			
	одностенный	двухстенный	одностенный	двухстенный
Схема конструкций	см. рис. 2.15	см. рис. 2.16	см. рис. 2.19	см. рис. 2.20
Толщина, мм:				
корпуса	2,5	2	3,03	5,5
статорных колец	2,5	3,5	2,43	
рабочих колец	—	3	—	2,5
Фланцевое соединение:				
высота, мм	20—40	15—25	18—24	15—20
ширина, мм	7—12	8—12	10—12	10—15
число	5	5	4	5
Материал:				
корпуса	ВТ-20 (4—6 ст)	ЭП-718ВД	ЭИ-437Б	ВЖЛ-14
статорных колец	ЭИ-437А (7—8 ст)	ЭП-718ВД	ЖС6-УВИСА	ЖС6-УВИ
рабочих колец	НЛ-ВТ9 (4—6 ст) ЭИ-598 (7—8 ст)	ЭИ-698ВД	ЭИ-437Б	ЭП-693
Расход воздуха через компрессор $G_{в}$, кг	128	100	128	100
Давление и температура воздуха на выходе из КВД (взл. реж.) p_2 , кг/см ² , T_2 , К	13; 650	27; 860	13; 650	27; 860
Температура газа перед турбиной $T_{г}^*$, К	1260	1600	1260	1600
Время прогрева статора $\tau_{ст}$ от $t_{ст нач}$ до $t_{ст} = 0,98 t_{г}$, мин	1—1,33	1,66—2	1,33—1,66	2—2,5
Фактор тепловой инерционности $K_{ст}$, 1/мин	2,53—1,905	1,525—1,265	1,905—1,525	1,265—1,013

статоров, которые термометрировались в составе полноразмерных ГТД, время прогрева $\tau_{ст}$ и величины факторов тепловой инерционности $K_{ст}$, которые были получены по итогам обработки результатов термометрирования.

Видно, что одностенные статоры наиболее быстро реагируют на смену режима работы ГТД и порядок времени их прогрева составляет примерно 1...1,5 мин. Двухстенные статоры входят на стационарный режим в 1,5...2 раза медленнее.

Изменение радиального зазора статора при его свободном расширении из-за нагрева можно определить по известной зависимости

$$U^t_{ст} = \alpha_{ст} R_{ст} (t_{ст} - 20^\circ\text{C}), \quad (2.39)$$

а под действием сил давления — по формуле

$$U^c_{ст} = (p R_{ст} / \delta_{ст}) (R_{ст} \cdot 10^{-2} / E), \quad (2.40)$$

где $U^t_{ст}$ — тепловое расширение статора; $U^c_{ст}$ — упругая деформация статора; $\alpha_{ст}$ — коэффициент линейного расширения материала корпуса статора; $R_{ст}$ — радиус корпуса статора; p — рабочее давление на внутреннюю часть корпуса статора; $\delta_{ст}$ — толщина корпуса статора; E — модуль упругости материала при рабочей температуре.

Ротор компрессора

О механизмах нагрева роторных деталей компрессора

В литературе иногда высказывается предположение о том, что теплоподвод к роторным деталям, в том числе и дискам, осуществляется в основном из тракта. Предположение справедливо для барабанных конструкций роторов, уступивших место в современных турбокомпрессорах дисковым схемам, в которых толщина полотен дисков соизмерима с толщиной барабанов. Последнее обстоятельство привело к тому, что все мероприятия, которые влияют на скорость прогрева обода, точно так же влияют и на скорость прогрева полотен диска. Даже если не предусмотрены мероприятия по интенсификации теплообмена на полотнах дисков, то и в этих случаях влияние гидротормозного эффекта оказывается более существенным, чем распространение тепла по радиусу дисков. Этот вывод был сделан на основе расчетных оценок и их сопоставления с экспериментальными данными.

Рассмотрим более подробно результаты такой суперпозици-

онной оценки. Допустим, что основными механизмами распределения тепла в роторе являются:

- 1) теплопередача из проточной части по радиусу диска;
- 2) теплоподвод за счет дискового трения.

Подогрев диска за счет теплопроводности вдоль полотна

На рис. 2.6 представлена схема ступени ГТД № 3 с непроточными полостями. При решении задачи о прогреве определялось время прохождения тепловой волны по полотну от наружной

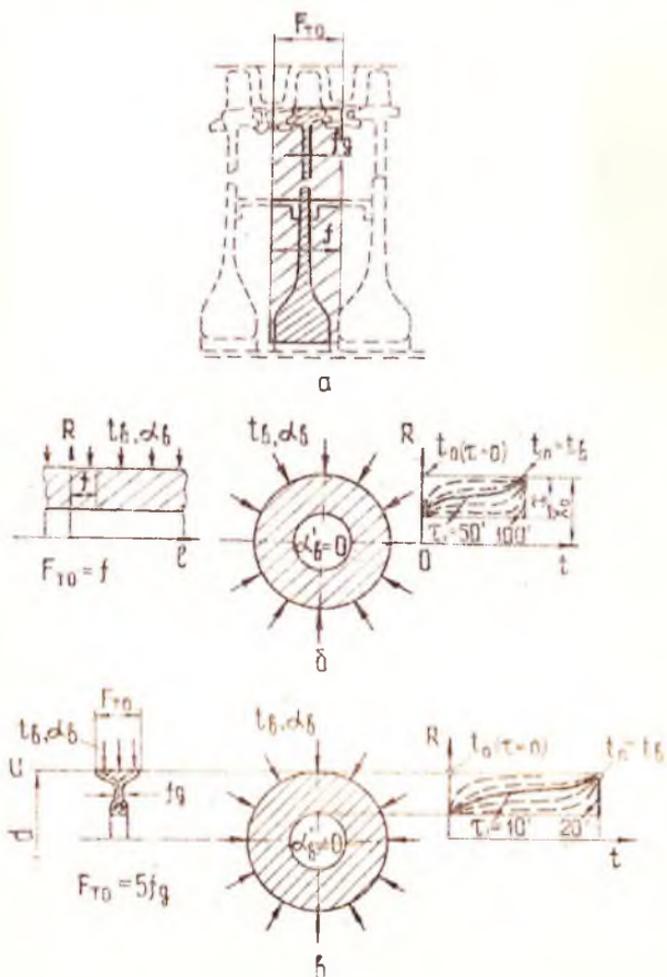


Рис. 2.6. Расчетная схема нагрева деталей ротора компрессора: а — схема ротора; б — $l_p = \infty$, $\alpha_B' = 0$; в — $l_p \neq \infty$, $\alpha_B' \neq 0$

поверхности к центру — τ_1 и повышение температуры диска до стационарного уровня.

Расчетное время прогрева оказалось существенно превышающим измеренное в эксперименте.

При расчете теплопередачи от воздуха к трактовой поверхности межлопаточного канала рабочего колеса использовалась зависимость [13]

$$Nu_{\text{хм рк}} = 0,0283 Re_x^{0,8} Pr^{0,6}, \quad (2.41)$$

в которой число Re_x вычисляется по средней относительной скорости потока в межлопаточном канале рабочего колеса.

Прогрев диска компрессора за счет его трения о воздух.

Для оценки нагрева диска в результате его трения о воздух при вращении использовалась эмпирическая зависимость [14]

$$N_{\text{д тр}} = (\beta d_2/g) (U/100)^3 \gamma_v, \quad (2.42)$$

где коэффициент β принимался равным 2; $N_{\text{д тр}}$ — мощность одного диска, затрачиваемая на преодоление трения о воздух, л. с.; d_2 — наружный диаметр диска, м; U — окружная скорость по периферии диска, м/с; γ_v — удельный вес воздуха, окружающего диск, кг/см³.

Мощность, затрачиваемая на трение, превращается в тепло, которое определяется по формуле

$$Q = 75 N_{\text{д тр}}/427. \quad (2.43)$$

Рассмотрен разогрев полотна диска для случая его постоянной толщины.

В начальный момент (при $\tau=0$) температура полотна равна t_0 . Удельный тепловой поток, поступающий в диск, постоянен и равен $q = Q/F_{\text{лоб д}}$ (граничное условие второго рода).

Получено, что время прохождения тепловой волны по толщине диска для случая, когда все выделившееся тепло усваивается диском, весьма мало и составляет $\tau_1 \approx 1,5$ с.

Оценки показывают, что до температуры воздуха в проточной части диск рассматриваемого рабочего колеса компрессора прогревается за время, равное примерно 7 мин.

Несмотря на схематичность оценки времени прогрева, можно полагать, что механизм нагрева диска за счет трения является определяющим, поскольку найденное время достаточно близко к реальному (5...5,5 мин). А наблюдаемое расхождение расчетного (7 мин) и экспериментального (5 мин) времени связано со схематизацией расчетного процесса прогрева, в котором подвод тепла из проточной части к диску не учтен.

Полученный результат справедлив при незначительной вентиляции полостей.

После установления механизма нагрева дисков можно выполнить оценку температуры ротора на стационарном режиме.

На рис. 2.7 приведены результаты расчета температуры диска ступени компрессора ВД одного из ГТД при слабой продувке ступичной части диска, полученные методом сеток с учетом дискового трения и теплопроводности материала.

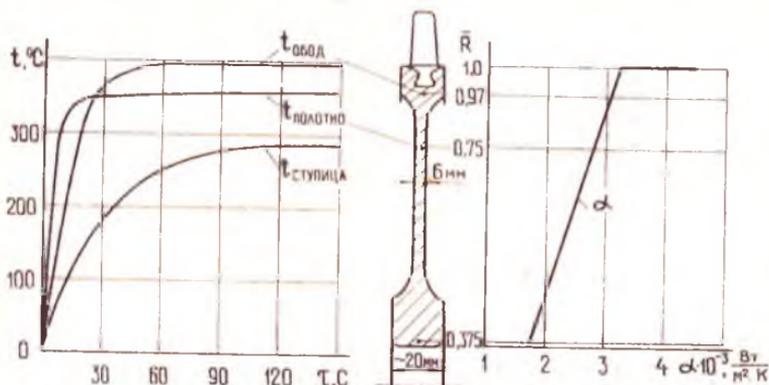


Рис. 2.7. Расчетное изменение температуры по радиусу диска в процессе переходного режима прогрева компрессора

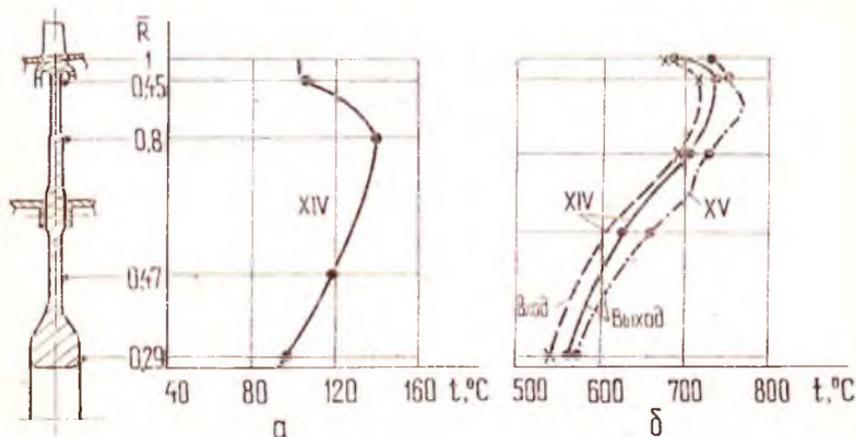


Рис. 2.8. Изменение температуры дисков XIV и XV ступеней КВД ГТД № 2 с $\pi_{к \Sigma} = 27$: а — при испытании компрессора в составе установки; б — в составе полноразмерного ГТД (измерения выполнены измерителями максимальной температуры кристаллическими ИМТК)

Расчет теплоотдачи к боковым поверхностям диска проведен по уравнению [15].

$$Nu = 0,196 Re, \quad (2.44)$$

где $Re_i = \omega r_i^2 / \nu$ — местное число Рейнольдса; ω — угловая частота вращения ротора; r_i — текущее значение радиуса диска; ν — кинематический коэффициент вязкости воздуха.

Из рис. 2.7 видно, что даже при слабой вентиляции полостей температура ступицы ниже, чем обода. К аналогичному выводу приводят результаты некоторых экспериментальных исследований, проведенных на установках и полноразмерных ГТД (рис. 2.8, 2.9). Однако если внутренняя полость ротора интен-

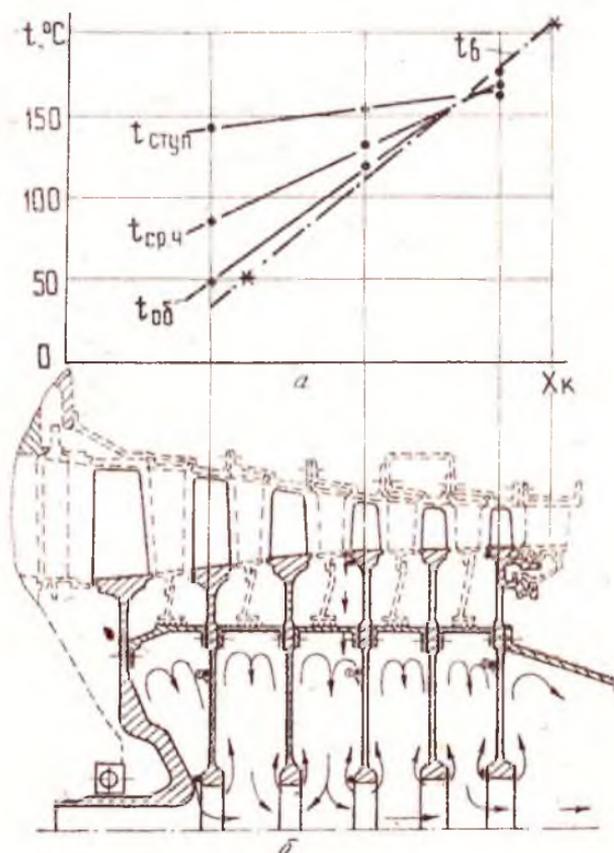


Рис. 2.9. Конструктивная схема ротора КВД ГТД № 1 (б) и результаты измерений температур его элементов в составе газогенератора (а): ●, ⊙ — места установки термомпар; — — — t_b , ступ — ступица; ср. ч — средняя часть диска — полотно; об — обод

сивно продувается воздухом, отбираемым от какой-то ступени, то распределение температур по радиусу диска может измениться (рис. 2.9): на ступенях, расположенных до точки отбора воздуха на продувку полости ротора, могут наблюдаться температуры ступиц выше, чем у обода, а за ступенью отбора — наоборот.

В приближенной методике оценки радиальных зазоров на стационарном режиме, которая будет изложена ниже (при отсутствии вентиляции полостей), температуры дисков соответствующих ступеней были приняты равными температурам воздуха в проточной части компрессора данной ступени, например, $T_{4д} = T_{в4}$.

$$N_{г.тр} = \beta d_{ср}^2 \left(\frac{U_{ср}}{100} \right)^2 \frac{1}{g} \cdot \text{л.с.} / 321$$

ПАРАМЕТР	ПД	№ 1	№ 2	№ 3	МБД-1	КВД-2
n	мин ⁻¹	7300	9700	16500	6500	7800
U _{ср}	м/с	292	354	378	258	286
Z _{ст}	шт	6	7	9	6	7
N _{г.тр}	л.с.	93,3	238	45,5	24,5	30,6
Q = N _{г.тр}	кВт	68,5	175	35,4	18	22,4
t _{ср.вд} - t	°С	230	392	469	94	110
С _{рв.вд} + С _{м.м.ш}	кДж/град	61,2	108	45,8	33,5	59,5
Q	МДж	14,1	44,5	21,4	15,7	5,6
T _р = Q/q	мин	3,8	4,6	11,8	8,7	5,8
T _э	мин	4-5	5-7	—	6-7	8-10
M(t _{ср.вд} - t ₀) / N _{г.тр}	кг/град л.с.	650	780	2070	1500	1010
	кг/град кВт	880	1060	2840	2020	1370

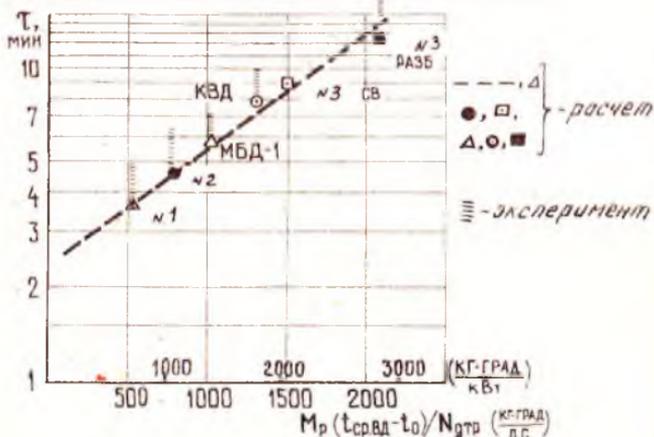
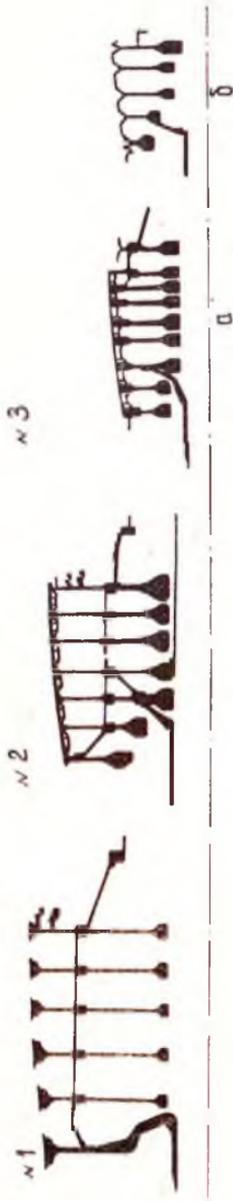


Рис. 2.10. Сравнение результатов эксперимента и расчета времени прогрева ротора КВД двигателей различных поколений



ПАРАМЕТРЫ	№1		№2		№3		PW-4000		CF6-80C2
	РАЗБОРН.	РАЗБОРН.	РАЗБОРН.	РАЗБОРН.	РАЗБОРН.	РАЗБОРН.	СВАРНОЙ	СВАРНОЙ	
М _р	142.2	256	108.5	79.5	200	206.2	226	226	
V _р **	218.9	145	45.84	179	206.2	179	126	126	
М _р /V _р	0.651	1.765	2.37	1.735	0.97	36.1	42.3	42.3	
М _р /S	33.9	83.6 (43.5)*	54.2	39.7	—	—	—	—	
N / M _р	373	176	154	210	—	—	—	—	
M _р /Q ² h	2.58·10 ⁻²	6.75·10 ⁻²	4.18·10 ⁻²	—	—	—	—	—	
G _р /G _{бп}	140/0.1	84/2.07	1200/1	0	—	—	—	—	
					ПРОВАЙКА 1СМ ~ VДГ	ПРОВАЙКА 1СМ ~ VДГ	ПРОВАЙКА	ПРОВАЙКА	
М _{СТ}	169	154	83	83					
N / M _{СТ}	314	292	200	200					
M _{СТ} /V		8.75	2.55	2.55					

Рис. 2.11. Сравнительные безразмерные величины, характеризующие термоминерционность ротора и статора КВД двигателей различных поколений: а — разборный ротор; б — сварной ротор; * — вентилируемая часть поверхности; ** — объем, ометаемый ротором

Выявленный механизм нагрева диска позволяет также выполнить оценку времени нагрева полотна и таким образом установить влияние различных факторов на время переходных тепловых процессов. Однако строгий расчет нестационарного нагрева диска требует знания действительного характера течения в междисковых полостях и параметров хладагента, которые являются наиболее неопределенными факторами при расчетах.

На рис. 2.10 приведено расчетное и экспериментальное время прогрева полотен дисков. Расчетные значения получены при определенной схематизации процесса нагрева, конструкции элементов и, несмотря на сложность расчета, дают ориентировочное представление о времени переходного процесса. Тем не менее качественная сходимость расчетных и экспериментальных данных позволяет наметить направления тепловых воздействий с целью сокращения или увеличения времени прогрева дисков. В общем случае это достигается созданием силовых схем, в которых отсутствуют массивные детали, удаленные от проточной части и не обдуваемые воздухом; утонением полотен дисков и организацией охлаждения (нагрева) полотен путем продувки внутренних полостей ротора.

Эти тенденции конструирования роторов компрессоров с регулируемым радиальными зазорами прослеживаются при анализе схем, представленных на рис. 2.11.

Разработанные конструкции с регулированием зазоров характеризуются: малыми отношениями массы ротора M_p к ометаемому объему V_p , массы ротора M_p к площади поверхности дисков S и продувкой внутренних полостей ротора.

В значительной степени улучшению регулирования зазоров способствует также отказ от разборных конструкций роторов и переход к сварным схемам, приводящим к существенному уменьшению их массы.

Один из возможных методов оценки времени прогрева ротора базируется на идее пересчета при наличии прототипа. Этот способ рассмотрен подробнее в разделе, посвященном расчетам турбины.

Ротор турбины

Детали ротора турбины современных и перспективных ГТД, как правило, охлаждаются воздухом, отбираемым из компрессора. В настоящее время существует ряд методик расчета температур горячих деталей турбины. Однако точность расчета по этим методикам зависит от достоверности задания граничных условий, которые зачастую проектировщикам не известны из-за

сложности гидродинамики течений, а также сложности геометрических форм охлаждаемых деталей. Поэтому при проектировании предлагается выполнять оценку времени прогрева дисков пересчетом, опираясь на экспериментальные данные, полученные при испытаниях натуральных роторов ГТД с близкими схемами охлаждения. В этом случае трудности расчета, связанные с учетом формы и характера обтекания, удастся обойти. В качестве исходной зависимости для расчета времени используется (2.27), в которую введен коэффициент формы K_f , определенный по прототипу.

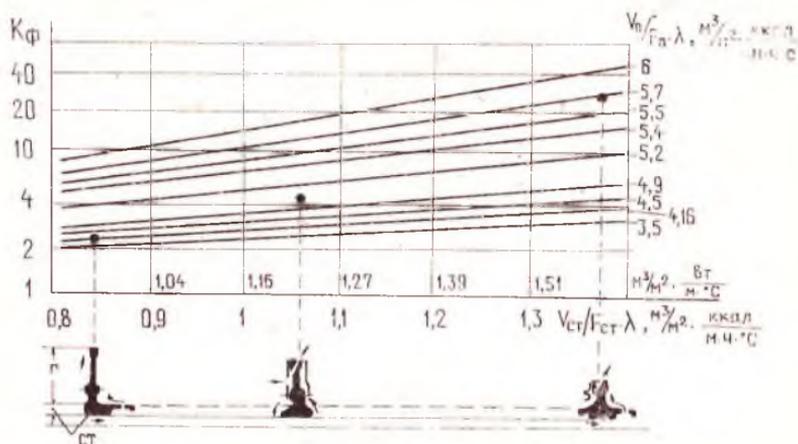


Рис. 2.12. Коэффициент формы дисков турбины: V — объем; p — полотно, $ст$ — ступица

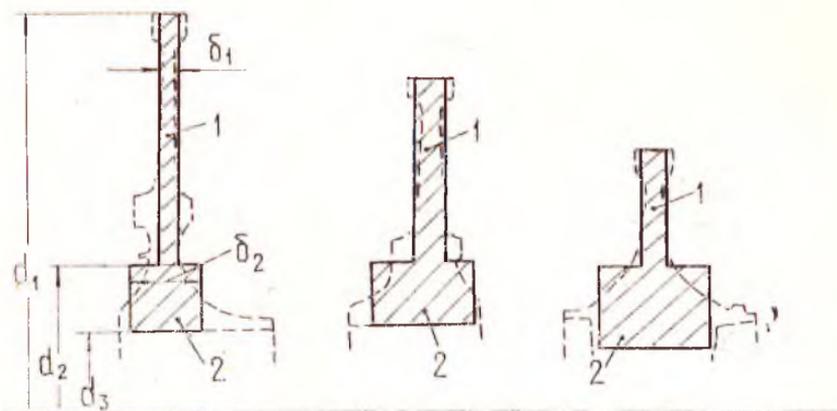


Рис. 2.13. Пример схематизации конструкции дисков турбины ВД: 1 — полотно; 2 — ступица

На рис. 2.12 представлены зависимости коэффициентов формы, позволяющие при известной геометрии, материале и граничных условиях определить время прогрева проектируемых роторов.

При расчетах коэффициента формы K_{ϕ} осуществлялась схематизация конструкций с сохранением характерных соотношений объемов и поверхностей. Примеры схематизации даны на рис. 2.13.

В табл. 2.2 представлены величины времени прогрева рото-

Таблица 2.2

.Параметр ГТД .	Компрессор ГТД			Турбина ГТД		
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3
t_p , мин	4—5	5—7	14—15	4—5	7—8	20—25
время прогрева ротора от $t_{p \text{ нач}}$ до $t_p = 0,98 t_b$						

ров ГТД, которые были получены в результате обработки результатов термометрирования и использованы для расчета K_{ϕ} . Видно, что с повышением параметров цикла (от ГТД № 1 до ГТД № 2 и № 3, см. табл. 1.1) время прогрева ротора существенно увеличилось в связи с изменением характерных соотношений (рис. 2.13).

Время прогрева ротора с использованием данных, представленных на рис. 2.12, может быть определено по формуле

$$t_p = \left[\frac{t_b - t_{p \text{ кон}}}{t_b - t_{p \text{ нач}}} \frac{M_d c_d}{F_{\text{то}}} \frac{t_b D_d}{U_{\text{об}} \rho_a} \right] K_{\phi}, \quad (2.45)$$

где t_b , ρ_a — температура и давление воздуха, охлаждающего диска; t_p — температура диска; M_d — масса диска; c_d — теплоемкость материала диска; $F_{\text{то}}$ — площадь поверхности теплообмена диска; D_d — диаметр обода диска; $U_{\text{об}}$ — окружная скорость на ободу диска.

Найденное по зависимостям (2.37) и (2.45) время прогрева статора и ротора может быть использовано при расчетах мгновенных радиальных размеров на переходных тепловых режимах, т. е. для определения текущих радиальных зазоров.

Изменение радиального размера диска (при его свободном расширении из-за нагрева) можно найти по известной зависимости

$$U_d^t = \alpha_d r_d (t_d - 20^\circ \text{C}), \quad (2.46)$$

где U_d^t — тепловое расширение диска; α_d — коэффициент линейного расширения материала диска; r_d — радиус обода диска.

Знание радиальных размеров статора и ротора при проектировании лопаточных машин необходимо не только на переходных, но и установившихся режимах работы ГТД, таких, как режим продолжительного крейсерского полета, номинальный и др. Ниже приведена приближенная методика расчета радиальных размеров турбокомпрессора.

2.3.3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИБЛИЖЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ

Между величинами монтажного и рабочего радиальных зазоров существует следующая связь:

$$\delta_{рз} = \delta_{мз} - \Delta \delta_{рз}, \quad (2.47)$$

где $\delta_{рз}$ — рабочий радиальный зазор; $\delta_{мз}$ — монтажный радиальный зазор; $\Delta \delta_{рз}$ — изменение радиального зазора.

Изменение радиального зазора в турбокомпрессоре определяется как алгебраическая сумма отдельных составляющих изменений зазора, связанных со следующими эффектами:

1) упругой деформацией диска

$$U_{д}^{с} = (r_{н}/E_{д}) (\sigma_{т} - \mu \sigma_{r}); \quad (2.48)$$

2) тепловым расширением диска

$$U_{д}^{т} = \alpha_{д} r_{н} (t_{д} - 20^{\circ}\text{C}), \quad (2.49)$$

где $t_{дi} = t_{ви}$;

3) упругой вытяжкой лопатки

$$U_{л}^{с} = \sigma_{ср} l_{л}/E_{л}; \quad (2.50)$$

4) тепловым удлинением лопатки

$$U_{л}^{т} = \alpha_{л} l_{л} (t_{л} - 20^{\circ}\text{C}), \quad (2.51)$$

где $t_{ли} = t_{ви}$;

5) упругой вытяжкой лопатки из замка, например, «ласточкин хвост»:

$$U_{з}^{с} = \frac{600 C_{л} \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha_{з}}{b l_{ср} E_{ср} \cdot \sin \alpha}, \quad (2.52)$$

где $E_{ср}^{т} = (E_{д} + E_{л})/2$ — средний модуль упругости материалов замкового соединения при $t_{раб}$;

6) прогибом трактовых колец ротора от центробежных сил $U_{тр}$;

7) прогибом ротора от действия его массы;

8) радиальным зазором в подшипниках $U_{п}$;

9) радиальным ходом в демпферах $U_{\text{дем}}$;

10) производственными отклонениями, включающими биения по рабочим лопаткам и кольцам, $U_{\text{пп}}$;

11) тепловым расширением корпуса турбокомпрессора

$$U_{ki}^t = \alpha_{ki} R_{ki} (t_{ki} - 20^\circ\text{C}), \quad (2.53)$$

где $t_{ki} = 0,96 t_{vi}$;

12) упругим расширением статора, связанным с силовым воздействием рабочего тела на внутреннюю часть корпуса статора, для бесконечного цилиндра, подкрепленного фланцами и ребрами жесткости:

$$U_c = (\rho R_k / \delta_k) (R_k 10^{-2} / E). \quad (2.54)$$

Значения величин напряжений σ_r , $\sigma_{\text{ср}}$, σ_r , $C_{\text{л}}$ определяются по работе [24] и пересчитываются на заданный режим по зависимости

$$\sigma' = \sigma_0 (n' / n_0)^2, \quad (2.55)$$

где σ' , σ_0 — значения величин напряжения на интересующем и исходном режимах;

n' , n_0 — частоты вращения ротора.

Суммарное изменение радиальных зазоров по концам рабочих лопаток определяется по уравнению

$$\Delta \delta_{\text{рз}} = U_c^d + U^t_d + U^c_{\text{л}} + U^t_{\text{л}} + U^c_z + U^G_{\text{в}} + U_{\text{п}} + U_{\text{дем}} + U_{\text{пп}} + U_{\text{тр}} - U^t_{\text{к}} - U_{\text{ск}}. \quad (2.56)$$

Аналогичная зависимость изменения величин радиального зазора, записанная по лопаткам консольного направляющего аппарата компрессора, имеет вид

$$\Delta \delta_{\text{рз на}} = U_c^d + U^t_d + U^t_{\text{лна}} + U_{\text{п}} + U_{\text{дем}} + U_{\text{пп}} + U_{\text{тр}} - U^t_{\text{к}} - U_{\text{ск}}. \quad (2.57)$$

Обозначения, принятые в методике: U_c — упругая деформация детали, мм; U^G — прогиб ротора под действием его массы, мм; U^t — тепловое расширение детали, мм; $r_{\text{н}}$ — наружный радиус обода дисков, мм; $R_{\text{к}}$ — радиус корпуса статора, мм; E — модуль упругости материала при рабочей температуре, МПа; σ — тангенциальное напряжение в обode, МПа; μ — коэффициент Пуассона; σ_r — радиальное напряжение в обode, МПа; b — ширина обода, мм; l — высота лопатки, мм; t — температура детали, $^\circ\text{C}$; γ — угол установки замка, град; C — центробежная сила, Н; α — половина угла клина замка «ласточкин хвост», град; δ — толщина, мм; p — давление рабочей среды, МПа.

Индексы: д — диск; н — наружный; к — корпус статора; з — замок; л — лопатка; ср — средний; э — эксперименталь-

ный; тр — трактовый; п — подшипник; дем—демпфер; пп—производственно-технологические погрешности; i -я — степень компрессора; в — вал ротора; воздух.

Как видно из приведенной системы уравнений, для расчета радиальных зазоров необходимо располагать сведениями: о температурах статора, дисков, лопаток ротора и статора, о величинах действующих напряжений, определяемых частотой вращения на рассматриваемых режимах, а также о физических свойствах материалов применяемых конструкций.

В разд. 2.6 даны рекомендации по назначению температур в характерных элементах конструкции, а в приложении 2 приведена методика оценки деформаций диска и лопатки.

Для расчета величины радиальных зазоров разработана программа на ЭВМ [36].

2.4. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ КОНСТРУКЦИИ СТАТОРОВ И РОТОРОВ

С т а т о р ы

Анализируя конструкции статоров двигателей, находящихся в эксплуатации и принадлежащих к ГТД различных поколений, можно обнаружить, что по мере роста параметров цикла и повышения требований сохраняемости характеристик двигателей происходит усложнение конструкции статора. Одностенные статоры, характерные для ГТД с умеренными параметрами, трансформируются в двухстенные по мере роста T_r^* и π_k^* и в трехстенные — по мере понимания причин, приводящих к сохраняемости характеристик двигателей в процессе их эксплуатации.

Однако в связи с тем, что спектр циклов для двигателей разного назначения (от вертолетных до гражданских ГТД с высокой и сверхвысокой степенями двухконтурности) будет оставаться широким по T_r^* и π_k^* , соответственно и подходы к оптимизации конструкций статоров этих ГТД должны быть разными с учетом накопленного опыта.

Поэтому целесообразно более подробно проанализировать ранее выполненные конструкции статоров с позиций их соответствия требованиям минимизации радиальных зазоров и осуществить схематизацию конструкций для проведения приближенных расчетных оценок их радиальных расширений под воздействием различных факторов.

Конструктивные схемы статоров компрессоров

На рис. 2.14—2.18 представлены схемы статоров компрессоров ГТД различных поколений.

Типичные варианты конструкций одностенных статоров представлены на рис. 2.14, 2.15. Принципиально они могут быть разделены на статоры с продольным (рис. 2.14,а) или поперечными (рис. 2.14,б) разъемами корпусов.

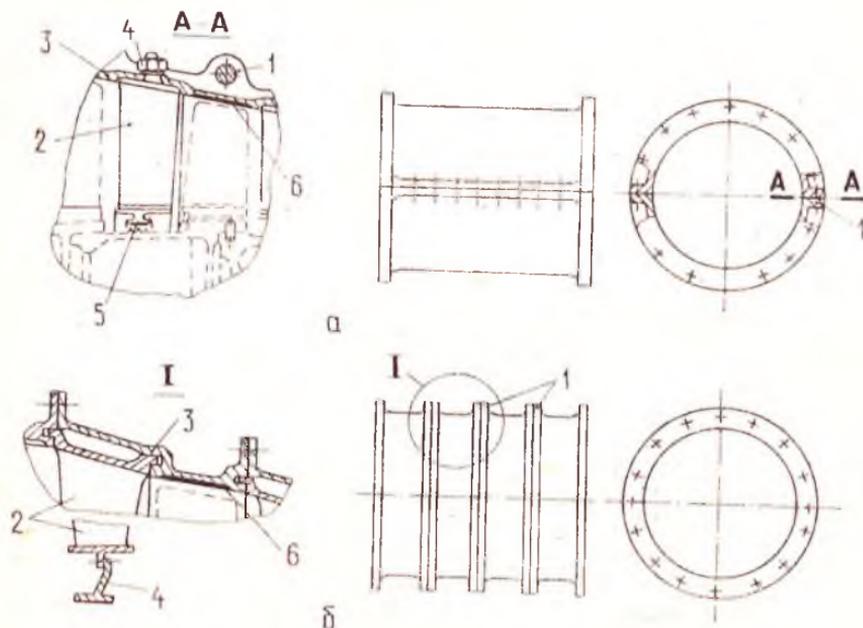


Рис. 2.14. Конструктивные схемы одностенных статоров компрессоров: а — статор с продольным разъемом корпуса; б — статор с поперечными разъемами корпуса; 1 — фланцы; 2 — лопатки направляющего аппарата; 3 — корпус статора; 4 — диафрагма; 5 — внутреннее кольцо; 6 — спелслой

Корпуса с поперечными разъемами оказываются существенно более жесткими, что связано с наличием множества фланцевых соединений 1, которые играют определяющую роль при организации управления радиальными зазорами путем обдува наружных поверхностей. Достоинством таких корпусов являются жесткость и радиальная симметрия распределения массы, что создает предпосылки к получению равномерного радиального зазора по окружности на переходных режимах работы ГТД. Лопатки направляющих аппаратов 2 таких статоров монтируются буртами в кольцевые проточки корпуса 3, а внутренние

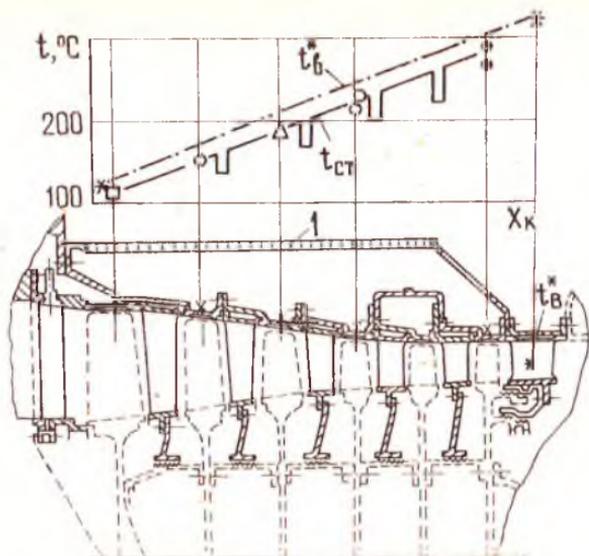


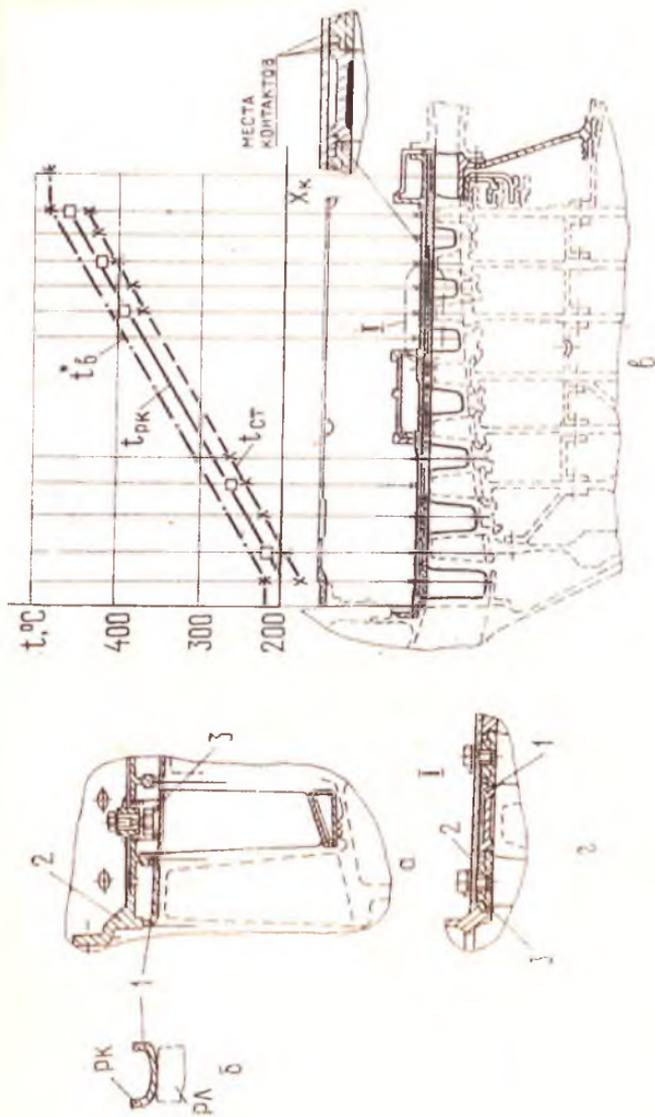
Рис. 2.15 Конструктивная схема одностенного статора компрессора ВД ГТД НК-86 и результаты измерений температур его корпуса над различными ступенями: $t_{в}^*$ — температура воздуха в проточной части; $X_{к}$ — линейный размер; ст — статор; I — оболочка

концы лопаток, как правило, крепятся к диафрагме, оснащенной кольцом с истираемым покрытием; они образуют неподвижную часть лабиринтных уплотнений (рис. 2.14,б).

Конструкции статоров с продольными разрезами (рис. 2.14,а) имеют более простой рельеф наружной поверхности (меньше геометрических особенностей), а необходимое радиальное перемещение статоров обеспечивается, как правило, при меньших затратах охлаждающего воздуха. Однако существенным недостатком таких статоров, с точки зрения минимизации радиальных зазоров, является тенденция к повышению овализации на переходных режимах работы ГТД в связи с наличием массивных фланцев I вдоль образующих корпуса.

Крепление лопаток направляющих аппаратов 2 к корпусу 3 осуществляется либо индивидуально с помощью штифтов с резьбой и гайками, либо лопатки, предварительно собранные в полукольца, монтируются в корпус. Внутреннее кольцо 5 используется для организации лабиринтного уплотнения (рис. 2.14,а).

Для уменьшения радиального зазора по концам рабочих лопаток в конструкциях с одностенными статорами монтируются



Р и с. 2-16. Конструктивные схемы двухступенных статоров компрессоров и результаты измерений температур корпуса: а, б — статоры ГТД ранних поколений; в, г — статоры ГТД, находящихся в эксплуатации; 1 — рабочее кольцо; 2 — корпус статора; 3 — статорное кольцо

вставки с истираемым спецслоем. Спецслоем *б* может также наноситься и непосредственно на корпус статора (рабочее кольцо, см. рис. 2.14, 2.15).

Типичные варианты конструкций двухстенных статоров представлены на рис. 2.16. В ранних конструкциях двухстенных статоров (см. рис. 2.16,а) появились кольца *1* со спецслоем над рабочими лопатками, что обеспечило улучшенную ремонтпригодность в связи с возможностью простой замены колец в случае выработки спецслоя.

Касание лопаток о спецслой, нанесенный непосредственно на корпус одностенного статора, зачастую сопровождалось недопустимо большими его выработками и необходимостью замены.

Недостатком конструкции статоров с тонкостенными рабочими кольцами *1* (рис. 2.16,а) с точки зрения минимизации радиальных зазоров является сложность согласования радиальных перемещений кольца и диска с лопатками из-за их существенно разной тепловой инерционности. В результате этого принципиально возникает необходимость увеличения монтажных радиальных зазоров даже по сравнению с одностенными конструкциями статоров.

Кроме того, в связи с существенным различием температур корпуса и рабочих колец на режимах приемистости (разогретое кольцо *1* в «холодном» корпусе *2*) кольцо предрасположено к деформированию в направлении периферии рабочих лопаток (рис. 2.16,б), что также требует увеличения монтажного радиального зазора. И, наконец, в приведенном варианте конструкции рабочее кольцо не включено в силовую схему корпуса, в результате чего увеличивается масса статора.

На рис. 2.16,в и г представлена более совершенная конструкция двухстенного статора, которая устраняет ряд недостатков предыдущей конструкции. Ее особенностями являются: крепление направляющих лопаток в замках типа «ласточкин хвост», прорезанных в кольце *3*, которое, в свою очередь, прикреплено к корпусу *2*, и выполнение рабочих колец *1*, расположенных над рабочими лопатками, с буртами. Фиксация рабочих колец осуществляется с помощью буртов в кольцевых проточках смежных колец аппаратов. При сборке рабочих колец и направляющих аппаратов используются уплотнения, исключающие выравнивание давлений в проточной части компрессора и над рабочими кольцами и устраняющие перетекания воздуха из области повышенного давления на вход. Герметизация соединений колец с корпусом позволяет включить их в силовую схему статора. Это свойство является ценным для двигателей с повышенными параметрами цикла $T_{г}^*$ и $\lambda_{к}^*$.

Объединение масс корпуса и колец обеспечивает более медленное изменение радиальных размеров статора при сбросе ре-

жима работы ГТД, а также меньшее рассогласование радиальных зазоров на режиме приемности. Конструкция такого статора обеспечивает также существенное уменьшение деформации рабочих колец в направленной рабочих лопаток.

Недостатком рассматриваемой конструкции является необходимость значительных затрат воздуха для обеспечения заданных радиальных перемещений при внешнем обдуве. Использование разрезных трактовых колец с применением особых способов их крепления, обеспечивающих свободное расширение в тангенциальном направлении, позволяет улучшить эффективность теплового воздействия. Однако в этом случае требуется увеличение толщины стенок корпуса.

Для синхронизации радиальных расширений статора и ротора во времени можно воздействовать на величину площади поверхности контакта колец и корпуса и тепловую проводимость в зоне контакта.

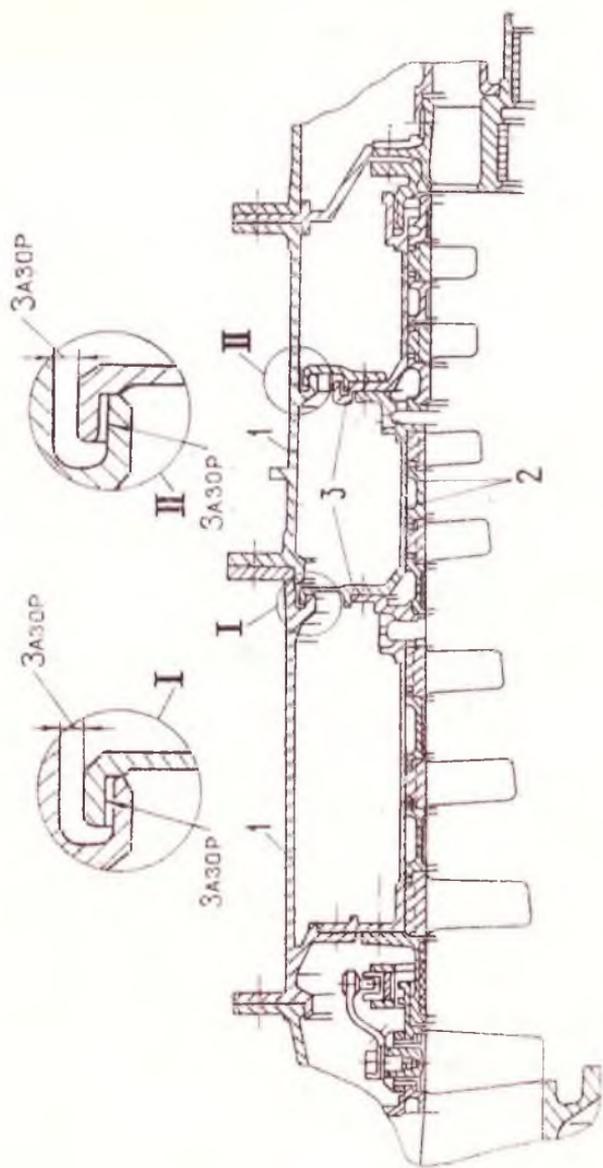
Дальнейший этап совершенствования конструкции статора характеризуется разделением функций элементов конструкции на силовые и аэродинамические (рис. 2.17 и 2.18). С этой целью передача внутренних (газовых и массовых) сил и сил, возникающих при эволюциях планера, осуществляется через оболочки 1, вынесенные на относительно большие диаметры за предел проточной части, а на оболочки 2, формирующие тракт, возлагается более ограниченный круг функций. Конфигурация элементов, связывающих внешние силовые и внутренние трактовые оболочки, обеспечивает необходимую податливость системы и позволяет более совершенно согласовать тепловую инерционность ротора и корпусов такой конструкции. При этом трактовая часть статора сохраняет достоинства ранее подробно описанной двухстенной конструкции. Во многих реально выполненных статорах полости между оболочками используются в качестве ресиверов для отбора воздуха разного назначения.

В такой схеме изменение радиальных зазоров определяется расширением как наружной, так и внутренней оболочек, что позволяет в наибольшей степени реализовать идею самосогласования расширений статора и ротора. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что разделение функций оболочек на трактовые и силовые принципиально не приводит к повышению веса конструкции в целом, поскольку каждая из них нагружена уменьшенным перепадом давления.

В самом деле, необходимая толщина оболочки $\delta_{ст}$ определяется в основном с помощью зависимости

$$\delta_{ст} = \Delta p D / 2 [\sigma], \quad (2.58)$$

где Δp — перепад давления; D — диаметр оболочки; σ — допустимое напряжение.



Р и с. 2.17. Конструктивная схема и геометрические особенности трехфазного статора компрессора ВД

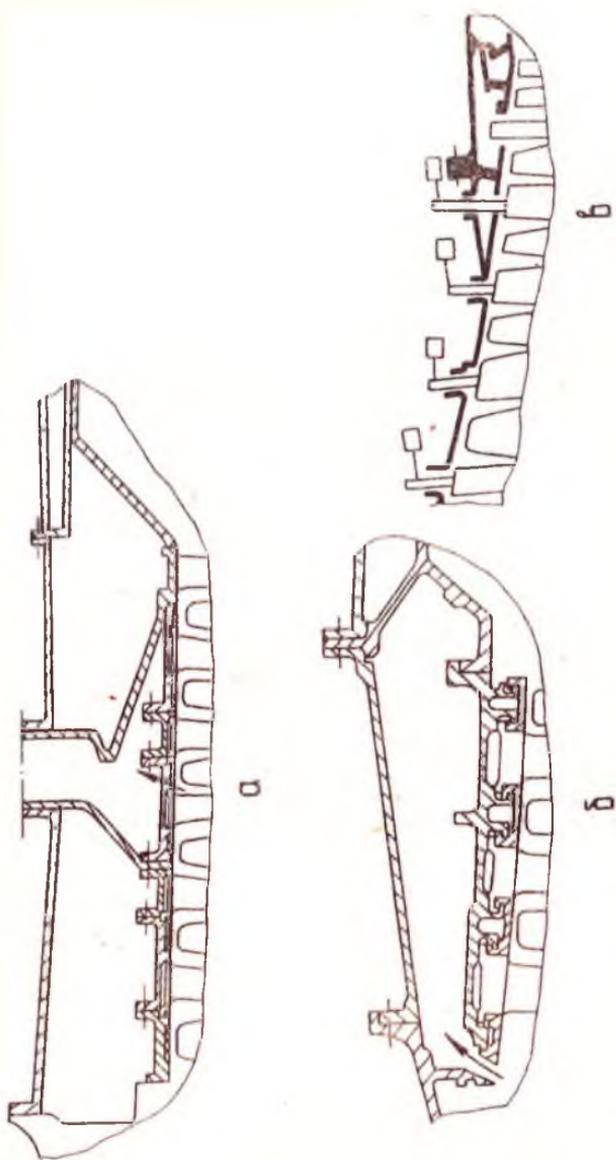


Рис. 2.18. Конструктивные схемы трехфазных статоров КВД различных ГТД:
 а — RB.211, RB.199; б — F-101, CFM-56; в — PW4000

Для трехстенного статора Δp может быть представлен в виде суммы перепадов: Δp_1 — между проточной частью и ресивером и Δp_2 — между ресивером и полостью вентиляторного контура. То есть изменение толщины стенок в трехстенном статоре равно

$$\delta_{ст} \approx \delta_{ст1} + \delta_{ст2} \approx \frac{\Delta p_1 D}{2[\sigma]} + \frac{\Delta p_2 D}{2[\sigma]} \approx \frac{\Delta p D}{2[\sigma]} . \quad (2.59)$$

На самом же деле разделение функций оболочек статора может привести даже к снижению веса в связи с более благоприятными условиями работы внешней оболочки по температуре, что допускает либо утонение последней, либо использование материала с меньшим удельным весом, но высокими прочностными свойствами (титан вместо стали).

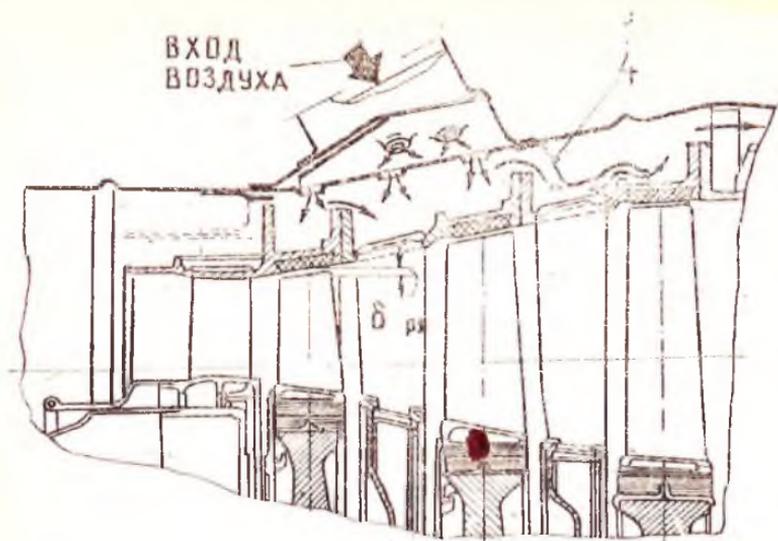
Что же касается жесткости статора, то связанная двухстенная конструкция обеспечивает ее повышение.

Конструктивные схемы статоров турбин

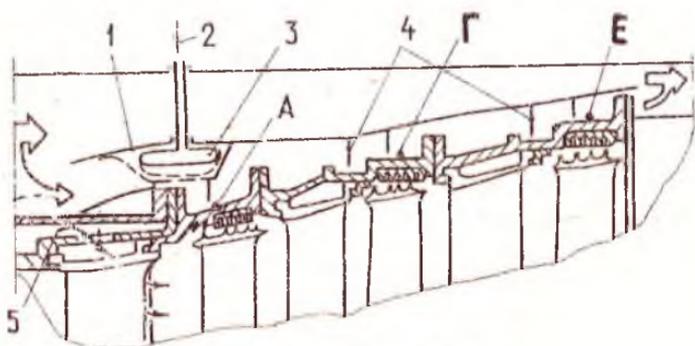
Одностенные статоры турбин, как и одностенные статоры компрессоров, применялись в конструкциях двигателей предыдущих поколений. На рис. 2.19,а,б показаны типичные конструкции статоров с поперечными разъемами. Тепловые свойства такого статора и приемы организации его радиальных перемещений могут быть приняты аналогичными одностенным статорам компрессоров. Системы охлаждения статоров, представленных на рис. 2.19,а,б, недостаточно полно учитывают влияние фланцев на реализуемые при обдуве радиальные перемещения. При недостаточной эффективности обдува фланцев снижение температуры статора приводит к возникновению повышенных напряжений при малых радиальных перемещениях. Поэтому в современных конструкциях фланцы б оказываются объектами усиленного охлаждения с помощью сложных коллекторов, охватывающих их (рис. 2.19,в).

Рост температур газа в цикле привел к необходимости интенсивного охлаждения силовых корпусов и функционального их отделения от элементов, формирующих проточную часть турбины, поскольку уровень температуры газа в современных двигателях достигает значений, близких к температуре плавления материалов. Пространство между трактовыми и силовыми элементами статора продувается воздухом, отбираемым из компрессора и используемым для целей охлаждения конструкции.

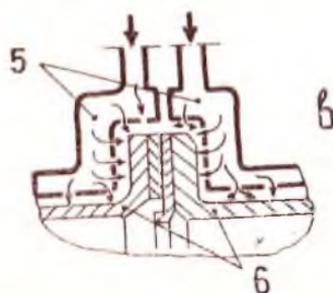
На рис. 2.20 показан типичный пример выполнения статора высокотемпературной турбины. Характерной особенностью такого статора является применение сегментных рабочих колец 5 с сотовыми элементами 9, допускающими касание и



а



б



в

Рис. 2.19. Конструктивные схемы одностенных статоров турбин: 1 — капот; 2 — управляющий воздух; 3 — клапан; 4 — радиальные перегородки-вытеснители; 5 — воздух из-за компрессора; 6 — фланцы

даже врезание в них концов рабочих лопаток. Такое конструктивное исполнение колец позволяет превратить радиальные расширения их при нагреве в тангенциальные. При этом радиальные перемещения корпуса статора 4 турбины, например, при его обдуве, в точности отслеживаются трактовыми сегментными элементами. Однако для достижения удовлетворительной чувствительности корпуса статора на тепловое воздействие требуется согласование интенсивности обдува его снаружи и изнутри. В противном случае радиальные перемещения реализуются лишь частично и сопровождаются возникновением значительных температурных напряжений.

Статоры турбины высокого давления английских ГТД имеют конструктивные отличия, которые связаны с попыткой реализации идеи саморегулирования радиального зазора по концам рабочих лопаток.

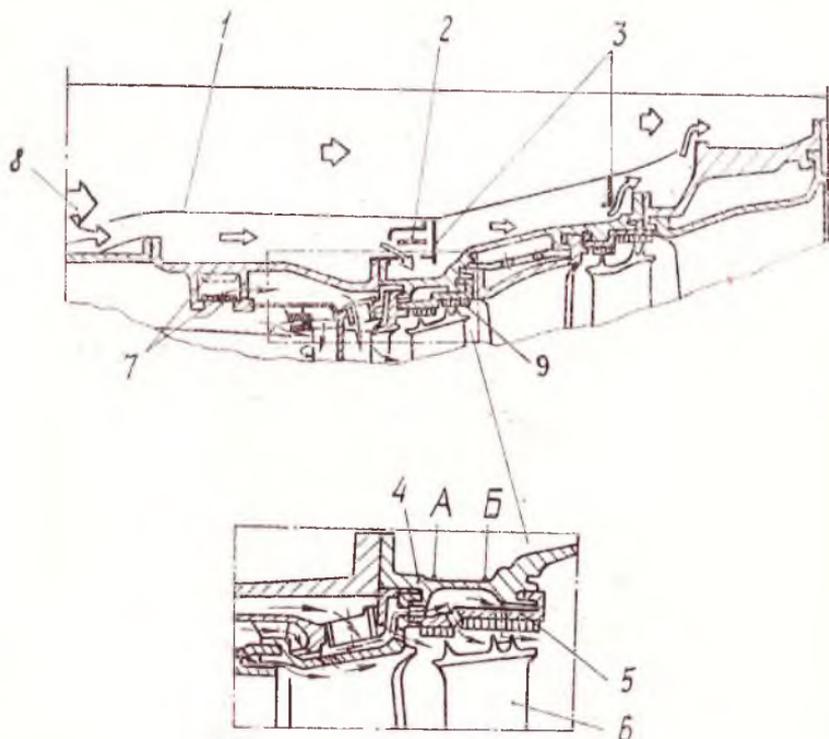


Рис. 2.20. Конструктивная схема двухстенного статора: 1 — капот; 2 — клапан системы охлаждения статора; 3 — радиальные перегородки-вытеснители; 4 — корпус статора; 5 — сегментные проставки; 6 — охлаждаемая рабочая лопатка; 7 — дросселирующий расходный клапан системы охлаждения ротора; 8 — воздух наружного контура; 9 — сотовые элементы; А, Б — места установки термонар

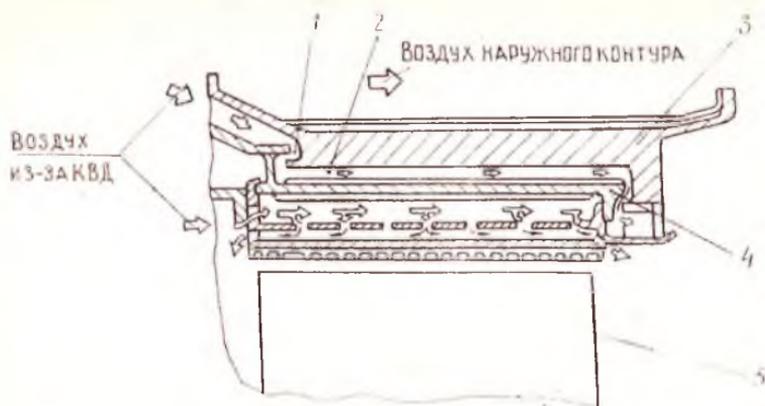


Рис. 2.21. Схема радиального уплотнения турбины способом тепловой согласованности статорных и роторных деталей; 1 — зазор; 2 — полость воздушная; 3 — элемент большой массы; 4 — элемент малой массы; 5 — рабочая лопатка

На рис. 2.21 приведена одна из рассмотренных фирмой Роллс-Ройс конструктивных схем статора, отвечающая идее саморегулирования. Отличительной особенностью конструкции является наличие относительно массивного кольца 3, снабженного буртами, по которым центрируется трактовое тонкостенное кольцо 4, несущее на себе сегменты с истираемым покрытием и формирующее проточную часть турбины.

При приемистости тонкостенное кольцо 4 быстро расширяется, увеличивая радиальный зазор, благодаря чему происходит компенсация радиальной вытяжки диска и лопаток под действием центробежных сил, а также последующего их температурного расширения. При этом создаются условия для разогрева массивного кольца 3 воздухом, который поступает через зазор 1. Этот процесс завершается после того, как борт массивного кольца 3 перекроет зазор 1 по завершении разогрева этого кольца. Рассогласование величин радиальных перемещений тонкостенного кольца 4 (с трактовыми элементами) и диска с лопатками 5 на переходном режиме приводит к увеличению радиального зазора (которое устраняется по мере прогрева диска), вследствие чего наблюдаются снижение КПД турбины и недобор тяги двигателя на взлетном режиме (см. рис. 1.9). Для компенсации недобора тяги приходится увеличивать температуру газа перед турбиной, что отрицательно сказывается на ее ресурсе.

При сбросе газа тонкостенное кольцо 4 стремится отследить снижение температуры газа перед турбиной и температуру воздуха за компрессором, который обеспечивает охлаждение этого

кольца. Однако массивное кольцо 3 препятствует радиальному перемещению трактового кольца и исключает тем самым возможность его касания за концы рабочих лопаток.

Масса кольца 3 и степень его термостатирования обеспечивают согласованное изменение размеров не только в процессе остывания деталей ротора и статора, но и при повторной приемистости разогретого двигателя. Таким образом, удержание трактового кольца на максимальном диаметре при сбросе обо-

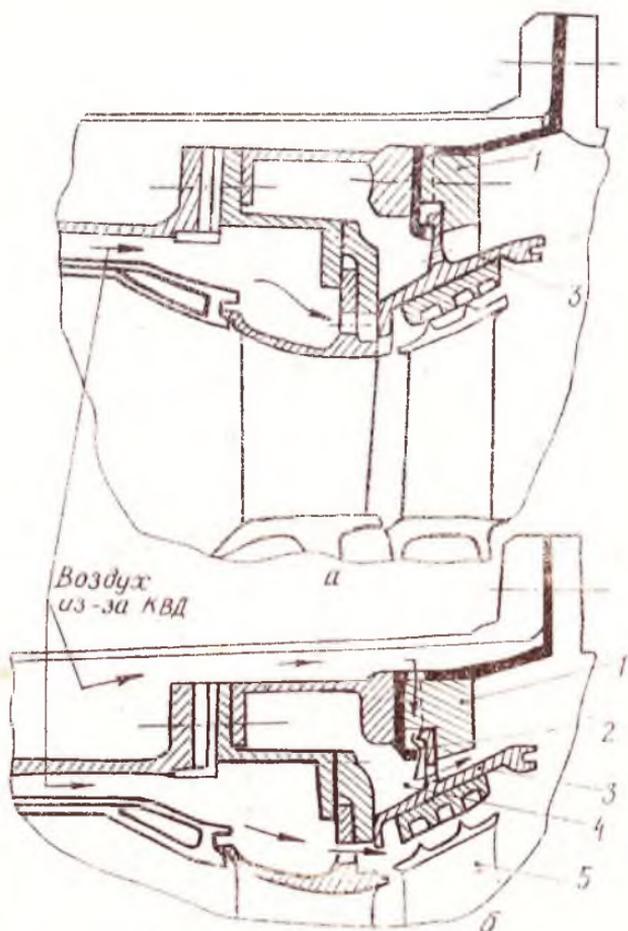


Рис. 2.22. Конструкция радиального уплотнения турбины ВД двигателя способом тепловой согласованности: а — взаимоположение деталей 1 и 3 в момент запуска и сброса оборотов; б — в процессе набора оборотов; 1 — элемент большой массы; 2 — зазор; 3 — элемент малой массы; 4 — полость воздушная; 5 — рабочая лопатка

ротов позволяет решать проблему малого радиального зазора в крейсерском полете без затрат воздуха высокого потенциала на обдув для обеспечения приемлемого (малого) радиального зазора на этом режиме. Идея «насильственного» удержания трактового кольца на максимальном диаметре при сбросе режима может быть по-разному воплощена в конструкцию. Пример реализации этой идеи показан на рис. 2.22.

Основным недостатком рассмотренных систем является их неспособность предупредить провал (недобор) тяги непрогретого двигателя.

В связи с важностью устранения этого недостатка, возникающего из-за рассогласования расширений ротора и статора на взлете, предпринимались попытки обеспечить минимальные радиальные зазоры по концам рабочих лопаток и на непрогретом двигателе. Одно из решений, позволяющее удержать трактовое кольцо в промежуточном положении при приемистости двига-

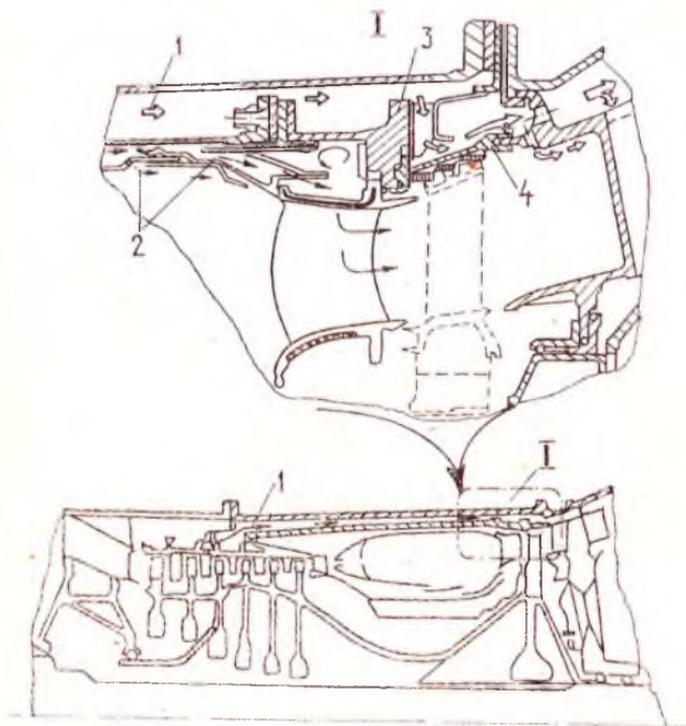


Рис. 2.23. Конструктивная схема системы управления радиального зазора турбин ВД ГТД RB.211.535-E4: 1 — воздух из промежуточной ступени КВД; 2 — вторичный воздух из КС; 3 — элемент большой массы; 4 — элемент малой массы

теля и компенсирующее увеличение радиального зазора из-за медленного прогрева диска, связано с кратковременным охлаждением несущего кольца воздухом, подаваемым на его наружную поверхность из промежуточной ступени компрессора 1 (рис. 2.23). По мере прогрева диска подача «холодного» воздуха уменьшается, благодаря чему обеспечивается поддержание оптимального радиального зазора на установившихся по тепловому состоянию конструкции режимах. По завершению процесса прогрева диска схема трансформируется в схемы, описанные ранее (см. рис. 2.21, 2.22). Режимы сброса оборотов и изменения геометрии при этом аналогичны: массивное кольцо 3 удерживает тонкостенное 4.

Роторы

Анализ конструкций роторов двигателей различных поколений показывает, что рост параметров цикла, повышение окружных скоростей рабочих колес и требований к сохраняемости характеристик двигателей привел к изменению числа и конструкции роторов. Однороторные (однокаскадные) компрессоры и турбины, характерные для ГТД с умеренными параметрами, трансформировались в двухроторные (двухкаскадные) и даже трехроторные (трехкаскадные) по мере повышения параметров цикла и окружных скоростей. В двух последних случаях роторы располагаются последовательно и приводятся от двух или трех турбин соответственно.

По мере роста окружных скоростей рабочих элементов ротора происходит увеличение их массы, приходящейся на единицу объема, что приводит к увеличению времени теплового согласования роторов и статоров на режиме работы двигателя с непрогретыми деталями и росту величины недобора тяги.

Существенное изменение конструкции роторов связывается с пониманием причин, приводящих к недобору тяги непрогретого двигателя, и причин ухудшения характеристик ГТД в процессе эксплуатации.

В связи с тем, что для решения проблемы оптимизации радиальных зазоров в турбомашинах потребовалось изменить не только принципы конструирования статоров, но и роторов, целесообразно подробно проанализировать ранее выполненные конструкции роторов с позиций их соответствия требованиям решения проблемы радиальных зазоров и выполнить схематизацию конструкций для проведения приближенных расчетных оценок их радиальных расширений под воздействием различных факторов.

Конструктивные схемы роторов компрессоров

На рис. 2.24 представлены принципиальные схемы роторов компрессоров ГТД различных поколений. Видно, что роторы выполнялись барабанного, дискового и смешанного типов. На рис. 2.25 и 2.26 (см. вкладки) показаны конструкции роторов смешанного типа ГТД различных поколений.

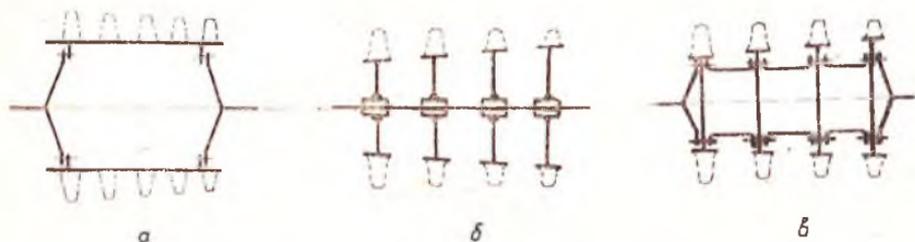


Рис. 2.24. Принципиальные схемы роторов осевых компрессоров: а — барабанный; б — дисковый; в — смешанный

Следует отметить, что в приведенных типах конструкций роторов вопросам тепловой инерционности роторных деталей не уделялось должного внимания, а их внутренние полости выполнялись непроточными или слабопроточными. Как отмечалось ранее, диски и барабаны ротора любой схемы подвержены тепловому воздействию со стороны воздуха проточной части и воздуха, находящегося во внутренних полостях ротора, в результате чего при изменении режима изменяются радиальные размеры и как следствие — радиальные зазоры.

Поэтому важным моментом при анализе любой конструкции ротора является установление механизма нагрева его деталей, формирование решений, направленных на сокращение времени прогрева ротора до стационарных значений температур.

Конструктивные схемы роторов турбин

В авиационных двигателях широкое применение получили многоступенчатые осевые турбины, которые по числу валов можно разделить на турбины для одновалных (рис. 2.19, а), двухвалных (рис. 2.27) и трехвалных ГТД (рис. 2.28, 2.29).

Повышение температуры газа перед турбиной, сопутствующее смене поколений двигателей, привело к появлению и постоянному совершенствованию воздушной системы охлаждения роторных деталей (рабочих лопаток, дисков).

В связи с тем, что большой вклад в изменение радиального размера ротора дают диски (тепловое расширение и деформа-

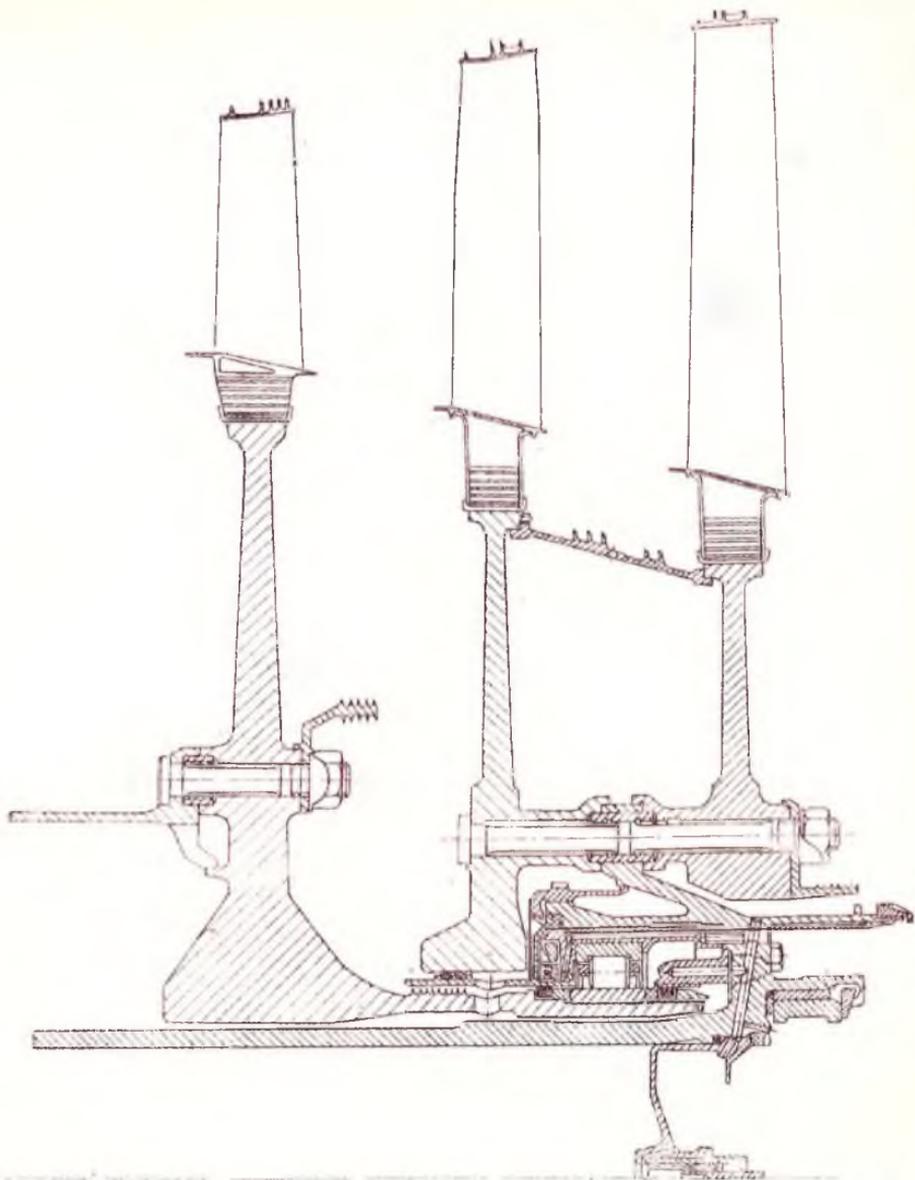


Рис. 2.27. Конструктивная схема ротора турбины двухкаскадного ГТД

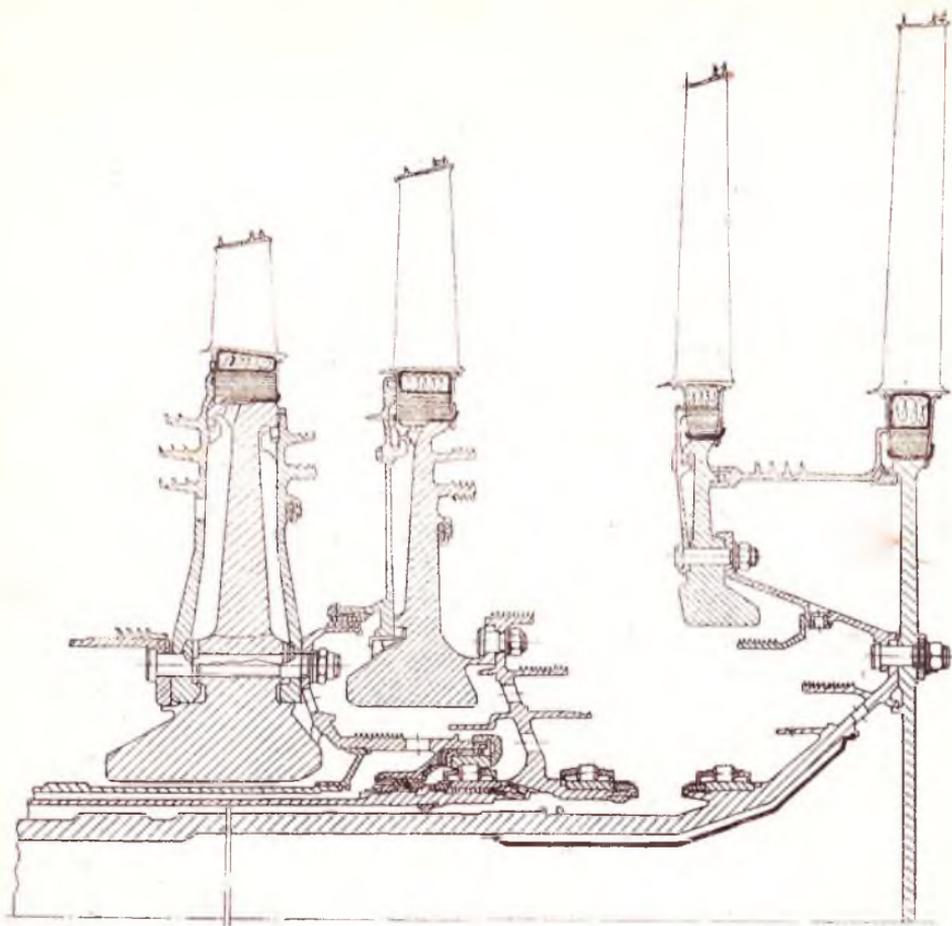


Рис. 2.28. Конструктивная схема ротора турбины трехкаскадного ГТД

ция их под действием центробежных сил), то необходимо прежде всего рассмотреть эволюцию развития систем охлаждения и конструкции дисков. Например, на двигателях ранних поколений (рис. 2.27) диски ступеней обдувались воздухом из-за компрессора, воздух поступал от центра диска к его периферии. В двигателях с повышенными параметрами цикла (например, см. рис. 2.28, ГТД № 2) на дисках устанавливались покрывные дефлекторы (от ступицы и до обода), которые позволяли организовать более совершенное и экономичное охлаждение дисков. Однако с переходом на более высокие параметры цикла и повышением частоты вращения ротора, например, в двигателях

6-го поколения (см. рис. 2.29, ГТД № 3), наличие покрывных дефлекторов приводит к недопустимым напряжениям в дисках. В этих двигателях были применены покрывные дефлекторы —

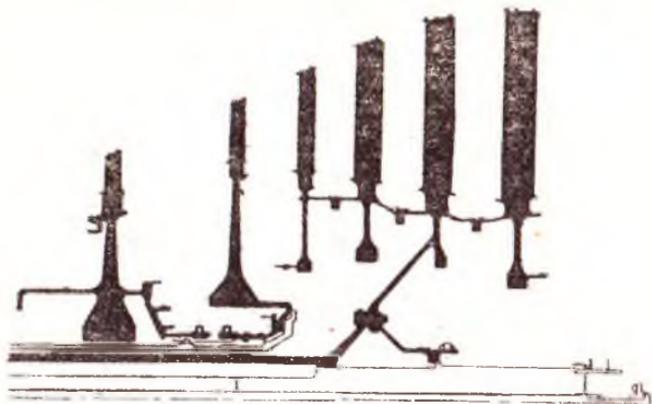


Рис. 2.29. Конструктивная схема ротора турбины турбовентиляторного ГТД

кольца ограниченных размеров. Существенное изменение произошло в конструкции и форме дисков. Последний стал выполняться без отверстий для соединения его с валом, увеличилась ширина ступицы при уменьшении диаметра диска, т. е. произошло увеличение массы при снижении объема диска. Пример трансформации дисков турбины ВД двигателей разных поколений представлен на рис. 2.30.

В приложении 1 приведены схемы выполненных конструкций турбокомпрессоров, составленные из описанных в данном разделе конструкций статоров и роторов.



Рис. 2.30. Конструктивные схемы дисков турбин высокого давления ГТД различных поколений

2.5. ВЛИЯНИЕ РЕАЛЬНЫХ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ

Действительная величина радиального зазора зависит не только от умения осуществлять тепловое согласование расширений деталей ротора и статора, но и от конструктивных особенностей, влияющих на податливость опор и валов, технологических тонкостей изготовления и сборки сопрягаемых элементов, точности балансировки, а также от факторов эксплуатационного характера.

В табл. 2.3 и на рис. 2.31 представлены данные, которые иллюстрируют влияние перечисленных в них факторов на изменение радиального зазора по концам рабочих лопаток компрессоров ВД ГТД № 1, № 2 и № 3. Анализ этих данных указывает на то, что потребное увеличение монтажного зазора, определяемое конструкторско-технологическими и эксплуатационными факторами в КВД названных ГТД, может составлять соответственно 0,32...0,47 мм; 0,3...0,4 мм; 0,3...0,35 мм.

В табл. 2.3 приведены данные, характеризующие влияние конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов на изменение радиального зазора по концам рабочих лопаток турбины одного из перспективных зарубежных двигателей [30].

Таблица 2.3

Факторы влияния	Изменение зазора, мм	
	в вертикальной плоскости	в горизонтальной плоскости
Перегрузка	-0,125	-0,125
Биеение ротора	-0,025	-0,025
Маневрирование в полете	-0,075	-0,1
Отклонение при изготовлении	± 0,1	± 0,1
Допустимый износ	+0,1	+0,1
Овализация статора на режимах:		
крейсерском	-0,04	-0,06
взлетном	+0,175	-0,23
Изменение зазора на режимах:		
крейсерском	-0,21—0,19	-0,11—0,31
взлетном	+0,15—0,5	-0,28—0,48
Необходимый минимальный рабочий зазор на режимах:		
крейсерском	—	+0,31
взлетном	—	+0,48

Из табл. 2.3 видно, что потребное значение радиального зазора, формируемое перечисленными факторами, может составить 0,3—0,5 мм и оказать существенное влияние на КПД турбокомпрессора каскада высокого давления. Так, в ГТД большой двухконтурности с высокими параметрами цикла ($T_{г*}$, $пк^*$, m) можно ожидать в связи с этим снижения КПД компрессора и турбины высокого давления на 1,5—2%.

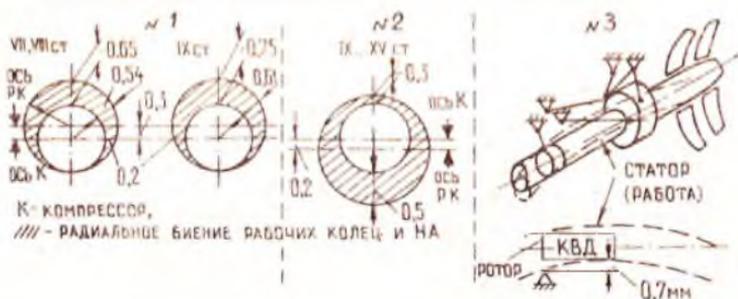
*) Биение, мм	ГТД		
	№1	№2	№3
по рабочим лопаткам	0,1	0,1	0,1
по рабочим кольцам (РК)	0,15	0,2	0,1
Необходимый рз по РЛ из-за биения ротора, мм	+0,125	+0,15	+0,1
по трактовым роторным кольцам	0,15	0,15	0,15
по направляющим лопаткам	0,15	0,2	0,1
Необходимый рз по НА из-за биения НА	+0,15	+0,15	+0,125



3. Радиальный зазор в шарикоподшипниках, мм

СБОРКА	0,1...0,12
ПРИ ОСЕВОЙ НАГРУЗКЕ	0...0,01

4. Смещение оси статора и рабочих колец от оси изделия для компенсации деформации корпуса статора, мм



Радиальный зазор, необходимый для компенсации конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов

ИЗДЕЛИЕ	№1		№2		№3	
	РАСЧЕТ	ФАКТ	РАСЧЕТ	ФАКТ	РАСЧЕТ	ФАКТ
$\Delta C_{биение}$, мм	0,125		0,15		0,1 (0,15)	—
$\Delta U_{дем}$, мм	0,2...0,35	—	0,15...0,25	—	0,2	—
$\Delta \delta_{рз}$, мм	0,32...0,47	0,77...0,87	0,3...0,4	0,65	0,3...0,35	—

Рис. 2.31. Влияние конструкторско-технологических факторов на величину радиальных зазоров

Опыт эксплуатации зарубежных двигателей показывает, что за счет изменения радиальных зазоров и проходных сечений газового тракта ГТД повышение удельного расхода топлива C_p при увеличении наработки может составить 2% из 5% за 3500—4000 полетных циклов.

Итак, увеличение радиальных зазоров при учете всех рассмотренных факторов, в том числе конструкторско-технологических и эксплуатационных, может составлять величину $\Delta \delta_{p3} = 0,95 \dots 1,2$ мм.

Сопоставление потребных значений радиального зазора для компенсации тепловых расширений ротора и статора на переходных режимах и влияния конструкторско-технологических факторов указывает на их равноценность.

Поэтому задача минимизации радиальных зазоров должна решаться комплексно, т. е. необходимо внедрить мероприятия, обеспечивающие согласование тепловых расширений ротора и статора, прогрессивные конструктивные схемы ГТД, способы передачи нагрузок на подвеску двигателя, технологию, повышающую культуру изготовления, балансировки и сборки.

В настоящее время влияние всех изложенных выше факторов на величину радиальных зазоров учесть с помощью расчетных методов пока невозможно. Попытки создания метода расчета радиальных зазоров имеются [7, 8].

2.6. СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ И РАСЧЕТА РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ НА НАТУРНЫХ ТУРБОМАШИНАХ

Анализ выполненных конструкций статоров и роторов показывает, что их характерной особенностью является наличие быстронагревающихся статоров и массивных медленно прогреваемых роторов. Для конструкций с такими особенностями могут быть проведены упрощения ранее изложенной методики расчета величин радиальных зазоров. Упрощения базируются на полученных в экспериментах представлениях о быстродействии механических и тепловых процессов в турбокомпрессорах. Обнаружено, что если время прогрева ротора существенно выше, чем у статора, то фактор времени при расчете радиальных зазоров может не приниматься во внимание.

При экспериментальных исследованиях влияния режимов работы двигателя на величины радиальных зазоров производились также измерения температур статора, дисков и частот вращения роторов, что позволило выполнить сопоставление расчетных и экспериментальных значений зазоров.



Рис. 2.32. Изменение радиальных размеров ротора и статора, а также радиального зазора в турбине НК-8-2У на переходных режимах: 1 ... 8 — характерные точки; 8 — врезание ротора в статор

На рис. 2.32, 2.33, 2.34 приведены рассчитанные по уравнениям разд. 2.3.3 и измеренным температурам дисков и статора величины радиальных перемещений деталей, формирующих радиальный зазор. Как видно из рис. 2.32, при приемности прогретого двигателя с режима малого газа до взлетного наблюдается весьма интенсивный рост диаметра статора и относительно медленная стабилизация радиального зазора вследствие отставания прогрева ротора. Характерной является точка 2, которая соответствует значению радиального зазора в момент выхода двигателя на максимальную частоту вращения ротора в начальной стадии прогрева статора и диска. Точка 3 соответствует моменту времени наибольшего рассогласования перемещений сопрягаемых деталей и определяет величину провала тяги двигателя при установлении взлетного режима. Точка 4 соответствует работе двигателя на взлетном режиме после завершения прогрева двигателя в конце переходного процесса. В этой точке заканчивается процесс формирования взлетной тяги двигателя. Взаимное расположение точек 4 и 5 характеризует степень тепловой согласованности расширения ротора и статора, т. е. степень соответствия измеренных перемещений уравнению (2.7) на существенно разных режимах работы двигателя (взлетном и крейсерском). Точка 5 соответствует моменту ухода двигателя на режим малого газа и характеризует влияние снижения динамических нагрузок на ротор и отчасти охлаждения статора. Точки 7 и 8 характеризуют состояние радиального зазора перед повторной приемностью прогретого двигателя и во время нее. Как видно из графика, в последнем случае имеет место «врезание» на 0,25—0,35 мм гребешков на бандажных полках рабочих лопаток в срабатываемые уплотнительные покрытия статора.

Поскольку значение зазора в крейсерском полете зависит от монтажного зазора, то последний может быть выбран так, чтобы исключалась возможность «врезания» концов лопаток в статор (точка 8 на рис. 2.32). Увеличение монтажных радиальных зазоров $\delta_{мз}$ за счет нестационарных режимов может достигнуть 30—40% и сопровождаться заметным снижением КПД турбокомпрессора (на 1,2...2%) в крейсерских условиях полета.

Закономерности изменения во времени величины радиального зазора $\delta_{рз} = f(\tau)$ на переходных режимах в компрессорах двигателей разных поколений и размерностей, полученные авторами при специальных экспериментальных исследованиях, представлены на рис. 2.33, 2.34. Особенностью работы на установке было относительно медленное осуществление регулирования режимов, но и эти измерения подтверждают наличие характерных зон, хотя время становления режимов не соответствует реальному.

На рис. 2.33 и 2.34 приведены основные результаты измерений радиальных зазоров $\delta_{рз}$, полученные на компрессорной установке и представленные в виде графиков $\delta_{рз} = f(\tau)$, отражающих типичную картину изменения зазоров во времени работы непрогретого, а затем прогретого компрессора на стационарных и переходных режимах. Картина изменения $\delta_{рз} = f(\tau)$ (рис. 2.33,б) соответствует описанному выше физическому пониманию явлений, протекающих в компрессорах исследованных ГТД. Подтверждено наличие характерных зон изменения величины радиальных зазоров, выявленных расчетно-экспериментальным путем (см. рис. 2.32):

зона 1 характеризует увеличение радиальных размеров деталей ротора (дисков, рабочих лопаток, лопаток в замках) при резком увеличении оборотов ротора; изменение радиальных зазоров под действием механических нагрузок происходит практически мгновенно;

зона 2 характеризует быстрый прогрев статора, приводящий к тепловому рассогласованию радиальных размеров статора и ротора, причем изменение размеров статора опережает изменения размеров ротора, что сопровождается существенным увеличением радиальных зазоров ($\delta_{рз} \approx 1,25$ мм), и как следствие, уменьшением КПД, запасов устойчивости компрессора и недобором тяги двигателем;

зона 3 отражает стабилизацию радиального зазора (до $\delta_{рз} \approx 0,76$ мм) на режиме прогретого компрессора;

зона 4 отражает увеличение радиального зазора ($\Delta \delta_{рз} \approx 0,2$ мм) из-за уменьшения радиальных размеров роторных деталей при сбросе оборотов с $n_{вд\max}$ до $n_{вд\min}$;

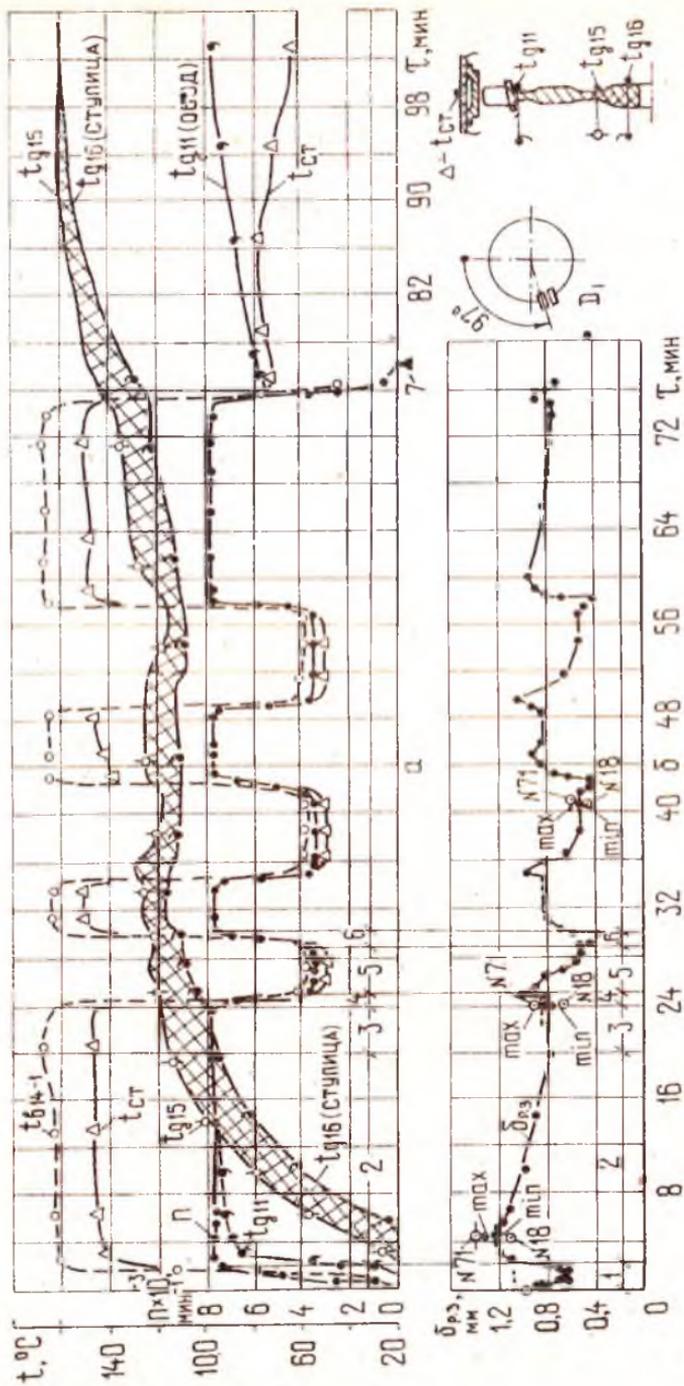


Рис. 2.33. Изменение термометрических характеристик элементов ступени компрессора (а) и радиального зазора над XIV рабочим колесом (б) на переходных режимах работы установки КВДР: — — — измерение; — — — расчет; 1 — приемистость; 2 — режим прогрета; 3 — стационарный режим; 4 — сброс оборотов; 5 — малый газ; 6 — повторная приемистость; 7 — останов ротора; $\delta_{\text{рз}}$ — средний радиальный зазор по 10 первым рабочим лопаткам; max , min — $\delta_{\text{рз}}$ по 10 первым рабочим лопаткам; № 18, 71 — $\delta_{\text{рз}}$ max или min из всех рабочих лопаток венна

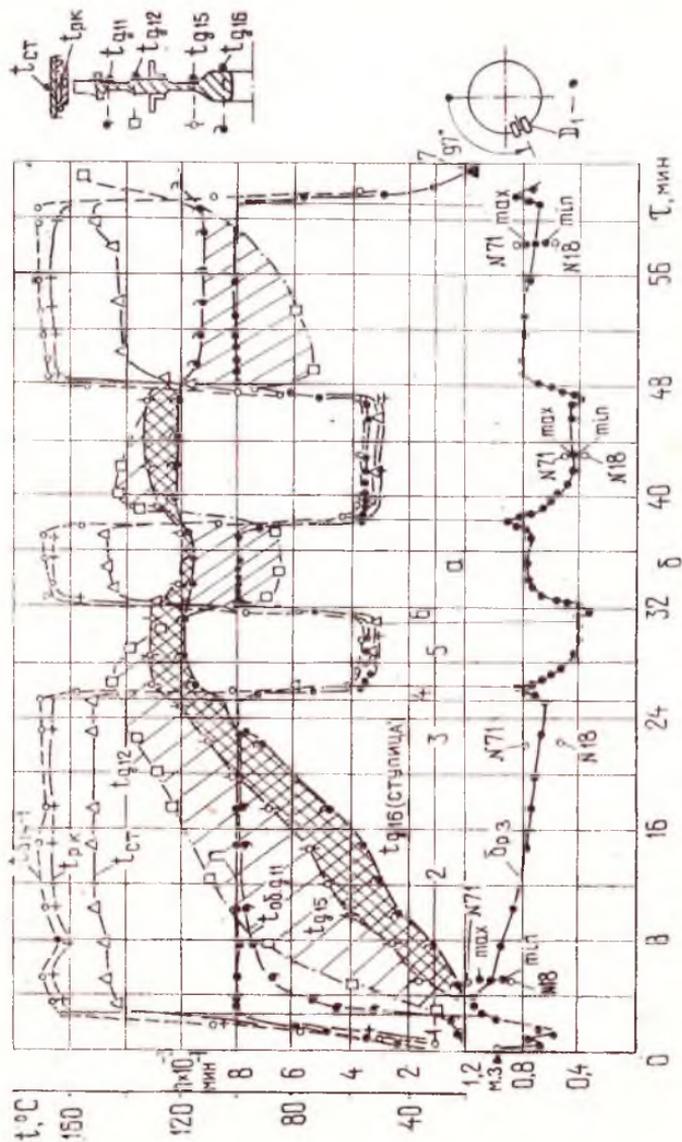


Рис 2.34. Изменение термометрических характеристик элементов ступени компрессора (а) и радиального зазора над рабочим колесом (б) на переходных и стационарных режимах работы установки КВД: ——— измерения; обозначения см. на рис. 2.33. Испытания проведены в другое календарное время в отличие от испытания на рис. 2.33

зона 5 демонстрирует, что радиальные зазоры на режиме $n_{\text{вд min}}$ меньше, чем на $n_{\text{вд max}}$. Это связано с тем, что температура полотна диска практически не уменьшилась при сбросе оборотов, а следовательно, тепловые радиальные перемещения диска остались большими, а радиальные перемещения статора уменьшились из-за его малой тепловой инерционности;

зона 6 демонстрирует изменение радиальных зазоров при встречной приемистости, приводящее к минимальным зазорам в КВД ($\delta_{p,z} \approx 0,38-0,4$ мм).

Далее при работе на прогревом компрессоре при $n_{\text{вд}} = n_{\text{вд max}}$ величина радиальных зазоров становится такой же, какой она была в конце режима прогрева. При повторных приемистостях картина изменения радиальных зазоров хорошо воспроизводится. Из кривой $\delta_{p,z} = f(\tau)$ видно, что разность между максимальной (зона 2, режим прогрева компрессора) и минимальной (зона 6 — встречная приемистость) величинами радиальных зазоров составляет 0,87 мм. Эта величина является значительной, и требуются воздействия на ротор или статор с целью ее уменьшения и для снижения потери КПД. Следует отметить, что вклад переходных режимов (при снижении оборотов) в величину монтажных радиальных зазоров составляет примерно 40% (0,4 мм).

Автоматизированная система измерения зазоров позволяла фиксировать величину радиального зазора между спецслоем, нанесенным на рабочее кольцо статора, и концом каждой рабочей лопатки. Методика измерений радиальных зазоров приведена в приложении 3.

В проведенных экспериментах разность между максимальным и минимальным радиальным зазором над XIV рабочим колесом в один и тот же момент времени составляет при выборке из всех рабочих лопаток 0,3 мм; при выборке по первым десяти рабочим лопаткам 0,15 мм (см. рис. 2.33).

Разность между $\delta_{p,z \text{ max}}$ и $\delta_{p,z \text{ min}}$ объясняется наличием биения по рабочим лопаткам и рабочим кольцам, которое в соответствии с чертежами может составлять 0,15 мм.

В экспериментах получена удовлетворительная воспроизводимость результатов измерений величин радиальных зазоров в процессе одного испытания и от испытания к испытанию. Показано достаточно хорошее (с точностью до 0,03...0,05 мм) согласование величин зазоров, зафиксированных с помощью автоматизированной системы (токовихревыми и электроконтактными датчиками).

С помощью датчиков, установленных в вертикальной и горизонтальной плоскостях окружности XIV рабочего колеса, получено, что на переходных режимах (приемистость, сброс

оборотов) вступает в работу гидравлический демпфер подшипников. Измерения показали, что радиальный ход демпфера на режиме приемистости составляет примерно 0,1 мм. (Это разность между показаниями двух датчиков радиальных зазоров $\delta_{p \text{ в } D_1} - \delta_{p \text{ в } D_2}$). На стационарных режимах показания датчиков выравниваются, и радиальный зазор стабилизируется. Из этого следует, что радиальный ход демпфера также необходимо учитывать при расчете и назначении монтажных радиальных зазоров.

Помимо перемещений, на рис. 2.33 и 2.34 представлены результаты измерений температур сопрягаемых элементов компрессора. Как видно из рис. 2.33 и 2.34, изменение температуры статорных деталей (корпус $t_{ст-7}$, рабочих колец $t_{p \text{ к } 14-1}$), так же как и температуры воздуха в тракте $t_{в 14-14-1}$ на всех режимах (приемистость, сброс газа, встречная приемистость), практически следует за изменением частоты вращения ротора $n_{вд}$. Скорость нагрева корпуса статора составляет 65—70°C/мин, а абсолютный уровень температуры статорных деталей составил около 96% $t_{в}$.

Изменение температур различных участков диска (обода $t_{д11}$, срединной части полотна $t_{д12}$, ступицы $t_{д15}$, $t_{д16}$), как видно из рис. 2.33 и 2.34, осуществляется за весьма различное время. Так, тонкостенная ободная часть, обтекаемая снаружи воздухом проточной части, прогревается быстрее, чем другие участки диска. Причем протекание $t_{д11} = f(\tau)$ идентично изменению средней температуры воздуха в проточной части компрессора $t_{в 14-14-2} = f(\tau)$.

Абсолютный уровень $t_{д11}$ составляет 85% от температуры воздуха в тракте.

Медленный прогрев срединной части и ступиц диска на режиме прогрева компрессора является причиной длительной стабилизации радиальных зазоров на этом режиме (20...24 мин). Термоинерционность срединной части диска и его ступицы на режиме приемистости составила примерно 5—6°C/мин, что в 11—14 раз больше термоинерционности статора.

Следует отметить, что внутренние полости ротора компрессора были слабо вентилируемыми, поэтому наблюдается характерная особенность в изменении температур диска не только на режиме приемистости, но и на режимах сброса газа и встречных приемистостей. Например, из кривых $t_{д11} = f(\tau)$ видно, что температура ободной части отслеживает изменение параметров компрессора, частоты вращения ротора и температуры воздуха в проточной части. Температура срединной части диска $t_{д12}$ также отзывается на изменение режима работы установки, при этом абсолютный уровень $t_{д12}$ остается высоким и близким

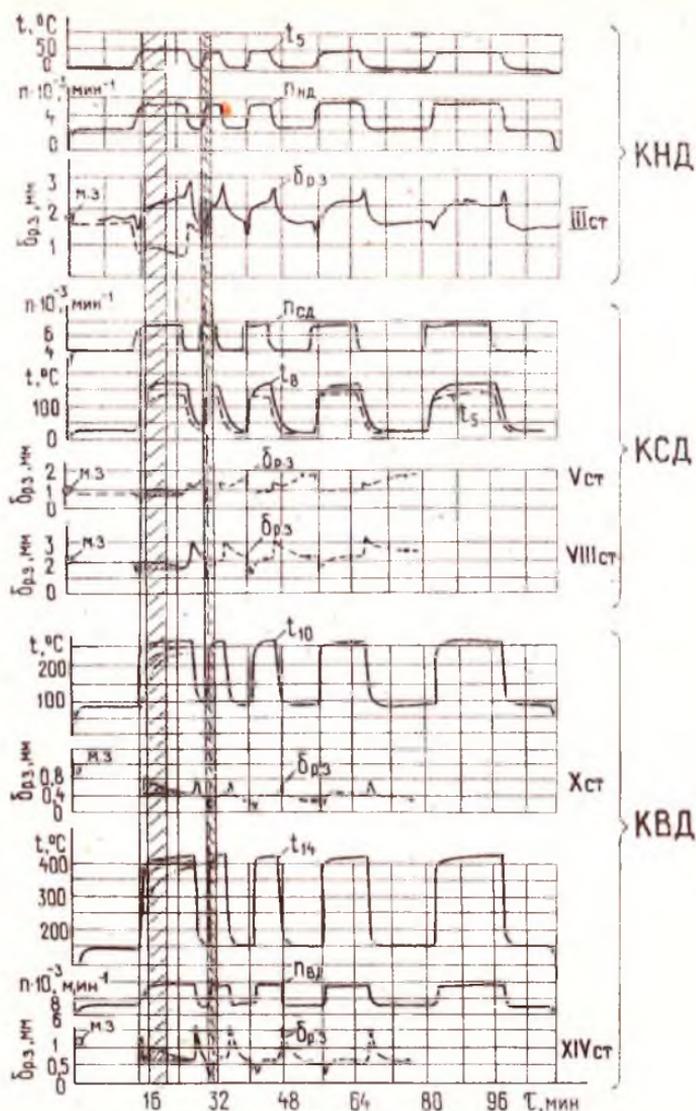


Рис. 2.35. Изменение радиальных зазоров, оборотов роторов и температур статора и ротора на переходных режимах работы ГТД № 2: — — — $t_{\text{обода диска}}$; — · — — $t_{\text{ступицы диска}}$; ▨ — зона увеличения зазоров из-за прогрева деталей компрессора; ▩ — зона минимальных зазоров

к максимальной температуре воздуха в проточной части. Температура ступицы диска $t_{д15}$ и $t_{д16}$ очень слабо реагирует на изменение режима работы установки: уровни $t_{д15}$ и $t_{д16}$ остаются практически неизменными. В результате этого диск (срединная часть и ступица) оставался прогретым при уменьшении оборотов ротора до $n_{вд\ min} = 3500\ \text{мин}^{-1}$ и работе на этих оборотах в течение различных промежутков времени $\Delta\tau = 3; 8; 10\ \text{мин}$. Из этого следует, что указанного времени было достаточно, чтобы установился температурный режим роторных деталей, соответствующий длительной стационарной работе установки на этих оборотах. Поэтому и величины радиальных зазоров на $n_{вд\ min}$ были отмечены меньшими, чем на $n_{вд\ max}$.

На рис. 2.35 приведены графики $\delta_{pз} = f(\tau)$ изменения радиальных зазоров каскадов НД, СД, ВД компрессоров по времени работы трехвального двигателя № 3 на установившихся и переходных режимах, а также графики измерения температур статора, ротора и частот вращения роторов. Общими закономерностями изменения радиальных зазоров по всем исследуемым ступеням являются: 1 — увеличение радиальных зазоров из-за разной тепловой инерционности статора и ротора на режимах работы непрогретого двигателя; 2 — минимальные значения зазоров соответствуют режиму встречной приемистости; 3 — стабилизация величин зазоров через 5—7 минут после перевода рычага управления двигателем ($\alpha_{руд}$) на максимальный угол.

Проведенные эксперименты позволили существенно упростить решение системы уравнений, описывающих перемещения.

Например, для компрессоров с типичным сочетанием времени прогрева статорных и роторных деталей можно принять следующие значения температур элементов на различных режимах работы двигателя (табл. 2.4).

С учетом принятых значений температуры в деталях конструкции на квазистационарных режимах проведены расчеты радиальных перемещений статора и ротора КВД. Полученные величины радиальных зазоров над рабочими лопатками колес на характерных режимах работы установки сопоставлены с экспериментальными значениями (рис. 2.33). Как видно, на режиме приемистости (см. поз. 1 на рис. 2.33) расчетная величина радиального зазора оказалась равной $\delta_{pз}^p = 0,725\ \text{мм}$, а измеренная при испытаниях в различные дни и приведенная к САУ $\delta_{pз}^z = 0,6; 0,64; 0,68—0,9\ \text{мм}$. При переходе на взлетный режим (см. поз. 2 на рис. 2.33), когда наблюдается максимальное тепловое расогласование статорных и роторных деталей, $\delta_{pз}^p = 1,41\ \text{мм}$, измеренная $\delta_{pз}^z = 1,25; 1,1; 1,2—1,65\ \text{мм}$. На взлетном режиме (см. поз. 3 на рис. 2.33) с установившимися температурами статора и ротора $\delta_{pз}^p = 0,85\ \text{мм}$, измеренная величина $\delta_{pз}^z = 0,76;$

Наименование режима работы ГТД	Условия для расчета		
	Температура		Обороты ротора
	статора	диска	
Приемистость	$t_k = (0,96...0,98)t_{в\text{ мг}}$	$t_d = t_{нач}$	$n = n_{взл\text{ макс}}$
Переход на взлетный режим (ГТД не прогрет)	$t_k = (0,96...0,98)t_{в\text{ взл}}$	$t_d = t_{в\text{ мг}}$	$n = n_{взл\text{ макс}}$
Взлет (установивш. режим)	$t_k = (0,96...0,98)t_{в\text{ взл}}$	$t_d = t_{в\text{ взл}}$	$n = n_{взл}$
Крейсерский	$t_k = (0,96...0,98)t_{в\text{ кр}}$	$t_d = t_{в\text{ кр}}$	$n = n_{кр}$
Переход со взлетного режима на «малый газ» (сброс оборотов)	$t_k = (0,96...0,98)t_{в\text{ мг}}$	$t_d = t_{в\text{ взл}}$	$n = n_{мг\text{ мин}}$
Переход с режима малого газа на оставов	$t_k = t_{н}$	$t_d = t_{в\text{ мг}}$	$n = 0$
Повторная (встречная) приемистость	$t_k = t_{в\text{ мг}}$	$t_d = t_{в\text{ взл}}$	$n = n_{взл}$

0,6; 0,75—0,78 мм. На режиме перехода со взлетного на «малый газ» (см. поз. 4 на рис. 2.33), когда «мгновенно» (за 2—3 с) снижается частота вращения ротора с максимальной величины до минимальной, $\delta p_{рз} = 0,52$ мм, измеренная величина $\delta^3 p_{рз} = 0,5; 0,4; 0,5$ мм. На режиме повторной приемистости (см. поз. 5 на рис. 2.33), когда «быстро» (за 5—10 с) повышается частота вращения ротора с $n_{мг}$ до $n_{макс}$, $\delta p_{рз} = 0,35$ мм, измеренная величина $\delta^3 p_{рз} = 0,38$ мм; 0,35 мм.

Из проведенного анализа можно сделать вывод, что принятые модели механического и теплового (квазистационарного) состояния корпуса, лопаток, диска компрессора и составленная на их основе упрощенная методика инженерного расчета изменения радиальных зазоров в компрессорах при различных сочетаниях режимов в основном отражают действительный абсолютный уровень их величин в КВД без мероприятий по интенсификации теплообмена в статорах и роторах (с точностью 15...20%). Причем получаемые расчетные величины больше замеренных. Для снижения погрешности между расчетными и экспериментальными данными при назначении монтажных радиальных зазоров расчетные величины можно уменьшить на 0,15 мм по всем ступеням. Причиной завышения расчетных радиальных зазоров, вероятно, является неучет того, что температура срединной части диска и его ступицы на установившихся режимах в действ-

вительности ниже, чем принимается в расчетах, где $t_d = t_v$ для данной ступени.

Для подтверждения этого предложения проводились сравнительные расчеты изменения радиальных размеров дисков как для постоянного по радиусу поля температур $t_d = t_v = f(r_d) = \text{const}$, так и для переменного $t_d = f(r_d) = \text{var}$. Расчеты показывают, что учет переменной температуры по радиусу диска дает, например, на XIV рабочем колесе уменьшение радиального размера диска на 0,14—0,25 мм (15...20%). Эти результаты дают основание считать, что при назначении радиальных зазоров необходимо более строго учитывать реальные температурные поля на диске.

В заключение раздела необходимо еще раз отметить, что основанием для составления упрощенной инженерной методики расчета изменения радиальных зазоров в современных турбокомпрессорах были результаты анализа измерений температур статора и ротора, выполненных на натуральных ГТД. Проведенные измерения и их последующий анализ помогли раскрыть физическую суть тепловых процессов и открыли возможность приближенного задания температурных полей в деталях турбокомпрессора.

3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

Анализ условий работы ГТД на различных режимах показывает, что увеличение радиальных зазоров в турбокомпрессорах имеет место в крейсерских условиях полета, а также на режимах работы с непрогретыми узлами. В связи с тем, что наибольшие потери топлива от увеличения радиальных зазоров происходят в крейсерском полете, то проблема минимизации зазоров оказалась наиболее актуальной на этом режиме. При этом решение проблемы потребовалось даже уже на созданных и находящихся в эксплуатации двигателях.

Рассмотрим особенности согласования термических расширений ротора и статора в турбокомпрессорах, доработанных системами управления радиальными зазорами.

На рис. 3.1 показаны возможные схемы взаимного расположения деталей статора и ротора в зависимости от температуры воздуха на входе. Отметим, что обеспечение минимального зазора в точке a при $T_{вх}^* = \text{max}$ может быть осуществлено путем выбора необходимой величины монтажного зазора. Од-

нако при этом зазор в крейсерском полете (точка b) будет изменяться тем значительно, чем больше различие между $T_{в\text{вх}}^*$ на крейсерском и максимальном режимах. Изменение радиального зазора, условно представленное линиями aa_1 и ab на рис. 3.1, соответствует монотонному изменению геометрических размеров ротора и статора в зависимости от температуры $T_{в\text{вх}}$. При релейных воздействиях на температуры статора и ротора, связанные с включением или отключением системы охлаждения, картина изменяется (см., например, линию $асв$ на рис. 3.1).

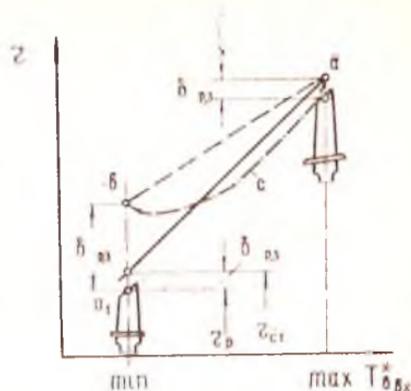


Рис. 3.1. Схема изменения радиального зазора; aa_1 — при согласовании температур «пакета» по уравнению (2.7); aa — общий случай; $асв$ — разогрев ротора

В подобных случаях для обеспечения максимальной топливной экономичности и предотвращения «врезания» рабочих лопаток в детали статора необходимо более пологое протекание характеристики температуры статора, чем согласно линии $асв$.

Способы изменения радиального зазора (воздействием на ротор или статор) определяются зачастую конкретными особенностями конструкции.

3.1. СИСТЕМЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА СТАТОР

На подавляющем большинстве выполненных конструкций для регулирования радиальных зазоров применяются системы, воздействующие на температуру статорных деталей путем управления количеством воздуха, используемого для их обдува, реже осуществляется смена источника обдува. Выбор статора в качестве объекта воздействия обусловлен следующими причинами:

- относительной простотой осуществления тепловых воздействий в доработочном исполнении;

- легкостью проведения доводочных испытаний.

Наибольшие успехи достигнуты в турбинах низкого давления (ТНД), статоры которых выполняются без локальных геометрических особенностей, вызывающих коробление и потерю concentричности на переходных режимах при обдуве [16]. В значительной степени положительные результаты достигнуты благодаря применению разрезных трактовых колец, теплоизоли-

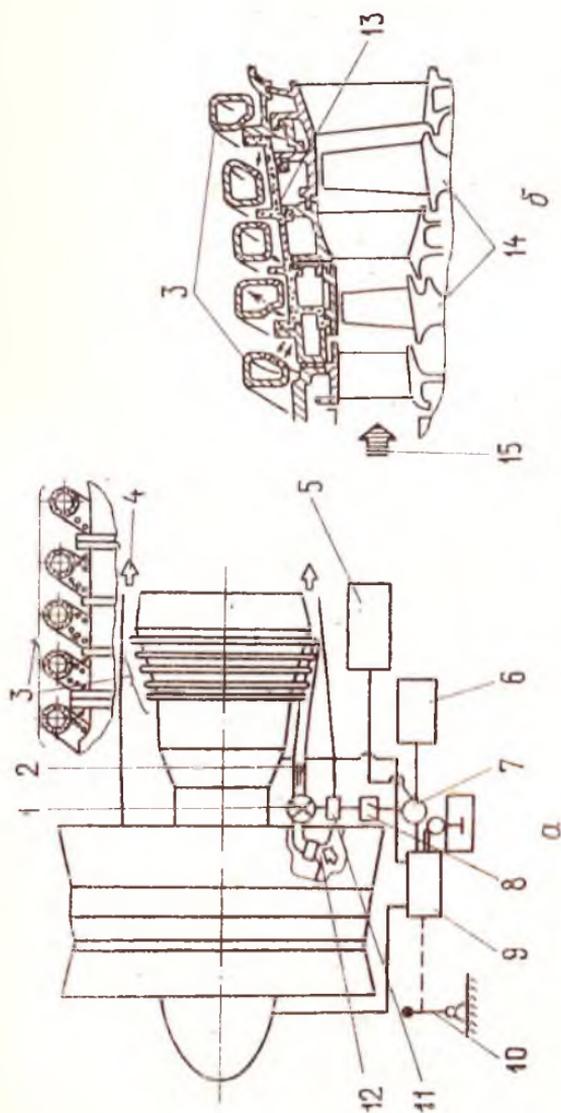


Рис. 3.2. Схема системы обдува турбины низкого давления двигателя двигателя CF6 (а) и статора турбины высокого давления двигателя JT9Д-59/70 (б); 1 — клапан; 2 — трубопровод; 3 — система струйного охлаждения; 4 — выход воздуха после струйного охлаждения; 5 — ограничитель высоты включения; 6 — ограничитель частоты вращения ротора; 7 — интегратор; 8 — усилитель; 9 — топливный регулятор; 10 — рычаг ручного управления двигателем; 11 — привод клапана; 12 — заборник воздуха из наружного контура; 13 — корпус статора; 14 — рабочие лопатки ТВД; 15 — газовый поток; ⇒ — направление движения воздуха

рующих внешний корпус от газового потока и отслеживающих изменение радиальных размеров корпуса при изменении его температуры.

В зарубежных двигателях с большой степенью двухконтурности в последние годы получили распространение системы обдува статоров компрессора и турбины (рис. 3.2, 3.3). В двигателях с раздельным истечением потоков из сопел эффективность обдува стенок статора турбины вентиляторным воздухом может обеспечить регулирование радиального зазора до значительных величин ($\sim 1 \dots 1,5$ мм) при сбросе охлаждающего воздуха на срез сопла внутреннего контура двигателя (рис. 3.2). Логика управления зазорами такова, что обдув включается на крейсерском режиме. При приемистости система регулирования «пропускает» команды, и набор оборотов происходит с отключенным обдувом статора. Эта система регулирования срабатывает на высотах, превышающих высоту ограничения по баростату.

Логика работы системы по числу $M = f(T_{в\text{ вх}}^*)$ на переходных режимах достоверно не известна, однако, судя по составу системы, корректировка по $T_{в\text{ вх}}^*$ при приемистости не производится. Из работы [30] известно, что системы охлаждения корпусов статора могут использоваться также и на переходных режимах работы двигателя для уменьшения радиального зазора и провала тяги.

Эффективность такого приема регулирования зазорами снижается по мере перехода от ТНД к ТСД (турбина среднего давления) и от ТСД к ТВД (турбина высокого давления). Это связано как с повышением жесткости внутренних ребер, используемых для крепления трактовых колец, из-за больших нагру-

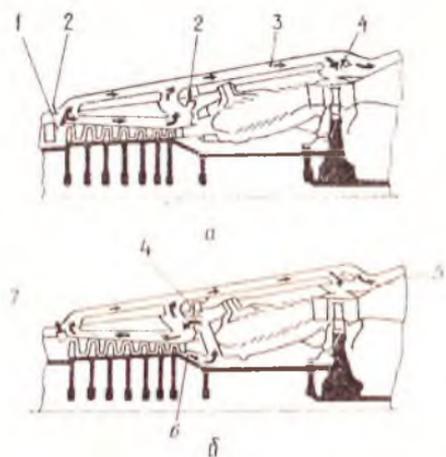


Рис. 3.3. Схема системы регулирования радиального зазора в компрессоре ВД двигателя E^3 фирмы Пратт — Уитни методом продувки воздуха через статорные детали с двойными стенками: а — охлаждение статора на крейсерском режиме; б — нагрев статора на переходных режимах (приемистость и сброс оборотов); 1 — место отбора воздуха на охлаждение; 2 — клапаны; 3 — трубопровод; 4 — коллектор; 5, 7 — двойные стенки корпусов компрессора и турбины; 6 — место отбора воздуха на нагрев

зок, так и с увеличением расхода воздуха с высоким потенциалом давления, необходимым для охлаждения элементов тракта, контактирующих с высокотемпературным газовым потоком.

Попытки организовать подобного рода регулирование радиальными зазорами в компрессорах оказались малоэффективными по следующим причинам:

сложность внешнего рельефа статора, особенно при наличии регулируемых направляющих аппаратов и ресиверов для отбора воздуха на самолетные нужды и для охлаждения горячих элементов двигателя (см. рис. 2.16, 2.18);

использование преимущественно двухстенных конструкций статоров с неразрезными трактовыми кольцами (см. рис. 2.16).

Как видно из рис. 3.4, а, система обдува позволяет снизить температуру корпуса статора примерно на 70 К, что обеспечивает увеличение КПД компрессора высокого давления прибли-

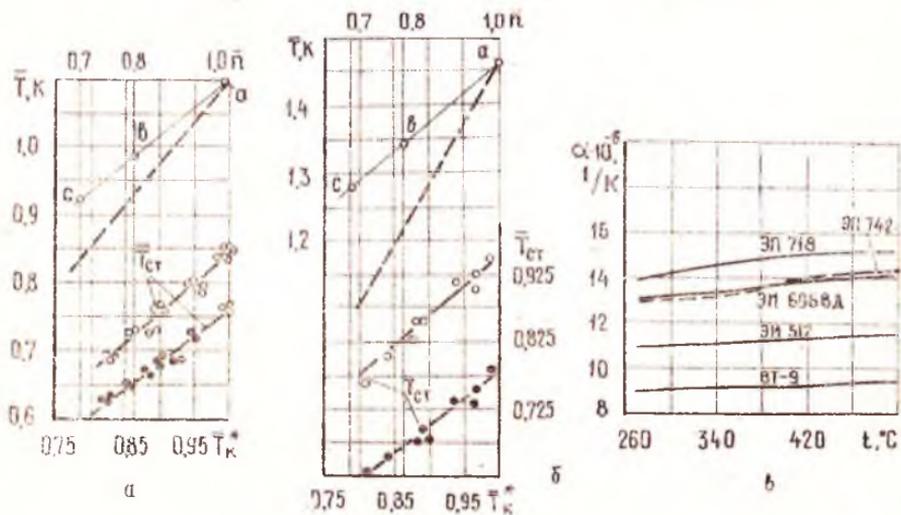


Рис. 3.4. Измеренные и расчетные из условия теплового согласования значения температуры корпуса составного статора над рабочим колесом для роторов, выполненных из различных сплавов: а — диски из сплава ЭИ 698ВД; б — диски из сплава ЭП-742; в — коэффициенты линейного расширения сплавов; — — — расчет; — — — измерения; ○ — охлаждение статора выключено; ● — охлаждение статора включено

зительно на 0,5% и уменьшение удельного расхода топлива на 0,2%. Следует отметить, что обдув корпуса статора оказывает слабое влияние на температурный уровень трактовых колец, о чем свидетельствует незначительное улучшение параметров компрессора и двигателя ($\Delta C_p \approx 0,2\%$). Последнее связано с тем, что температурный потенциал расходуется преимущест-

венно не на радиальное смещение, а на наведение термических напряжений в конструкции.

Обращает на себя внимание тот факт, что создание перспективных ГТД с высокой степенью сжатия в компрессоре приводит к необходимости применения вместо титановых жаропрочных сплавов для роторных деталей компрессора, имеющих, как правило, высокие значения коэффициентов линейного расширения. Последнее приводит к еще большему рассогласованию по режимам радиальных зазоров и, как следствие, к необходимости более глубокого охлаждения статора в крейсерском полете.

Следует отметить, что применение сплавов с малыми значениями коэффициента линейного расширения α для роторных деталей (например, титановых сплавов типа ВТ-9, ВТ-25), а для корпусов статора — хромоникелевых сплавов с повышенными значениями α (например, сплав типа ЭП718) приведет к обратной картине, а именно: на переходных режимах будет наблюдаться увеличение радиального зазора, на крейсерских (пониженных) — его уменьшение. При назначении монтажных радиальных зазоров необходимо учитывать несогласованность расширений ротора и статора.

Исследования и практика создания компрессоров показывают, что подбором материалов для роторных и статорных деталей пока не удастся выполнить условие полного теплового согласования температур сопрягаемого «пакета» и решить проблему равенства радиального зазора на взлетном и крейсерском установившихся режимах.

На рис. 3.4 представлены рассчитанные зависимости изменения температуры статора от режима работы двигателя, характеризующегося значением температуры воздуха за компрессором \bar{T}_k^* . Видно, что сопоставляемые температуры статора не совпадают, причем измеренные значения намного ниже, чем требуемые по уравнению (2.7). Видно также, что градиент изменения действительной температуры статора меньше, чем градиент температуры, определенный из условия теплового согласования (штриховые линии). Следствием этого является увеличение рабочих радиальных зазоров в крейсерском полете по сравнению с взлетным режимом ($n=1,0$), на котором должно обеспечиваться минимальное значение радиального зазора за счет выбора необходимого монтажного зазора. Действительно, из графиков на рис. 3.4, а и б следует, что чем ниже режим работы двигателя (уменьшение \bar{T}_k^*), тем больше рассогласование между рассчитанной (штриховые линии) и действительной температурами статора и тем больше величина радиального зазора, а следовательно, требуется большая интенсивность охлаждения статора для его уменьшения.

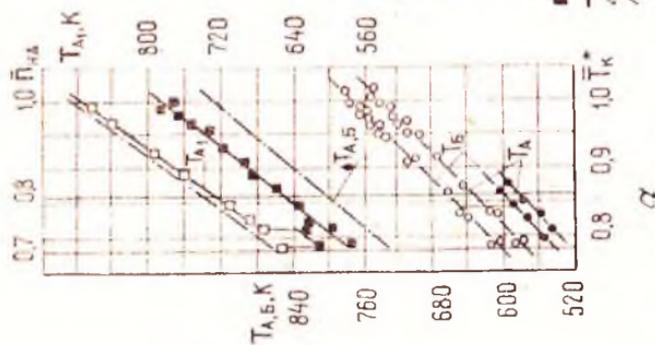
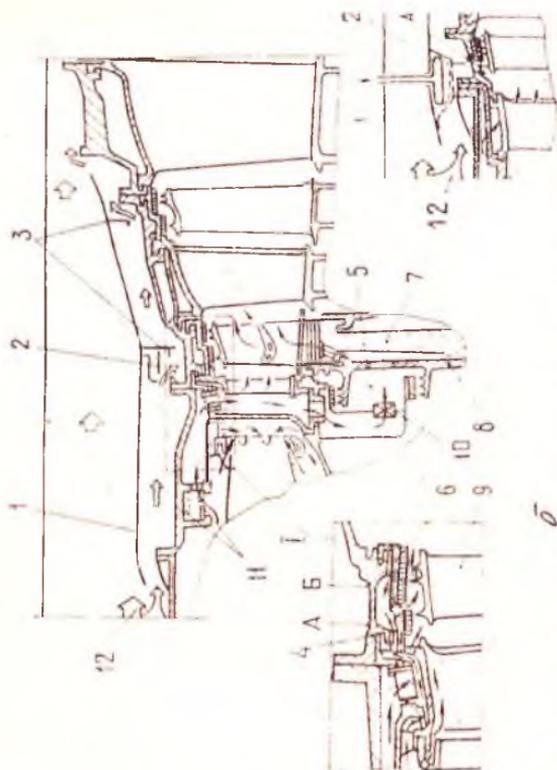
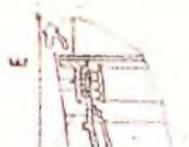


Рис. 3.5. Сравнение действительных и рассчитанных из условий теплового согласования одноступенного (б) и двухступенного (в) статоров турбины высокого давления ГТД № 1 и от температуры воздуха за компрессором высокого давления T_K^* : 1 — капот; 2, 11 — охлаждающие перегородки; 3 — радиальные перегородки-вытеснители; 4 — корпус статорной полости за подкручивающей решеткой; 6 — сегментные проставки; 7 — диск; 8 — дефлекторная лопатка; 10 — подкручивающая решетка; 12 — воздух наружного контура; А, А₁ — термометрирование статора



■, ● — охлаждение статора вдушено; □, ○ — вынужденное; □, ■ — температура в статоре (ГТД № 1); ○, ● — температура обдува статора (ГТД № 2)



10; 11; 12 — места

тератур (а) зависимости температуры системы — воздушной — охлаждающей — места

Для охлаждения статора турбины в двигателях со смешением потоков контуров (ГТД № 2) используется воздух наружного контура, который поступает под капот 1, проходит клапан 2, открываемый на крейсерском режиме, движется вдоль охлаждаемой поверхности статора и возвращается в основное русло — канал наружного контура (рис. 3.5).

В двигателях серии ГТД № 1 с умеренными параметрами цикла ($T^*_г$, $\pi^*_к$, m) статор выполнен одностенным (рис. 3.5,в), что облегчает возможность ощутимого изменения его радиальных размеров в зависимости от интенсивности обдува.

Повышение параметров цикла ($T^*_г$, $\pi^*_к$) привело, как отмечалось, к созданию конструкции двухстенных статоров. На рис. 3.5,б показана схема турбины двигателя № 2. В таких конструкциях поддерживаются умеренные температуры высоконагруженных давлением внешних корпусов турбины, благодаря чему обеспечиваются необходимые запасы их прочности при относительно малой массе. Трактовые горячие детали в рассматриваемой конструкции статора турбины выполняются в силовом отношении разгруженными. Однако при внешнем обдуве двухстенный статор ГТД № 2 оказался менее податливым в радиальном направлении, чем одностенный. Это связано с наличием массивных внутренних неохлаждаемых кольцевых фланцев для крепления сегментов сопловых лопаток и трактовых элементов.

Результаты измерений температур одностенного и двухстенного статоров турбины приведены на рис. 3.5,а. Там же представлены рассчитанные по уравнению теплового согласования зависимости изменения температуры. Видно, что для двигателя № 1 измеренная и рассчитанная температуры статора без обдува совпадают.

Однако в связи с тем, что на переходных режимах темп прогрева ротора и статора, как было показано выше, не согласованы, приходится увеличивать монтажные зазоры и компенсировать соответствующее увеличение зазора в крейсерских условиях полета путем принудительного охлаждения статора. При включении системы обдува удается снизить температуру примерно на 70 К, что обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива на 0,65—0,7%.

Сравним результаты измерений и расчетов температуры двухстенного статора двигателя № 2 на разных режимах работы. Из рис. 3.5,в видно, что сопоставляемые температуры не совпадают, причем измеренные значения намного ниже, чем требуется из условия согласования. Это, как отмечалось выше, позволяет обеспечить необходимые запасы прочности при относительно малой массе. Видно также, что температура статора меньше изменяется в двигателе № 2, чем в двигателе ГТД № 1 (160 К вместо

240 К) при регулировании режимов его работы в одних и тех же пределах (\bar{T}_k^* изменяется от 0,8 до 1,0). Следствием этого является большой потребный монтажный зазор (для исключения выработки сопрягаемых деталей на взлетном режиме), что приводит также к увеличению рабочего зазора в крейсерском полете.

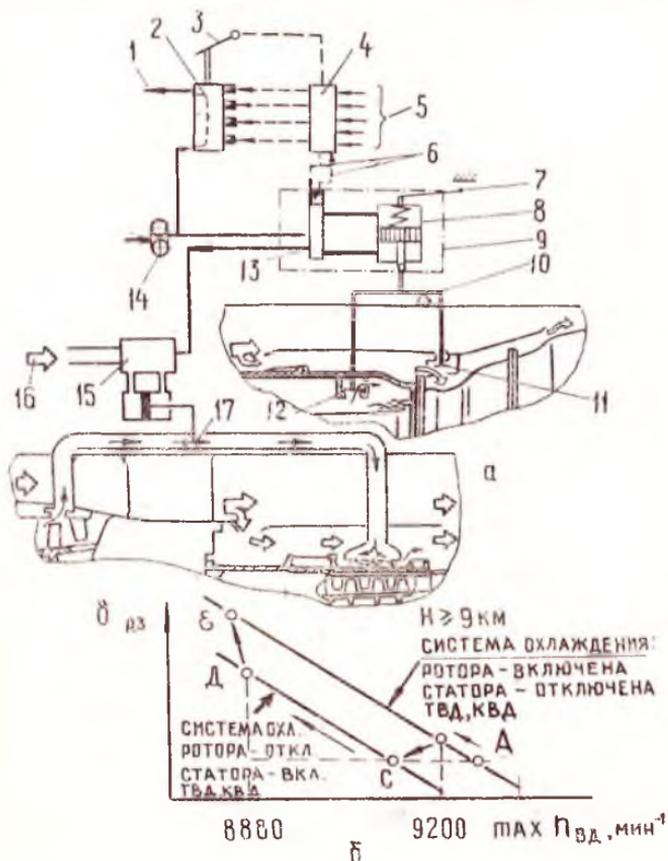


Рис. 3.6. Схема управления (а) и логика работы (б) системы регулирования радиального зазора в компрессоре ГТД №2: 1 — подача топлива в основную камеру сгорания; 2 — агрегат дозирования топлива; 3 — рычаг управления двигателем (РУД); 4 — электронная система управления двигателем (ЭСУД); 5 — аргументы управления ($n_{вд}$, $T_{ввх}^*$, p_n , «форсирование», «помпаж»); 6 — команды на привод ленты охлаждения турбины (ПЛОТ); 7 — микровыключатель и обратная связь с ЭСУД; 8 — гидропривод; 9 — ПЛОТ; 10 — система исполнительных рычагов от привода к ленточным клапанам (сблокирована); 11, 12 — ленточные клапаны статора и ротора ТВД соответственно; 13 — распределительный золотник; 14 — топливный насос; 15 — выключатель заслонки; 16 — рабочий воздух из-за VIII ступени КВД; 17 — заслонка

Соответственно для обеспечения заявленной топливной экономичности в крейсерских условиях полета требуется также более сильное воздействие на температуры сопрягаемых деталей, чем в двигателе № 1. В двигателе ГТД № 2 эта задача решается путем объединения двух систем: обдува статора и частичного отключения воздуха, используемого для охлаждения турбины ВД, которые вступают в работу по одному управляющему сигналу (рис. 3.6,а,б).

Из графика на рис. 3.6,б видно, что охлаждение статора включается, а ротора — отключается при частоте вращения каскада высокого давления, равной $n_{ВД} = 9200 \text{ мин}^{-1}$, и продолжается до $n_{ВД} = 8800 \text{ мин}^{-1}$. На переходных режимах работы двигателя работа сдвоенной системы охлаждения турбины высокого давления ГТД № 2 так же, как и на ГТД № 1, не контролируется системой регулирования. Система управления радиальными зазорами включается на высотах, превышающих высоту ограничения по баростату ($H \geq 9 \text{ км}$), и находится под контролем электронной системы управления двигателем.

Отключение воздуха, охлаждающего турбину, улучшает КПД цикла двигателя и целесообразно в связи со значительным снижением температуры газа и лопаток турбины на крейсерском режиме по сравнению со взлетным.

Объединенные системы обеспечивают встречное радиальное перемещение статора и ротора, что позволяет уменьшить радиальный зазор до желаемой величины при снижении расхода охлаждающего воздуха до уровня, обеспечивающего проектный ресурс работы турбины.

На рис. 3.7,а,б показано протекание цикловых и теплотехнических параметров двигателя № 2 в зависимости от относительного давления воздуха на входе в систему охлаждения ротора \bar{p}_5 ($\bar{p}_5 = p_5/p_k^*$ в основном определяет расход охлаждающего воздуха). Как видно из рис. 3.7,а, с уменьшением значения \bar{p}_5 снижаются удельный расход топлива ΔC_p (выше топливная экономичность) и относительная температура газа \bar{T}_r в цикле и увеличиваются частоты вращения роторов среднего $n_{сд}$ и высокого давлений $n_{ВД}$. Последнее связано с увеличением расхода воздуха, проходящего через турбины, с высокими значениями температуры газов и степени сжатия в компрессоре.

Рис. 3.7,б иллюстрирует изменение относительных температур рабочей лопатки $\bar{T}_л$, диска $\bar{T}_д$ и статора $\bar{T}_{ст}$ в зависимости от относительного давления \bar{p}_5 , определенных при термометрировании специально препарированного узла турбины. Как видно, в процессе отключения охлаждения (уменьшения \bar{p}_5) наблюдается увеличение относительных температур тела лопатки и диска, тогда как температура статора вначале резко сни-

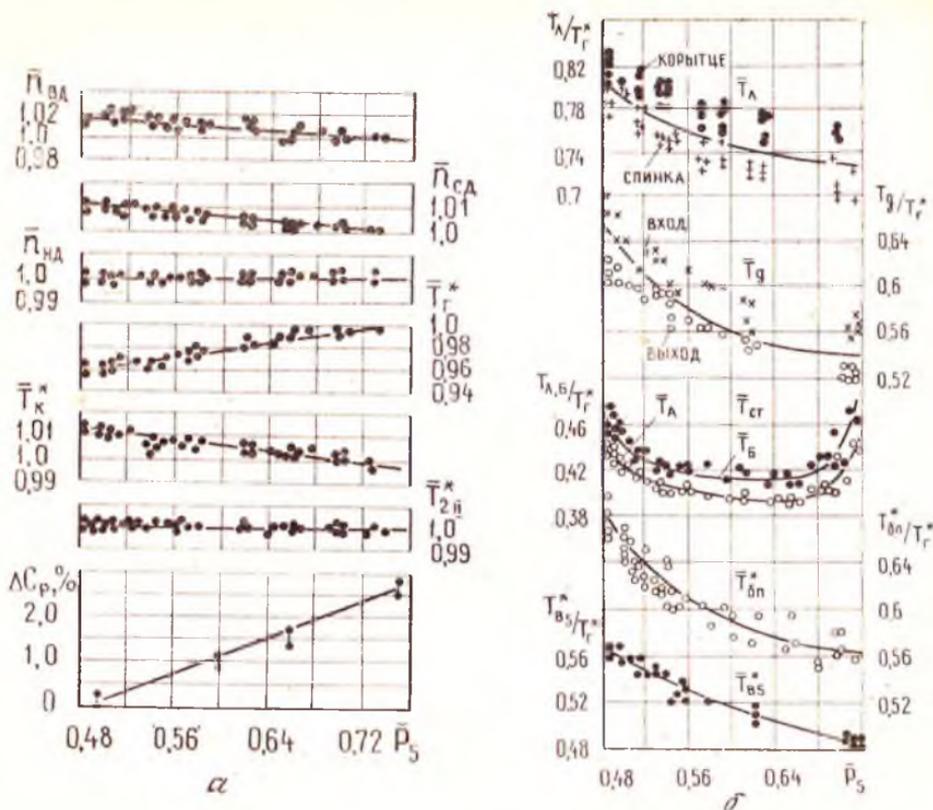


Рис. 3.7. Изменение основных параметров цикла (а) и температур горячих элементов и воздуха в полостях турбины ВД (б) ГТД № 2 в зависимости от давления в системе охлаждения ротора

жается, а затем сохраняется примерно постоянной в диапазоне \bar{p}_5 от 0.68 до 0.52. Такой характер изменения температуры сопрягаемых деталей свидетельствует о термическом расширении диска и лопаток, в том числе вследствие втекания в полости охлаждения этих элементов некоторого количества газа, расход которого увеличивается по мере снижения \bar{p}_5 . Что касается особенностей изменения температур статора, то они объясняются противоположными влияниями интенсификации охлаждения при включении системы внешнего обдува и повышением температуры среды у стенок со стороны газового тракта из-за втекания (см. зависимость $T_{в6п}/T_r^* = f(\bar{p}_5)$). Характерно также, что при уменьшении \bar{p}_5 до значений, которые меньше 0.53, фактор повышения температуры газа вблизи стенок начинает преобладать над фактором внешнего обдува статора вследствие увели-

чения расхода горячего газа из проточной части турбины в полость над сегментными проставками, расположенными в статоре. При значениях $\bar{p}_5 \leq 0,53$ давление в воздушной полости статора над сегментными проставками становится меньше, чем давление газа в проточной части турбины. При величине $\bar{p}_5 \leq 0,49$ втекание газа в систему охлаждения наблюдается и через выходную кромку первого соплового аппарата.

3.2. СИСТЕМЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА РОТОР

В проектах двигателей Е³ фирмы Дженерал-Электрик и Пратт-Уитни регулирование радиальных зазоров предполагалось осуществлять воздействием на статоры воздухом, отбираемым из различных ступеней компрессора (см. рис. 3.3). Однако в последующем эти фирмы в качестве способа управления радиальными зазорами в компрессорах стали рассматривать тепловое воздействие на элементы ротора. В СССР тоже появились работы по исследованию влияния тепловых воздействий на размеры элементов ротора с целью управления радиальными зазорами.

Представляет интерес определение влияния геометрических особенностей роторов и интенсивности их обдува на время переходных тепловых процессов.

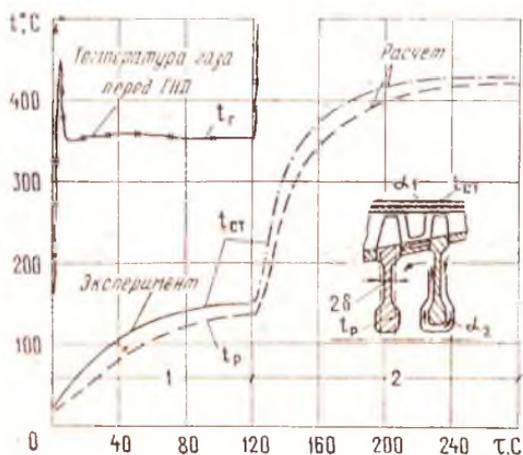


Рис. 3.8. Изменение температур статора $t_{ст}$ и ротора t_p на переходных режимах работы двигателя: 1 — запуск и выход на режим малого газа; 2 — выход на взлетный режим; — — — $t_{ст}$ при $\alpha_1 = 1740 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; — — — t_p при $\alpha_1 = 700 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ на первом и $\alpha_2 = 1160 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ на втором режимах

Расчетный анализ конструкций компрессоров показывает, что принудительный обдув полотен дисков малым расходом воздуха ($\leq 2\%$ от $G_{в1}$) позволяет существенно сблизить темпы прогрева ротора и статора. При этом обнаружено определяющее влияние толщины полотен дисков на скорость их прогрева. Малые потребные значения расхода воздуха позволяют рассматривать утилизацию утечек за КВД в качестве способа для обеспечения необходимых радиальных зазоров в крейсерском полете. Зазоры на переходных режимах обеспечиваются путем кратковременного подмешивания более холодных порций воздуха, отбираемых из промежуточных ступеней компрессора.

На рис. 3.8 в качестве примера представлены расчетные и экспериментальные кривые времени прогрева корпуса статора и полотна дисков КВД ГТД № 2 при расходе воздуха, обдувающего их, около 1% от $G_{в1}$ ($G_{в1}$ — расход воздуха через внутренний контур двигателя). Как видно, время прогрева статора и дисков может быть согласовано.

Оценочные расчеты нестационарного прогрева дисков ротора проведены при условии радиального обдува диска с обеих сторон воздухом, отбираемым за КВД (рис. 3.8).

Серийными зарубежными двигателями, где реализован способ обдува дисков ротора воздухом, являются ГТД CF 6-80 C2 и PW-4000 (рис. 3.9). Идея регулирования, заложенная в конструкцию КВД PW-4000, связывается со сменой температуры дисков, для чего на взлетном режиме в полость ротора подается воздух от V ступени КВД 1 через пустотелые направляющие аппараты 2, а на крейсерском — от XI ступени 3 [18, 31].

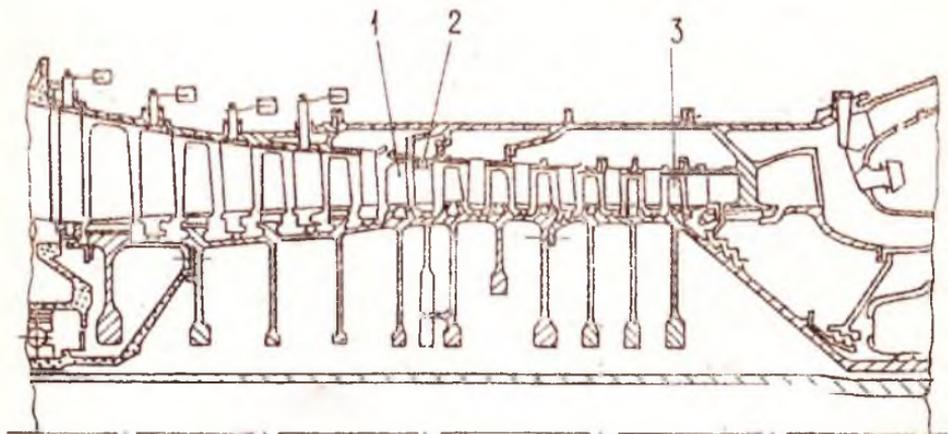


Рис. 3.9. Конструктивная схема компрессора ВД ГТД PW-4000 с управлением радиальными зазорами воздействием на температуру ротора: 1 — рабочее колесо V степени; 2 — полый направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо XI степени

Обращают на себя внимание следующие особенности этих компрессоров:

полотна дисков выполнены тонкими или вовсе отсутствуют (первые ступени КВД CF6-80C2), что обеспечивает их ускоренный прогрев (или охлаждение);

подбор масс ротора и статора сближает их тепловую инерционность;

регулирование радиальных зазоров осуществляется во всех ступенях компрессора ВД;

силовые и трактовые кольца компрессора разделены, благодаря чему обеспечивается максимальная концентричность;

в соответствии с программой регулирования осуществлению переходных процессов предшествует смена номера ступени, от которой производится отбор воздуха для обдува.

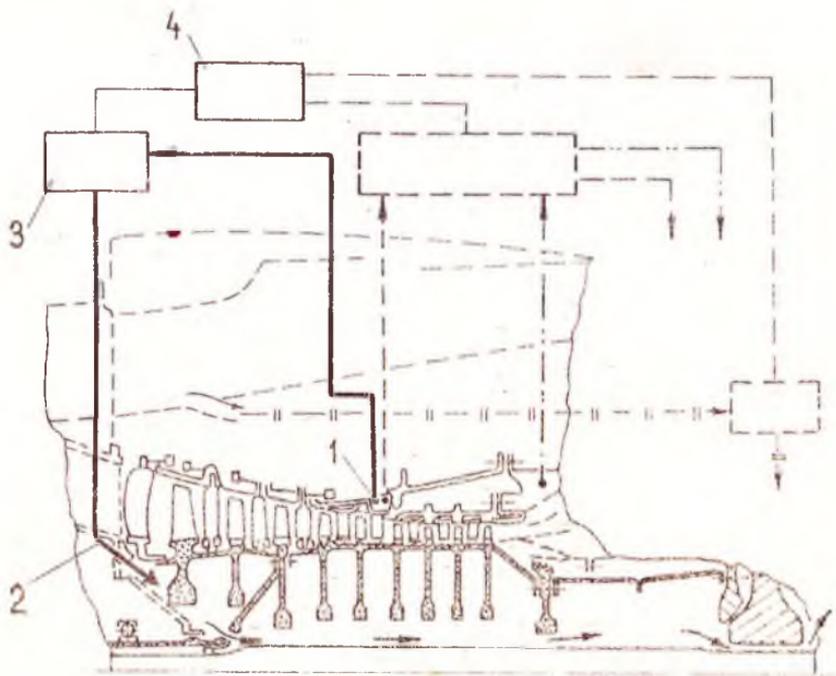


Рис. 3.10. Конструктивная схема компрессора ВД ГТД CF M-56-5 с управлением радиальными зазорами воздействием на температуру ротора: 1 — место отбора воздуха; 2 — подвод воздуха в полость ротора КВД и далее в полость ротора ТНД; 3 — клапан; 4 — электронная цифровая система управления двигателем; $\equiv \equiv \equiv$ — система обдува статора турбины воздухом от КВД и вентилятора

Большой интерес представляет система управления радиальными зазорами в КВД, реализованная в двигателях CF 6-80C2 и CF M-56-5, построенная на идее рационального использования охлаждающего воздуха, отбираемого за V ступенью КВД только на переходных режимах, и применения теплоизоляции в двухстенных статорах (рис. 3.10 и 3.11).

Однако можно себе представить энергетически более совершенную схему, в которой минимальный радиальный зазор в крейсерских условиях поддерживается без специального отвлечения воздуха из цикла, а лишь за счет утилизации утечек.

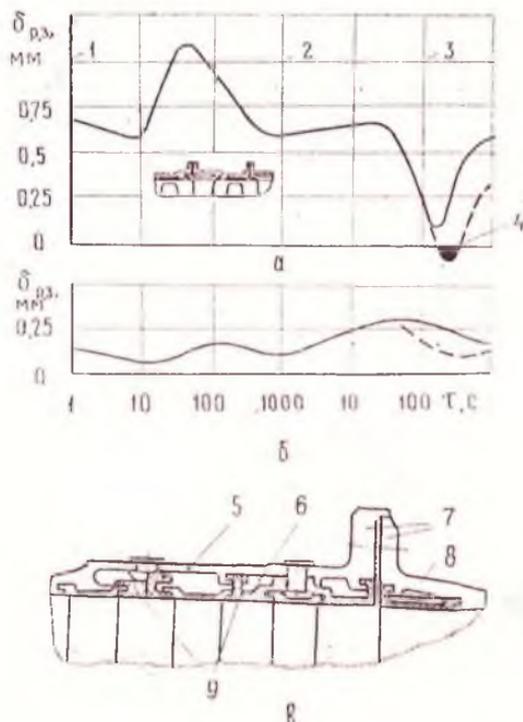


Рис. 3.11. Изменение радиального зазора в компрессоре высокого давления с одно- и двухстенным статором: а — одностенный статор; б, в — двухстенный статор с обдувом дисков [34]; 1 — запуск двигателя; 2 — режим малого газа; 3 — режим повторной приемистости; 4 — касание ротора о статор (врезание); 5, 8 — паружный силовой корпус; 6 — термическое сопротивление; 7 — термически защищенный фланец; 9 — разгруженная внутренняя стенка

Схема подобного управления зазорами представлена на рис. 3.12. На крейсерском режиме утечки «горячего» воздуха 1 из-за компрессора ВД и из-под лабиринта аппарата закрутки системы охлаждения турбины 5 после дросселирования в уплотнениях 6 и 7 поступают на обогрев дисков компрессора ВД и ступицы диска турбины ВД 8.

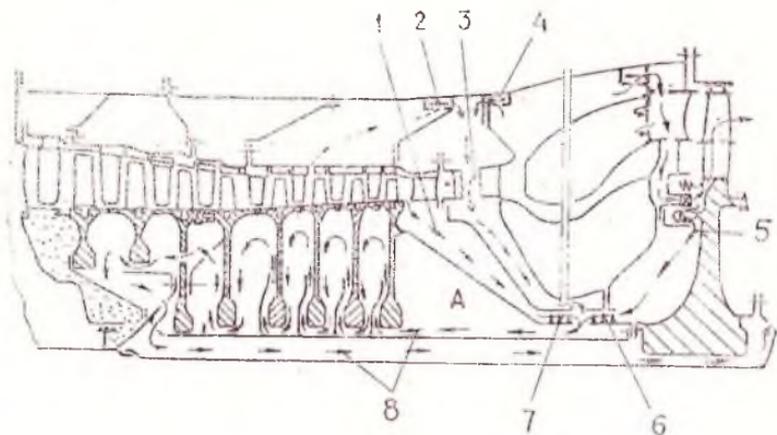


Рис. 3.12. Конструктивная схема турбокомпрессора с комплексным управлением радиальными размерами ротора КВД и ТВД при воздействии на их температуру: 1 — направление движения утечек горячего воздуха за КВД; 2, 4 — клапаны; 3 — полый направляющий аппарат; 5 — утечки воздуха из системы охлаждения турбины; 6, 7 — лабиринтные уплотнения; 8 — направление движения воздуха в полости ротора КВД

При запуске непрогретого двигателя для ускорения процесса прогрева роторов к утечкам добавляется воздух с параметрами ВД, который подается через клапан 4 и полые направляющие аппараты 3 в полость А. Суммарный расход воздуха подбирается из условия согласования темпов расширения статора и ротора на этом режиме. Таким образом достигается частичное или полное устранение провала тяги при взлете и наборе высоты самолетом. На установившемся крейсерском режиме, как отмечалось, дополнительная подпитка воздухом отсутствует. Режиму сброса оборотов двигателя предшествует предварительная продувка междисковых полостей смесью, состоящей из утечек и воздуха, отбираемого из промежуточной ступени компрессора через клапан 2.

Расход «холодного» воздуха определяется условиями согласования размеров статора и ротора, обеспечивающих отсутствие касания при остывании. Поскольку явления согласования зазоров в компрессоре и турбине аналогичны, то смесь, используе-

мая для регулирования зазоров в компрессоре, подается также и для управления зазорами в турбине. При этом в целом обеспечивается высокая энергетическая экономичность системы управления зазорами.

Уменьшению утечек, как известно, способствует расположение лабиринтов, разделяющих компрессор и турбину, на минимально возможном диаметре. Такая возможность при традиционном значении степени реактивности турбины появляется при определенном соотношении диаметров дисков компрессора и турбины, выбранном из условия получения допустимой величины осевой силы, действующей на упорный подшипник каскада.

Именно такой подход к конструированию можно обнаружить при анализе некоторых выполненных высокоэкономичных газогенераторов.

В двигателях с высокой степенью повышения давления и малым объемным расходом воздуха лопатки компрессоров КВД стремятся располагать на малом диаметре с целью получения их максимально больших высот, а сами лопатки для уменьшения влияния радиального зазора выполняют узкохордными.

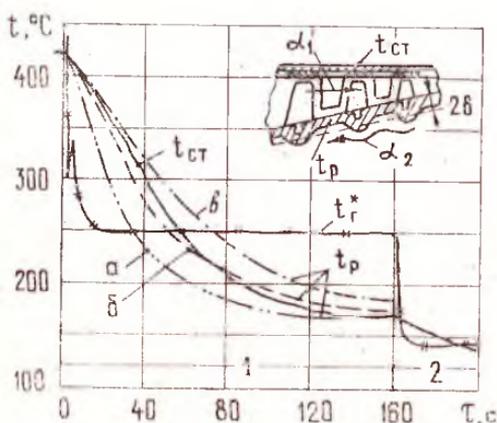


Рис. 3.13. Изменение температур статора $t_{\text{ст}}$ и ротора $t_{\text{р}}$ на переходных режимах: 1 — переход от взлетного режима на малый газ; 2 — останов двигателя с режима малого газа (— эксперимент для двустепенного статора КВД ГТД № 2; $t_{\text{г}}$ — температура газа перед турбиной НД; — — —, — — — — — расчет $t_{\text{р}}$ для различных толщин барабана ротора: $a - \delta = 5 \text{ мм}$; $б - 7 \text{ мм}$; $в - 10 \text{ мм}$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

При этом для сокращения числа ступеней в каскаде оказывается необходимым реализовать относительно высокие коэффициенты нагрузки.

Малый диаметр обода и относительно низкие окружные скорости на нем создают идеальные условия для уменьшения металлоемкости дисков ротора и тем самым улучшения их тепловых динамических свойств. Конструкция ротора ВД перспективного малоразмерного двигателя РД.436-11 фирмы Аллисон [19] демонстрирует комплексный подход к проектированию турбокомпрессора ВД,

обеспечивающий получение:

достаточных высот лопаток последних ступеней;

минимальной металлоемкости;

приспособленности к регулированию радиальными зазорами путем теплового воздействия на ротор.

Кроме того, массивные детали ротора приближены к источнику нагрева — проточной части компрессора.

В этом же двигателе осуществлен подбор диаметров турбины и компрессора, позволяющий получить минимальные утечки при допустимой осевой нагрузке. Кривые на рис. 3.13 иллюстрируют возможность получения одинакового времени охлаждения или прогрева статора и ротора при весьма малом времени переходных процессов.

Расчеты проведены по методике, изложенной в разд. 2.3.2.

3.3. СИСТЕМЫ САМОСОГЛАСОВАНИЯ РАСШИРЕНИЙ

В качестве одного из возможных вариантов согласования расширений ротора и статора турбины рассматривается деформация температурного поля за камерой сгорания.

Умение формировать эпюру температурного поля за камерой сгорания и управлять ею в зависимости от режима работы двигателя представляет определенный интерес, так как позволяет получить желаемую температуру газа у периферии лопаток — на внутренней стороне корпуса статора и у корня лопаток —

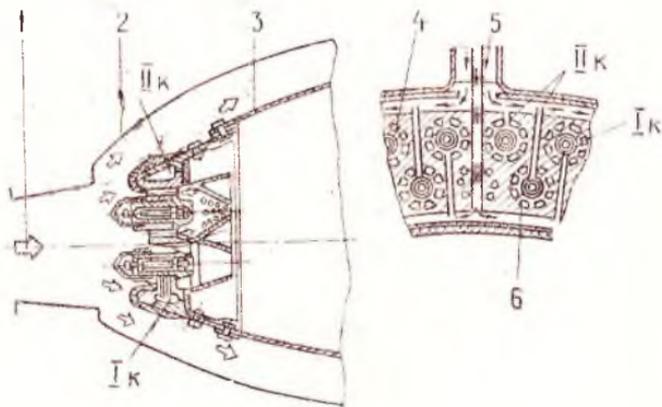


Рис. 3.14. Кольцевая камера сгорания с большим числом горелок, расположенных в два яруса, и двумя топливными контурами: 1 — поток воздуха; 2 — наружный корпус; 3 — жаровая труба; 4 — верхний ярус горелок; 5 — подвод топлива; 6 — нижний ярус горелок; Iк, IIк — топливные контуры

на внешней поверхности обода диска и таким образом влиять на протекание температур и радиальных перемещений.

Деформация эпюры наиболее просто осуществляется в камерах с двухрядным расположением форсунок путем распределения топлива между рядами (рис. 3.14).

Пример такой перестройки эпюры приведен на рис. 3.15. Эпюры получены при испытании камеры сгорания двигателя № 1 на лабораторном стенде (см. рис. 3.14). Кривая 1 соответствует исходному распределению давления в топливных контурах, а кривая 2 — полному переливу топлива из первого контура во второй $\Delta p_{1к} = 0$. (Здесь $\Delta p_{1к}$ — перепад давления топлива в первом контуре камеры сгорания). Как видно из графиков, в периферийном и корневом сечениях удается получить ощутимые перекосы эпюры, которые по прогнозам должны приводить к значительному уменьшению радиального зазора на крейсерском режиме (кривая 2 на рис. 3.15).

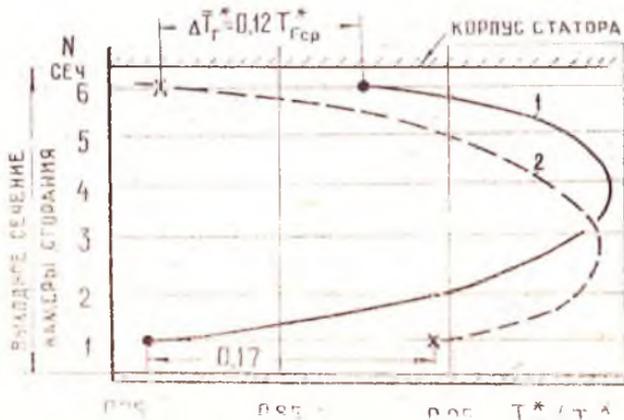


Рис. 3.15. Влияние перераспределения топлива между контурами на радиальную эпюру газа ГТД № 1: ● — исходная КС; × — $\Delta p_{1к} = 0$

Однако заметное снижение удельного расхода топлива в двигателе получается лишь в тех случаях, если в результате перераспределения топлива коэффициент полноты процесса сгорания в камере η_r сохраняется неизменным, поскольку влияние 1% η_r эквивалентно примерно 3% КПД турбины высокого давления.

Изменение формы радиальной эпюры газа может быть получено также с помощью организации отрывного течения в диффузоре камеры сгорания, которое, однако, сопровождается повышением гидравлических потерь в ней.

На графиках рис. 3.16 и 3.17 представлено распределение энтальпии газа на выходе из камер сгорания ГТД № 1 и № 2 соответственно, полученное путем введения изменяемых, в зависимости от режима работы двигателя, высот уступов на входе в диффузор камеры. Кривые 1 и 2 на рис. 3.16 и 3.17 характеризуют радиальные эпюры на взлетном и крейсерском режимах.

Оба способа воздействия на тепловое состояние статора и



Рис. 3.16. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру газа в камере сгорания ТРДД № 1: $p_2^* \approx 0,1$ МПа, $T_2^* \approx 445$ К

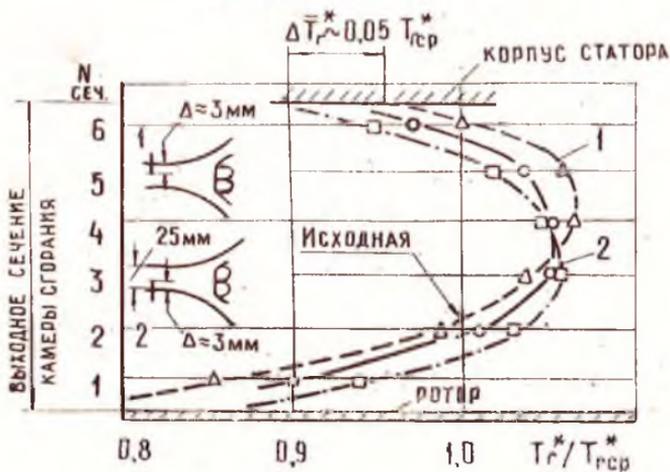


Рис. 3.17. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру газа в камере сгорания ТРДД № 2 при $\lambda_{вх} \approx 0,33$

ротора представляют интерес, так как выполняются без отвлечения воздуха из-за КВД. Один из недостатков способов заклепывается в том, что начальное рассогласование радиальной эпюры уменьшается в турбинных венцах. Эти способы могут оказаться эффективными только в одной или двух ступенях турбины. На рис. 3.18 в качестве примера показано уменьшение начального

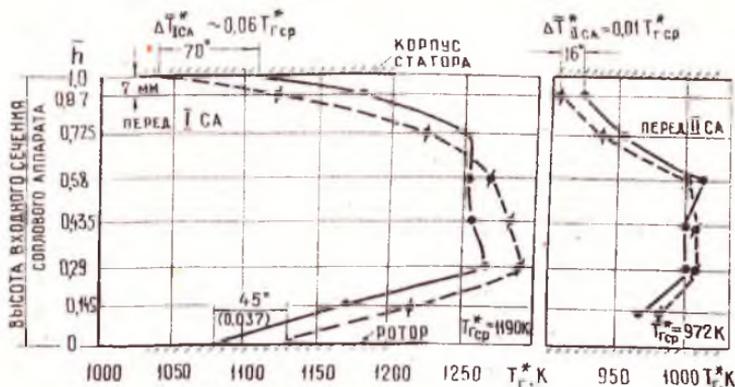
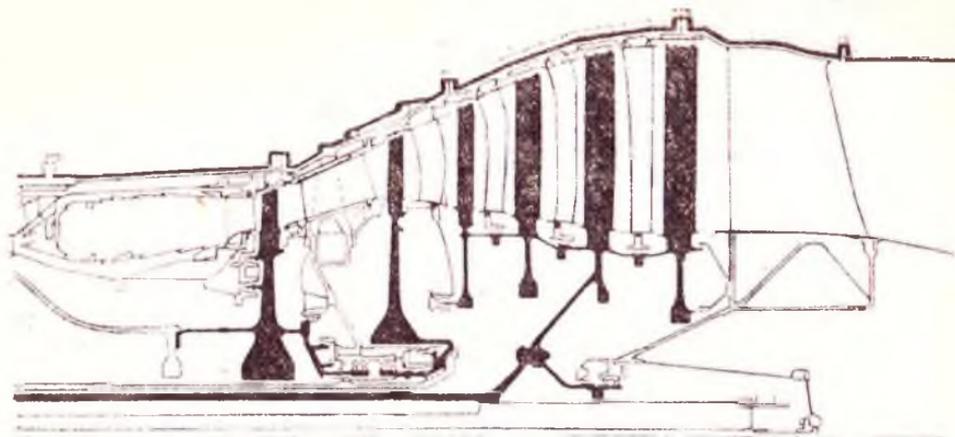


Рис. 3.18. Пример уменьшения начального рассогласования радиальной эпюры газа ΔT_{Ica}^* в последующем турбинном венце для ТРДД № 2 при $n_{нд} = 3800 \text{ мин}^{-1}$

рассогласования радиальной эпюры газа в последующем турбинном венце, полученное для ГТД № 2. Видно, что начальное рассогласование температуры газа за камерой сгорания, равное 6%, уменьшается перед вторым сопловым аппаратом турбины до 1%.

Умение формировать (и регулировать в зависимости от режима работы двигателя) эпюру температурного поля за камерой сгорания позволяет, например, на переходных режимах работы получить повышенную температуру газа у периферии рабочих лопаток, а на крейсерских (постоянных) режимах — пониженную. Это может уменьшить радиальные зазоры и утечки через радиальные зазоры, но только в том случае, если статорные и роторные детали будут существенным образом реагировать на изменение температуры газа.

**КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТРДД
(рис. П1.1—П1.3, см. вкладки)**



Р и с. П1.4. Конструктивная схема турбины трехкаскадного ТРДД

Приложение 2

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ДЕФОРМАЦИЙ ДИСКА И ЛОПАТКИ НА УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Упругая вытяжка обода диска определяется с помощью зависимости

$$\Delta r_{\text{дин}} = \frac{D_{\text{ср}} - h_{\text{л}}}{2} \frac{1}{E} (\sigma_{\phi} - \mu \sigma_R), \quad (\text{П2.1})$$

где E — модуль упругости материала диска при рабочей температуре; σ_{ϕ} — окружное напряжение в ободе; σ_R — радиальное напряжение в ободе; μ — коэффициент Пуассона.

Величины радиальных и тангенциальных напряжений для сплошного диска и диска с центральным отверстием (рис. П2.1) подсчитывают по уравнениям [20]

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{R2} &= K_{R2} \sigma_{R3} + (K_{\omega})_{R2} \rho \omega^2 R_3^2 + (K_T)_{R2} E \alpha (T_{R3} - T_{Ra}), \\ \sigma_{\phi 2} &= K_{\phi 2} \sigma_{R3} + (K_{\omega})_{\phi 2} \rho \omega^2 R_3^2 + (K_T)_{\phi 2} E \alpha (T_{R3} - T_{Ra}), \end{aligned} \right\} (\text{П2.2})$$

где σ_{R3} — напряжение на внешнем контуре диска; ω — угловая скорость диска; ρ — плотность материала диска; T_{R3} и T_{Ra} — температура диска на радиусах R_3 и R_a (или в центре).

Первое слагаемое уравнения (П2.1) представляет собой напряжение от внешней нагрузки, обусловленной центробежными силами лопаток и замковых частей диска, второе — от центробежных сил самого диска, третье — от температурных напряжений из-за неравномерного нагрева по радиусу диска.

Коэффициенты K с различными индексами, входящие в уравнение (П2.2), зависят от соотношения размеров диска. Значения коэффициентов определяются по табл. П2.1.

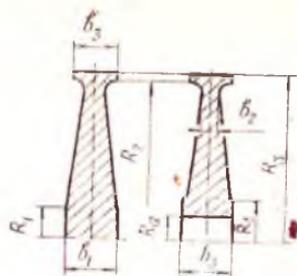


Рис. П2.1. К расчету диска

Таблица П2.1. Коэффициенты для расчета на прочность дисков при $R_1/R_3 = 0,15 \dots 0,35$

$\frac{b_3}{b_2}$	Кэф- фици- снт	$R_2/R_3 = 0,85$			$R_2/R_3 = 0,9$			$R_2/R_3 = 0,95$		
		b_1/b_2			b_1/b_2			b_1/b_2		
		1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0	1,5	2,0	3,0
1,2	K_{φ_2}	1,05	0,97	0,86	1,05	0,96	0,85	1,05	0,96	0,85
	$(K_w)_{\varphi_2}$	0,23	0,22	0,2	0,21	0,2	0,17	0,18	0,17	0,15
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,29	-0,31	-0,32	-0,36	-0,37	-0,38	-0,43	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,2	1,22	1,24	1,2	1,21	1,22	1,2	1,2	1,21
	$(K_w)_{z_2}$	0,14	0,14	0,15	0,096	0,097	0,1	0,05	0,05	0,05
	$(K_T)_{z_2}$	0,085	0,087	0,09	0,058	0,059	0,06	0,03	0,03	0,03
1,5	K_{φ_2}	1,28	1,18	1,05	1,29	1,19	1,05	1,3	1,2	1,06
	$(K_w)_{\varphi_2}$	0,26	0,25	0,22	0,23	0,22	0,18	0,19	0,18	0,16
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,28	-0,29	-0,31	-0,35	-0,36	-0,38	-0,42	-0,44	-0,45
	K_{z_2}	1,46	1,49	1,53	1,48	1,49	1,53	1,49	1,5	1,51
	$(K_w)_{z_2}$	0,17	0,17	0,18	0,12	0,12	0,12	0,06	0,06	0,06
	$(K_T)_{z_2}$	0,1	0,1	0,11	0,07	0,07	0,07	0,01	0,04	0,04
2,0	K_{φ_2}	1,65	1,5	1,37	1,67	1,25	1,4	1,71	1,57	1,39
	$(K_w)_{\varphi_2}$	0,3	0,29	0,26	0,26	0,25	0,2	0,21	0,2	0,18
	$(K_T)_{\varphi_2}$	-0,26	-0,27	-0,28	-0,33	-0,34	-0,36	-0,41	-0,43	-0,44
	K_{z_2}	1,88	1,92	1,98	1,92	1,94	1,98	1,95	1,97	1,99
	$(K_w)_{z_2}$	0,22	0,22	0,23	0,15	0,15	0,16	0,08	0,08	0,08
	$(K_T)_{z_2}$	0,13	0,14	0,14	0,09	0,09	0,1	0,05	0,05	0,05

Напряжение на внешнем контуре диска σ_{R3} находится из выражения

$$\sigma_{R3} = \frac{m_{\text{л}} R_{\text{л}} \omega^2 + m_{\text{об}} R_{\text{об}} \omega^2}{2 \pi R_3 b_3}$$

где $m_{\text{л}}$, $R_{\text{л}}$ — масса и радиус центра массы пера лопатки; $m_{\text{об}}$, $R_{\text{об}}$ — масса и радиус центра массы обода диска.

Температура по радиусу диска изменяется в первом приближении по закону

$$(T_R - T_{Ra}) / (T_{R3} - T_{Ra}) = (R/R_a)^2.$$

Для определения коэффициента $C_{\text{д}}$, находящегося в выражении (2.6) и (2.7), необходимо $\Delta r_{\text{дин}}$, найденное из (П2.1), разделить на n^2 , при которых производился расчет $\Delta r_{\text{дин}}$.

Упругая вытяжка лопаток находится по уравнению

$$\Delta r_{\text{л}} = \sigma_{\text{л}} h_{\text{л}} / E_{\text{л}}, \quad (\text{П2.3})$$

где $\sigma_{\text{л}}$ — напряжение в лопатке, осредненное по ее длине.

Для лопаток современных двигателей типичная величина напряжений $\sigma_{\text{л}}$ составляет: при наличии бандажной полки $\sigma_{\text{л}} \approx 18 \div 22$ кг/мм²; при отсутствии — $\sigma_{\text{л}} = 12 \div 16$ кг/мм².

Коэффициент $C_{\text{л}}$, входящий в формулы (2.6) и (2.7), находится делением $\Delta r_{\text{л}}$ на n^2 .

Приложение 3

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ

Методы измерения радиальных зазоров в турбокомпрессорных ГТД подразделяются на два класса: контактные и бесконтактные [21].

Контактные средства измерения [32] являются надежными и точными, так как не подвержены воздействию параметров среды (температуры, давления), не зависят от свойств материалов статора и ротора. Однако контактные средства не в состоянии обеспечить измерения на переходных режимах работы ГТД, т. е. дают ограниченную информацию о радиальном зазоре при

рельефной картине его изменения. Контактные датчики подвержены износу и требуют восстановления.

Бесконтактные датчики измерения радиальных зазоров [22, 23, 33] лишены перечисленных недостатков, но они имеют пониженную точность измерения от действия таких факторов, как: свойства рабочей среды в зазоре; электрические свойства материалов статора и ротора; характеристики датчиков и т. д.

В СССР разрабатывались и применялись следующие методы: истираемых штифтов, емкостный, оптический. Перспективными методами считаются фототелевизионный и лазерно-оптический.

На ведущих моторостроительных фирмах за рубежом широкое применение нашел метод рентгенодефектоскопии. Достоинством метода является возможность проведения измерений на работающем двигателе практически во всех интересующих конструкторов местах на любых режимах. Недостатки метода состоят в его дороговизне, невозможности измерения зазоров в полетных условиях.

В данной работе приведены результаты измерений радиальных зазоров, полученных с помощью следующих систем:

1. Компьютерной системой измерения с токовихревым датчиком (разработчиками системы являются КНПО «Труд» и КФ ИМАШ АН СССР);

2. Инвариантной системой измерения с емкостным датчиком (разработчик КНПО «Труд»).

3. Электроконтактным датчиком (разработчик КНПО «Труд»).

КОМПЬЮТЕРНАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ С ТОКОВИХРЕВЫМИ ДАТЧИКАМИ

Автоматизированная система измерения радиальных зазоров состоит из датчиков, аппаратуры в стандарте КАМАК и микроЭВМ (ДВК-3) с видеотерминалом и устройством печати.

В состав датчиковой аппаратуры входят токовихревые датчики радиальных зазоров, датчики частоты вращения ротора ГТД, термопары, электроконтактные датчики радиальных зазоров.

Крейт КАМАК состоит из микропроцессорного КАМАК-модуля, обеспечивающего преобразование выходных сигналов токовихревых датчиков зазоров и датчиков оборотов ротора; КАМАК-модуля для преобразования сигналов термопар и ре-

гистра прерываний для ввода сигналов электроконтактных датчиков радиальных зазоров.

Токовихревой датчик выполнялся в двух вариантах: с неохлаждаемым корпусом в месте расположения катушки индуктивности и охлаждаемым. Выходным сигналом датчика является

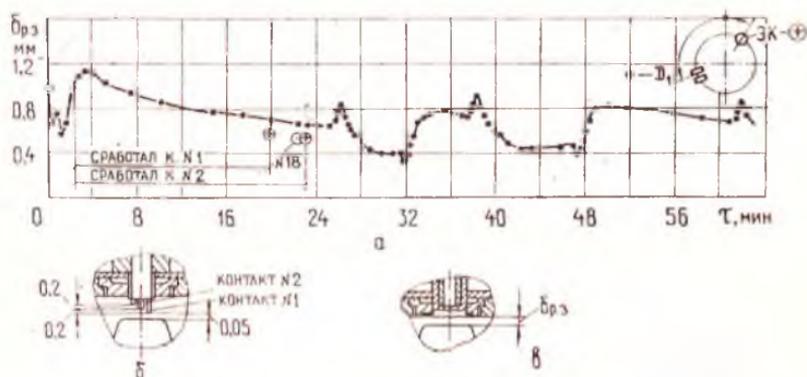


Рис. ПЗ.1. Сравнение результатов измерения радиального зазора над рабочим колесом компрессора (а) бесконтактным, электроконтактным (б) и токовихревым (в) датчиками: ● — измерение токовихревым датчиком; ⊗ — электроконтактным датчиком

ДАТА: 24-МАЙ-88 ВРЕМЯ: 10:46:29 ЗАМЕР: 3
 ЧБОРОТЫ РОТОРА 3642,0 ОБ/МИН
 НОМЕР ДАТЧИКА 1
 ТЕМПЕРАТУРА ДАТЧИКА 23.26 ГРАД
 ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА 54.07 ГРАД

МИНИМУМ ЗАЗОР (ММ) НОМЕР ЛОПАТКИ
 МАКСИМУМ 0.58 12
 СРЕДНИЙ 0.72 71
 0.64

ЗНАЧЕНИЯ ЗАЗОРА (ММ)

ЛОПАТКА	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	СР
00	*****	0,70	0,64	0,61	0,56	0,66	0,66	0,61	0,68	0,59	0,64
10	0,63	0,58	0,59	0,61	0,62	0,61	0,60	0,59	0,60	0,59	
20	0,61	0,64	0,63	0,62	0,64	0,71	0,64	0,62	0,66	0,61	
30	0,61	0,63	0,62	0,62	0,65	0,67	0,65	0,66	0,63	0,71	
40	0,65	0,63	0,61	0,60	0,65	0,58	0,62	0,63	0,62	0,63	
50	0,60	0,61	0,67	0,69	0,69	0,66	0,68	0,65	0,54	0,67	
60	0,66	0,60	0,61	0,64	0,61	0,63	0,62	0,61	0,63	0,61	
70	0,72	0,60	0,62	0,65	0,68	0,66	0,64	0,64	0,59	0,70	
80	0,64	0,61	0,65	0,61	0,63	0,62	0,64	0,65	0,68	0,62	
90	*****										

Рис. ПЗ.2. Протокол измерений радиальных зазоров в XIV ступени КВД системой СИРЗ-СК-4М при испытании компрессора в составе установки КВДР

изменение индуктивности из-за влияния вихревых токов, возбуждаемых в рабочей лопатке переменным электромагнитным полем. Датчик имеет следующие технические характеристики: диапазон преобразуемых величин радиального зазора 0—30 мм; диаметр чувствительности элемента 10 мм. Датчики устанавливались в корпусе статора.

Термопары предназначены для контроля температуры корпуса датчика в месте расположения катушки индуктивности или среды в области чувствительного элемента. Информация о температуре используется для коррекции температурной погрешности датчика.

Датчик частоты вращения ротора (ДЧВ-2500) предназначен для формирования импульсов, синхронизирующих процесс измерения зазоров с моментами времени появления лопаток в зоне чувствительного элемента датчика. Канал синхронизации содержит формирователь кадровых импульсов, вырабатывающий короткие импульсы опроса через интервалы, равные одному периоду оборотов ротора, поэтому в последнем имеется однозубая метка.

Электроконтактный датчик обеспечивает выдачу сигнала в момент касания рабочей лопатки одного из его контактов. Этот момент может использоваться для запуска в работу автоматизированной системы измерения радиальных зазоров и сравнительной оценки результатов измерений контактным и бесконтактным методами. Результаты таких измерений, представленные на рис. ПЗ.1, иллюстрируют хорошее (с точностью 2—3%) согласование показателей электроконтактным и токовихревым датчиками. Образец протокола измерений радиального зазора токовихревым датчиком приведен на рис. ПЗ.2.

ИНВАРИАНТНАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ ЕМКОСТНЫМИ ДАТЧИКАМИ

Инвариантная ИСРЗ имеет три измерительных канала. Из них два канала предназначены для измерения радиального зазора, третий — для измерения частоты вращения той ступени турбокомпрессора, в которой устанавливались датчики радиального зазора.

Канал измерения радиального зазора работает по принципу динамического конденсатора. При прохождении лопаток рабочего колеса мимо датчика электрическая емкость между лопаткой и центральным электродом датчика изменяется. В результате в измерительной цепи протекает переменный ток, ампли-

тудное значение которого несет информацию о значении радиального зазора.

В экспериментах была применена система с двумя датчиками радиальных зазоров, установленными с радиальным смещением и реализующими пространственное разделение каналов.

Применение системы измерения, включающей два датчика радиальных зазоров, обеспечивает инвариантность ИИСПЗ относительно влияющих величин.

Однако, как показал опыт работы с инвариантной ИИСПЗ, запись одного из сигналов может оказаться некачественной.

Для реализации возможности применения информации, полученной только по одному из каналов ИИСПЗ, был разработан вариант системы с временным разделением каналов.

Применение временного разделения каналов определено однозначной связью между частотой вращения ротора и основными влияющими на величину зазора факторами: температурой и давлением рабочего тела. Необходимыми условиями реализации способа являются:

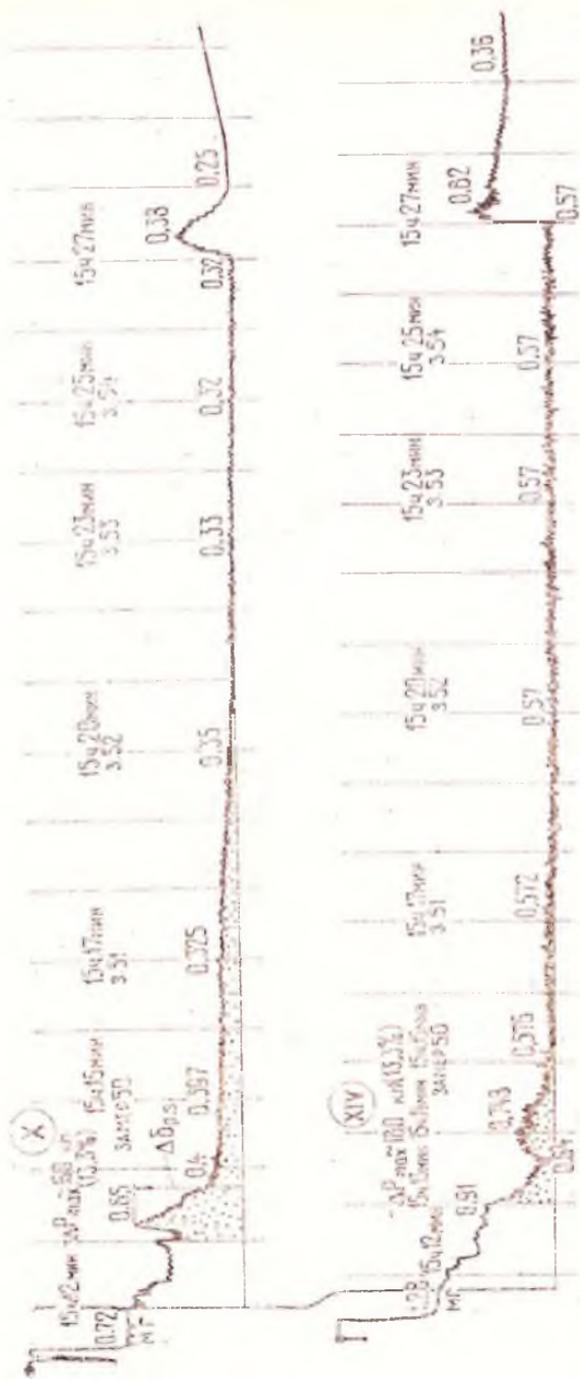
знание величины радиального зазора, например, монтажного, или лучше при холодной прокрутке ротора или режиме малого газа;

двойной проход по одним и тем же частотам вращения ротора, что может быть обеспечено проходом вверх и вниз по оборотам.

Величины монтажных зазоров измерялись при сборке двигателя по технологии цеха (вертикальное положение оси двигателя), а также через гнезда, в которые затем устанавливались датчики радиального зазора (горизонтальное положение оси ГТД). Для выполнения второго условия программой испытаний всегда предусматривался проход по частотам вращения вверх и вниз в темпе приемистости двигателя.

МЕТОДИКА И ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

Система ИИРЗ позволяет подключать ко вторичной аппаратуре одновременно восемь датчиков радиального зазора. Используемый в качестве регистрирующего устройства многоканальный магнитограф Н-068 имеет 14 каналов. Оставшиеся каналы могут подключаться для записи информации с датчиков частоты вращения роторов и величины радиальных зазоров контактным датчиком. Информация с каналов ИИСПЗ записывалась на магнитную ленту непрерывно на переходном режиме (приемистость и сброс до оборотов малого газа) и кадрами на полках с $n_{\max} =$



Р и с. П 3.3. Образец записи показаний емкостного датчика, переписанной с магнитной ленты на бумагу с помощью анализатора РФТ: представлена величина, обратная электрическому сигналу и отражающая среднее значение радиального зазора по лопаточному венцу

$= \text{const}$ и $n_{\text{мг}} = \text{const}$ после переходных режимов. Получаются сигналы, которые позволяют определить рабочий радиальный зазор по каждой рабочей лопатке венца при наличии маркера на одной из них. Однако такая методика обработки оказалась трудоемкой, и была разработана методика, в которой запись с магнитной ленты длиной в 1000 м была с помощью самописца урвля сжата до длины в 1 м.

При этом может быть получена кривая, которая несет в себе информацию о среднеинтегральной величине радиального зазора по всем рабочим лопаткам венца. На рис. ПЗ.3 показан образец записи, из которого видна картина изменения величины радиального зазора на режиме приемистости двигателя от малого газа до взлетного. Следует отметить, что на рис. ПЗ.3 дана запись обратной величины, которая, по сути дела, является значением радиального зазора. Погрешность измерений радиального зазора, выполненная этой системой, составляет порядка 5%.

Достоверность измерений, проведенных компьютерной системой, подтверждается сходимостью результатов с дискретными значениями зазоров, полученными электроконтактным датчиком. Погрешность измерений составляет приблизительно 3% на установившихся режимах работы двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ТРДДФ RB.199 фирм Роллс-Ройс и турбоунион: Обзор ЦИАМ, 1976. № 96.
2. Литвинов Ю. А., Боровик В. О. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 288 с.
3. Буточкиков А. П., Боровик В. О. О влиянии износа газотурбинных двигателей в летной эксплуатации на ухудшение их экономичности// Тр. ЦИАМ, 1982. № 1007.
4. Данильченко В. Р., Резник В. Е. Об управлении радиальными зазорами в турбокомпрессоре авиационного ГДТ//Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Межвуз. сб./Казан. авиац. ин-т. Казань, 1985. С. 88—95.
5. Болотин П. Б., Данильченко В. П., Резник В. Е. Об эффективности использования закрученного потока в системе охлаждения авиационных газовых турбин// Вихревой эффект и его промышленное применение: Материалы III науч.-техн. конф.// Куйбышев, авиац. ин-т. Куйбышев, 1981. С. 275—282.
6. Мамаев Б. И., Киржнер Р. А. Исследование управления радиальными зазорами в турбине высокотемпературного ТРДД// Тепловое состояние охлаждаемых деталей высокотемпературных газотурбинных двигателей: Межвуз. сб./Казан. авиац. ин-т. Казань, 1984. С. 8—12.
7. Почуев В. П. Эффективность регулирования радиальных зазоров в ГТД: Обзор. ЦИАМ, 1983. № 161.
8. Холщевников К. В., Емлин О. П., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986.

9. Кондратьев Г. М. Регулярный тепловой режим. Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1954.
10. Петухов Б. С. Опытное изучение процессов теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1952. 343 с.
11. Локай В. И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.
12. Шлык Ю. П., Ганин Е. А. Контактный теплообмен. ГЭИ, 1963. 142 с.
13. Копелев С. З., Гуров С. В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
14. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г. С. Жирицкий, В. И. Локай, М. К. Максимова, В. А. Струнkin. М.: Машиностроение, 1971. 620 с.
15. Капустин Н. К., Середа А. В., Акульшина Р. А. К исследованию влияния предвратительной закрутки охладителя на эффективность охлаждения дисков турбины // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Межвуз. сб. / Казан. авиац. ин-т. Казань, 1985.
16. Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1983. 120 с.
17. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1956.
18. О ТРДД Пратт-Уитни PW-4000: Экспресс-информация. ЦИАМ. Сер. Авиационное двигателестроение. 1984. № 8 (по материалам иностранной печати).
19. ТВВД РД. 436 фирмы Аллисон // Новости зарубежной науки и техники. ЦИАМ. Сер. Авиационное двигателестроение. 1985. № 11.
20. Лавинский С. И., Линко Г. И., Анучкин Г. П. Конструкция и основы проектирования авиационных ГТД. М.: Машиностроение, 1977. 313 с.
21. Середенин В. И. Контроль перемещений при высоких температурах. Л.: Энергия, 1967 (Библиотека по автоматике, вып. 241).
22. Шатерников В. Е. Контроль эксцентриситета и радиальных зазоров рабочих лопаток роторов лопаточных машин // Изв. вузов. Машиностроение, 1975. № 11. С. 153—157.
23. Измерение зазоров между лопатками и корпусом турбокомпрессора вихрековым методом / А. Н. Виноградов, А. В. Скворцов, Г. И. Иванов, А. И. Лукина // Вестник машиностроения. 1977. № 1. С. 48—50.
24. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. В. Иосилевич. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

25. Fuel Economy.—Flight, 1976, 31/1, № 3490, p. 229, 230.

26. Pages Bouillies. L'évolution de la technologie des turboreacteurs de forte puissance. Aéronautique, N107, 1984, p. 4-29.

27. Jan N. Moull. Analysis of Efficiency Sensitivity Associated with Tip Clearance in Axial Flow Compressors. Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress Amsterdam.—June 6-9, 1988.

28. By Donald L., Nozd Lewis Research Center
Cleveland Ohio 44135. Fuel conservative air-
craft Engine technology (NASA). Lisbon,
Portugal, September. 10-16, 1978.
29. Rolls-Royce Transparent Engines System // Air-
craft Eng. - 1986. - V58. - №1. - p. 10
30. Beitzel R.S., Saunders A.A., Wanger R.F. Fuel
conservation through active control of
Rotor clearances. - AIAA Paper, 1980, N1087.
31. Leshnez General Electric CF6-80A. - Aircraft,
1981, vol. 60, №9, p. 30-31.
32. Joachim Ezuböse. Schaufelspaltmessung an
Stärkungsmaschinen mittels einer Graphitstift-
sonde // Archiv für technisches messen. 1972.
VB224. 19. 107. 108.
33. Davlez D.L., Smith P.H., Lintezinga J.F. Discon-
tinuous registration of industrial radiographs
using profilanalysis and piecewise correla-
tion techniques. - Optical Engineering, 19(3),
May-June, 1980.
34. Seiwert D.L. Design technology for improved
performance retention in turbofan engines. - SAE
Technical Paper, 1981, № 811055.

35. Дж. П. Сэлли, Р. Л. Мартин. Расширенное исследование воз-
можностей выполнения измерений нагрузок, летных характеристик, зазоров
и термодинамических величин в полете для самолета «Бойнг-747» с ГТД JT9D.
Кливленд, Огайо, СГ-01123076.

36. Определение рабочих радиальных зазоров в лопаточных венцах осе-
вых компрессоров: Техн. справка/Отв. исполн. В. А. Грибов, А. А. Гусев.
Программа № 1425. Инв. № 001.6985. Куйбышев: КМЗ, 1983.

Кузнецов Николай Дмитриевич
Данильченко Валерий Павлович
Резник Виктор Ефремович

**УПРАВЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ
В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Редактор Т. К. Крстнина
Техн. редактор Г. А. Усачева
Корректор Т. П. Жбанникова

Свод. тем. пл. №31
Сдано в набор 24.05.91 г. Подписано в печать 16.10.91 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. п. л. 6,28+0,93 вкл. Усл. кр.-отт. 7,4. Уч.- изд. л. 7,32.
Тираж 300 экз. Заказ 464. Цена 1 р.

Самарский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Тип. ЭОЗ Самарского авиационного института,
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.