

**ПРЕЗЕНТАЦИЯ**  
**по курсу**  
**«Конструкция и проектирование**  
**авиационных двигателей**  
**и энергетических установок**



**Кафедра КнЦДЛА**

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст]: учеб. пособие / Г.С. Жвирцкий, В.И. Локай, М.К. Максимова [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 620 с.
2. Аронов, Б.М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин [Текст] / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлёв. – М.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
3. Зыкина-Моложен, Л.М. Теплообмен в турбомашинах [Текст] / Л.М. Зыкина-Моложен, Л.В. Зыкин, М.И. Поляк. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 336 с.
4. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
5. Юдаев, Б.Н. Теплопередача [Текст]: учеб. / Б.Н. Юдаев. М.: Высшая школа, 1981. – 319 с.
6. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД [Текст]: учеб. пособие / Н.Д. Кузнецов, В.П. Данильченко, В.Е. Резник; Самар. авиац. ин-т. – Самара, 1991. – 109 с.
7. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: СПб – ГПУ, 2004. – 390 с.
8. Конструкция и проектирование ВРД. Изучение и анализ конструкций: учеб. пособие. / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2002. – 303 с.
9. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
10. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачѳев [и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
11. Гаврилов, И.Г. Проектирование осевых турбин [Текст]: учеб. пособие / И.Г. Гаврилов, Н.И. Старцев; КуАИ. – Куйбышев, 1984. – 84 с.
12. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов [и др.]; под общ. ред. Д.В. Хронина. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

# ГЛАВА 1 ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГТД

## 1.1 СТРАТЕГИЯ СОЗДАНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОГО АД

Производители АД: Англия (Rolls Royce); США (General Electric, Pratt Whitney); Франция (Snecma); СССР - Россия (Люлька-Сатурн, Союз (Някулин - Туманский), АО им. В.Я. Климона (Санкт-Петербург), АО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, АО СКБМ (серийный), АО "Авиадвигатели" (Пермь), АО "Прогресс" (Украина)

Стоимость двигателя: 3 или 4 млрд. \$

Доводка двигателя: 1,5 - 3 млрд. \$

### Обеспечение условий:

1. Кадры и оплата труда
2. Финансирование
3. Производственные возможности
4. Научные заделы
5. Сроки создания и доводки

## 1.2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ ГТД

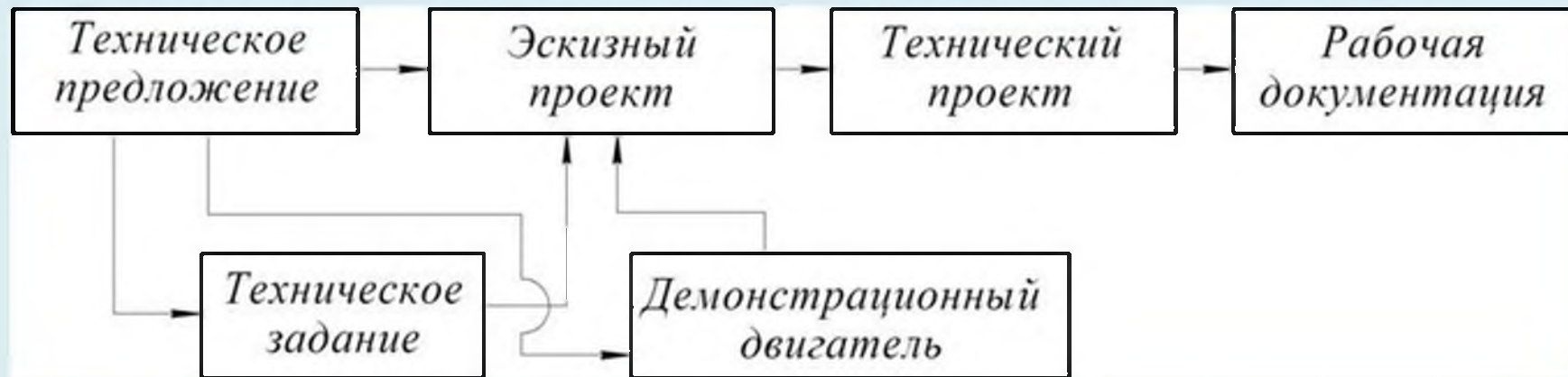


Рис. 1.1 Схема разработки проекта

Начальный этап – *техническое предложение* (ТП) – начинается с концепции и идеи, завершается разработкой технического облика проектируемого объекта, определяемого в нашем случае компоновкой двигателя, с результатами термодинамического проектирования и определения размеров проточной части, оценкой прочности и показателей эффективности (удельного расхода топлива, массы двигателя и затрат). Итогом этапа является выбранный вариант конструкции двигателя и проект технического задания (ТЗ) на проектирование двигателя.

**Эскизный проект** определяет конструктивный облик двигателя на конкурсных просмотрах и включает разработку чертежа общего вида двигателя, технические характеристики – параметры двигателя, описание и обоснование конструкции, расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции (термодинамическое и газодинамическое проектирование, расчеты на прочность основных деталей, экономическое обоснование преимуществ эксплуатации разрабатываемого двигателя).

Успешная защита эскизного проекта перед заказчиком обычно открывает начало финансирования разработки двигателя и переход к следующему этапу.

**Технический проект** разрабатывается, если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения или эскизного проекта, и служит для выявления окончательных проектных решений. Технический проект представляет собой детальную проработку конструкции двигателя за счет создания проектов узлов с использованием для этого задела опытно-конструкторских работ и новых проектных решений, за счет полного газодинамического и теплового проектирования, подтверждения запасов прочности всех основных деталей, содержит оценку технологичности и экономических затрат.

### ***1.2.1 Формирование АД на основе системного подхода***

Системный подход при проектировании предусматривает рассмотрение каждого объекта в многообразии связей с другими объектами и большой системой и оптимальное построение его, дающее максимальный полезный эффект.

Технический объект, в нашем представлении – авиационный газотурбинный двигатель – входит в виде подсистемы в более сложную систему – летательный аппарат, самолет. Но двигатель выделен всеми признаками сложной системы, это комплекс взаимосвязанных элементов, обладающих свойствами подсистем.

## 1.2.2 Оптимизация конструкции

Выбор из нескольких вариантов

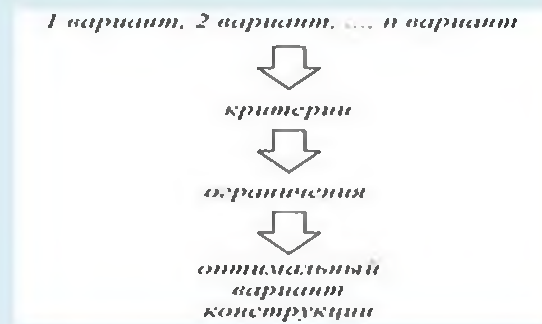


Рис. 1.2 Схема получения оптимального варианта конструкции

Из всего набора значений параметров эффективности применения объекта выделяют желаемые значения, к которым следует стремиться. Эти значения параметров и будут критериями оптимальности конструкции объекта.

Если оптимизация происходит по одному критерию, она называется одно-критериальной или одномерной, но многим критериям – многокритериальной или многомерной. Многомерную оптимизацию часто сводят к оптимизации по меньшему числу критериев или к одномерной путем объединения (свертки) критериев оптимизации, или переводом критериев в разряд ограничений.

Исходя из понятий критерия и ограничения проектирование можно представить схемой как процесс нахождения оптимального варианта конструкции из множества альтернатив (вариантов), наиболее полно отвечающих и критериям, и ограничениям (рис. 1.2).

## 1.2.3 О конвертации АД (о конвертировании)

Конвертация АД - это использование его для приводов насосов газо- и нефтеперекачки и выработки электрической энергии.

## 1.3 Критерии оптимизации АД

В качестве критериев и ограничений выступает ТЗ и требования, формулируемые в нормах летной годности для двигателей и для военных двигателей в ОТТВВС (общие технические требования ВВС).

Из этих требований выделяем 5 основных критерий:

- удельный расход топлива;
- удельный вес двигателя;
- надежность двигателя;
- технологичность двигателя;
- экологические требования: уровень шума и эмиссия вредных веществ



Рис. 1.3 Основные критерии качества авиационного двигателя



### 1.3.1 Удельный расход

Удельный расход топлива определяет количество топлива в кг, которое нужно затратить для получения единицы тяги,  $kH$ ,  $daH$ , в единицу времени, ч:

$$C_{уд} = \frac{G_T}{P}, \frac{кг}{даН \cdot ч}$$

Критерий  $C_{уд min}$  определяет такие показатели эффективности летательного аппарата, как дальность полета и экономические затраты на проведение полетной операции.

Значения  $C_{уд}$  для разных типов ГТД в  $\frac{кг}{даН \cdot ч}$  в условиях крейсерского полета показаны в табл. 1.1.

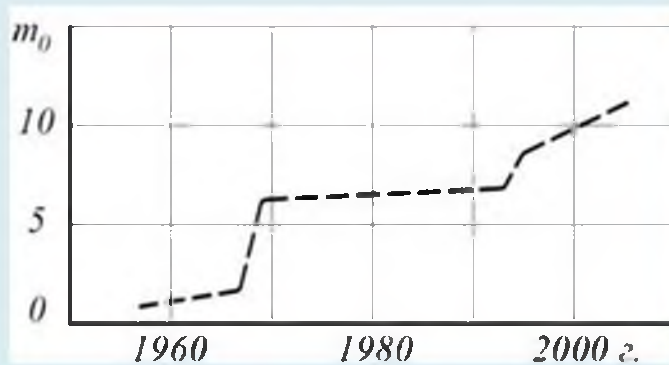
Таблица 1.1

ТРД	ТРДД		ТВВД	ТРДДФ	
0,94...0,8	$m \leq 2$	$m \geq 5...9$	0,5...0,4	бесфорса жкий режим	форса жкий режим
	0,78...0,7 2	0,57...0,5 4		0,7...0,85	1,66... 2,45

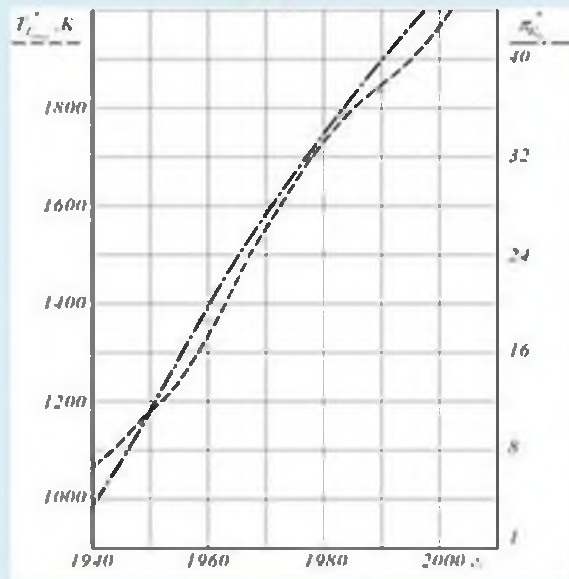
Методы обеспечения  $C_{уд min}$  (рис. 1.4) определяют 3 проектных шага:

- 1) первый шаг получения  $C_{уд min}$  – это выбор *типа ГТД*, что подтверждает табл. 1.1;
- 2) *повышение параметров рабочего процесса*: для снижения  $C_{уд}$  необходимо одновременно повысить все три основных параметра ТРДД – температуру газа перед турбиной  $T_T^*$ , суммарную степень повышения давления  $\pi_{КС}^*$  и степень двухконтурности  $m$ ,





**Рис. 1.4** Рост степени двухконтурности в ТРДД по годам



**Рис. 1.5** Повышение  $T_{max}^*$  и  $\pi_{kz}$  в ГТД по годам

**3) повышение КПД узлов, которого можно достичь, используя:**

- современные методы проектирования и доводки с использованием программных комплексов на базе трехмерных моделей течения рабочего тела;
- управление компрессором – РНА, перепуск воздуха и др.;
- управление радиальными зазорами в компрессоре и турбине;
- совершенствование процессов охлаждения в турбине и управление ими;
- управление процессами в КС, реактивном сопле; новейшие конструктивные решения.

### 1.3.2 Удельный вес двигателя

**Удельный вес двигателя**  $\gamma_{дв}$  – это отношение веса двигателя к его тяге или удельной массы двигателя  $\mu_{дв}$  к удельной тяге:

$$\gamma_{дв} = \frac{g \cdot M_{дв}}{P_0} = g \frac{\mu_{дв}}{P_{уд}} \text{ , } \frac{\text{кг}}{\text{даН}} \text{ ; } \mu_{дв} = \frac{M_{дв}}{G_B} \text{ ; } P_{уд} = \frac{P}{G_B} \text{ .}$$

Значение  $\gamma_{дв}$  в  $\text{кг/даН}$  для разных типов ГД приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

ТД	ТДЦ	ТДЦФ
0,3_0,24	0,21_0,14	0,23_0,11-0,08

**Снижение удельного веса двигателя** – одна из приоритетных задач, так как увеличивает эффективность летательного аппарата.

**Тяговооруженность** - отношение тяги к взлетному весу самолета.

В табл. 1.4 даны значения тяговооруженности . Тяговооруженность по нормам летной годности воздушных судов диктуется способностью взлета самолета с одним отказавшим двигателем, а у истребителей – скороподъемностью.

Таблица 1.4

Тип самолета		$\bar{P}_0$	$\bar{P}_{0+}$ с форсажем
Пассажирские	Ил-86,	0,252	
	Ту-154	0,317	
Грузовые	Ил-76	0,306	
Бомбардировщики	B-1	-	0,302
Истребители	F-15	0,76	1,24
	F-16	0,67	1,11

Всякое дополнительное возрастание массы двигателя на величину  $\Delta M_{дв}$  к увеличению взлетной массы самолета на  $\Delta M_{взл}$  большую величину. Это связано с тем, что возрастает нагрузка на крыло, фюзеляж, шасси, оперение, и для сохранения прочности этих элементов требуется увеличивать их толщины, а значит и массу.

Для выполнения условия постоянства тяговой вооруженности ( $\bar{P}_0 = \text{const}$ ) при увеличении массы самолета из-за возрастания массы двигателя на  $M_{дв}$  потребуется менять тягу двигателя, что само по себе повлечет за собой изменение массы крыла, оперения и т.д., включая увеличение запаса топлива. Степень повышения взлетной массы самолета  $M_0$  из-за приращения массы двигателя на  $\Delta M_{дв}$  выражается коэффициентом роста  $\chi_m$  и составляет  $\chi_m \cdot M_{дв}$ .

Таблица 1.3

Тип самолета	Дальность полета при максимальной коммерческой нагрузке в км	$\chi_m$ при условии $P_1(P_1) = \text{const}$
Местных авиалиний	600-1200	2,1...2,2
Среднемагистральный	1600-2200	2,3-2,6
Тяжелый магистральный	4500-5500	3,2-3,8
Сверхзвуковой пассажирский	6000-6500	8-10

Пути снижения  $\gamma_{дв}$ :

- снижение числа ступеней компрессора;
- уменьшение числа лопаток в венце;
- использование новых технологий типа blisk в рабочих колесах компрессора и турбины;
- применение новых материалов с высоким значением отношения предела прочности к плотности ( $\sigma_b/\rho > 25$ ). Широкое использование титановых сплавов и композитных материалов изменило состав материалов для авиационных ГТД (рис. 1.6)



**Рис. 1.6** Примерная структура материалов, используемых в авиационных ГТД, по годам

- совершенствование методов расчета на прочность и технической диагностики

### **1.3.3 Надежность двигателя**

Надежность авиационного двигателя гарантирует безопасность полетов, снижает стоимость перевозок и обеспечивает конкурентоспособность двигателя и самолета.

**Надежность** – свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

**Безотказность** – свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторой наработки.

**Долговечность** – свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ресурс до первой переборки  $\tau$  у лучших двигателей составляет 6000...8000 часов.

**Ремонтопригодность** – свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Надежность авиационного двигателя оценивается наработкой в часах на отказ, который привел к досрочному съему двигателя с эксплуатации  $T_{ДСЭ}$ , и наработкой на выключение двигателя в полете  $T_{ВП}$ :

$$T_{ДСЭ} = \frac{\sum \tau_i}{N_{ДСЭ}}, \quad T_{ВП} = \frac{\sum \tau_i}{N_{ВП}},$$

где  $\sum \tau_i$  – суммарная наработка всех двигателей за рассматриваемый период (год);

$N_{ДСЭ}$  – число двигателей, досрочно снятых с эксплуатации за рассматриваемый период;

$N_{ВП}$  – число двигателей, выключенных в полете за рассматриваемый период.

Показатели надежности авиационных двигателей отечественных и зарубежных приведены в табл. 1.5

Таблица 1.5

Двигатель	Самолет	Показатели надежности в часах		Год за который приводятся данные
		$T_{ВП}$	$T_{ДСЭ}$	
<b>Отечественные двигатели</b>				
Ан-25	Як-40	328500	44200	1988
Д-30КУ	Ту-154М	53400	17300	1995
НК-86	Ил-86	110000	19400	1995
<b>Зарубежные двигатели</b>				
CFM56-3	B737-300	142850	12500	1986
RB211-535E4	B757, Ту-204М	111000	17000	1995
PW4000	B767, А310	55000	12000	1995

Последние 20 лет практически везде внедрена эксплуатация по состоянию, когда специальным общим решением эксплуатация организацией и заводом изготовителем принимающий разрешение.

**Эксплуатационный ресурс** – введен в связи с широким использованием эксплуатации двигателей по техническому состоянию.

**Гарантийный ресурс или гарантийная наработка** при эксплуатации по техническому состоянию двигателя – это наработка, в течение которой изготовитель (или ремонтное подразделение) гарантирует выполнение установленных требований к двигателю при условии соблюдения правил эксплуатации, хранения и транспортировки.

**Разрешающая наработка** – это разрешаемая этапом добавка к гарантийному ресурсу до тех пор, пока не появится какой-либо дефект или недостаток, исключающий выполнение требований к двигателю, и двигатель снимается с эксплуатации.

Для реализации эксплуатации по состоянию должны быть обеспечены высокий ресурс двигателя, оснащения двигателя системой защиты и сигнализаций о неисправностях, осмотр после полетных и предполетных основных деталей двигателя.

### **1.3.4 Технологичность двигателя**

Технологичность конструкции двигателя определяет совокупность его свойств, позволяющих вести технологическую подготовку производства, изготавливать, эксплуатировать и ремонтировать при меньших затратах труда, средств, времени и материалов по сравнению с того же класса двигателями.

По области проявления различают производственную и эксплуатационную технологичность.

Технологичность конструкции объекта определяет ряд параметров:

- взаимозаменяемость
- контролепригодность
- инструментальная доступность

Количественная оценка техники представляет в виде трудоемкости (сплошности) и КИМ

КИМ = 0.2 - 0.3





## 1.3.5 Экологические требования

### Уровень шума

Уровень шума и эмиссия вредных веществ жестко ограничиваются международными нормами ИКАО (международная организация) с целью защиты окружающей среды.

Однако положение на рынке авиационной техники таково, что эти характеристики используют как средство борьбы с конкурентами.

Цель снижения шума самолетов исключить дискомфорт для пассажиров самолета, уменьшить влияние на здоровье жителей близлежащих к аэропорту районов и обслуживающего персонала аэропорта.

С января 1972 г. ИКАО ввела общие нормы уровней шума дозвуковых пассажирских самолетов [Международные стандарты по авиационному шуму, Прил. 16, гл. 1].

В 1995 г. сделан еще один шаг по уменьшению допустимого авиационного шума, начало действовать решение ИКАО по введению новых норм [Там же, Прил. 16, гл. 3].

В 2006 г. введено в действие [Прил. 16, гл. 4] со снижением суммарного уровня шума в 3 контрольных точках относительно уровня гл. 3 в среднем на 10 EPN дБ.

#### Определения

Под *интенсивностью шума*  $J$ , Вт/м<sup>2</sup>, понимается количество энергии, переносимое звуковыми волнами за одну секунду через площадку в 1 м<sup>2</sup>, перпендикулярную к направлению их движения.

Человеческое ухо воспринимает звук в очень большом диапазоне по интенсивности, поэтому в технике принята логарифмическая шкала сравнения уровней шума. За эталон сравнения принята интенсивность шума на пороге слышимости  $J_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup>.

За единицу сравнения принят *бел*, Б. Однако для авиационной акустики эта величина оказалась крупной и поэтому используется *бела – децибел*, дБ, а уровень шума в децибелах:

$$L = 10 \lg \frac{J}{J_0}, \text{ дБ}, \text{ где } J - \text{интенсивность шума исследуемого источника.}$$



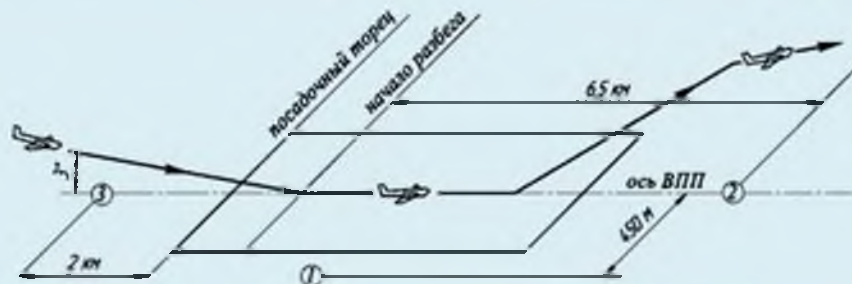


Ухо человека обладает различной чувствительной к звуку разной частоты . Для учета частоты вводится критерий *уровень воспринимаемого шума (PNL)* и который измеряется единицей PN дБ.

Раздражающее воздействие: 3000...5000Гц

Для дополнительного учета раздражающего воздействия дискретных составляющих шума и времени воздействия используется критерий - эффективный уровень воспринимаемого шума: *EPNL EPN дБ*

Оценка акустических характеристик самолета ведется в *EPN дБ* по стандарту ИКАО в 3 контрольных точках с учетом взлетной массы самолета, т.е чем больше масса тем больше уровень шума (рис. 1.7).



**Рис. 1.7** Расположение контрольных точек измерения уровня шума самолета при взлете и посадке

**Точка 1 при взлете** – на линии, параллельной оси взлетно-посадочной полосы (ВПП) на расстоянии 450 м от нее, в точке, где уровень шума достигает максимального значения. Микрофоны на этой линии устанавливаются через каждые 500 м.

**Точка 2 при наборе высоты** – на расстоянии 6500 м от начала разбега вдоль оси ВПП по направлению полета.

Минимальное расстояние от самолета до контрольной точки 2 зависит от аэродинамических характеристик и тяговооруженности самолета и от стремления получить наименьший фиксируемый уровень шума. Оно составляет 300-450 м.

**Точка 3 при снижении на посадку** – на расстоянии 2000м от посадочного торца ВПП вдоль оси ВПП против направления полета, при снижении самолета по стандартной глиссаде с углом наклона к горизонту  $3^\circ$ .

Уровень шума самолета в каждой контрольной точке регистрируется через каждые 0,5 с, заданное количество замеренных спектров уровня шума (до 30...40) спектров уровня шума, которые преобразуются в такое же количество PNLГ, а эти значения преобразуются в одно значение уровня воспринимаемого шума EPN дБ.

Источником шума является вентилятором и реактивное сопло (струи).

Широкополосный шум возникает из-за срыва потока со спинки и корытца, уровень его ниже, чем у дискретного, но диапазон шире.

*Дискретный шум* - шум взаимодействия лопаток РК с лопатками НА.

### Шум реактивной струи

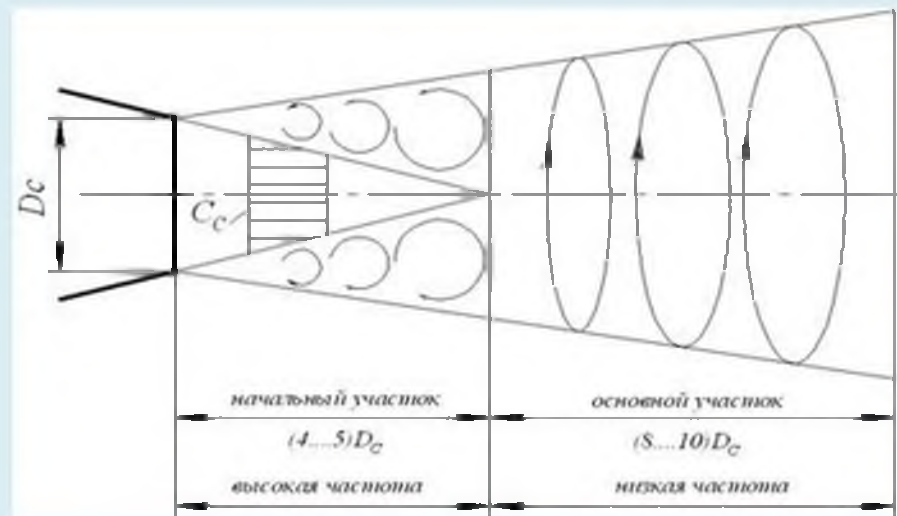


Рис. 1.8 Акустическая структура дозвуковой затопленной струи газотурбинного двигателя

Акустическая мощность реактивной струи:

$$W_c = K \frac{\rho_c^2 \cdot C_c^3 \cdot D_c^5}{\rho \cdot a^3}, \text{ Вт},$$

где  $\rho_c, \rho$  – плотность газа в реактивной струе и окружающей среде;

$D_c$  – диаметр сопла;

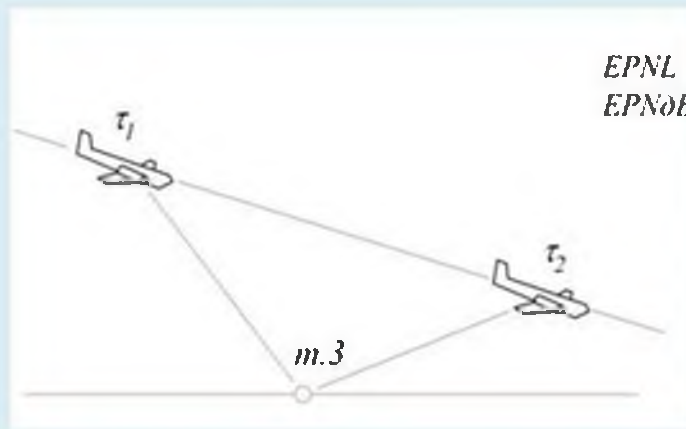
$a$  – скорость звука в окружающей среде;

$C_c^m$  – скорость газа на срезе сопла;

$K$  – экспериментальный коэффициент, учитывающий уровень турбулентности струи  $K_0 = (3..5) \cdot 10^{-4}$  при

$M_c < 0.5$ ,  $K = 2,5 \cdot 10^{-4}$  при  $M_c > 0.5$

Снижение уровня шума основных источников должно быть сбалансировано



$\tau_1$  – шум вентилятора

$\tau_2$  – шум сопла

Рис. 1.19 Схема прохождения самолета относительно контрольной точки

При заглушении только одного источника результаты малы, необходимо заглушить оба.

**Правило компенсации:** Суммарный эффективный уровень воспринимаемого шума в трех контрольных точках должен соответствовать стандарту ИКАО.

**Правило:** превышение уровня шума в одной точке может быть компенсировано снижением в другой, но не более  $2EPN дБ$  по главе 3.

**Конструктивные меры по снижению шума:**

- В реактивной струе снижение шума достигается за счет снижения  $C_c$  (из второго контура);
- Использование шевронных сопел.

## ***Эмиссия вредных веществ***

- Порча озонового слоя
- Порча экологии в районе аэропортов

Вредные вещества:

1.  $CO$  оксид углерода (угарный газ)
2.  $NO_x$  оксиды азота
3.  $CO_2$
4. Дым (смог)

Для снижения  $NO_x$  необходимо обеспечить быстрое горение.

**Нормирование эмиссии.** Эмиссия вредных веществ нормируется Международным стандартом ИКАО и Авиационными правилами (АП-34) «Охрана окружающей среды. Нормы эмиссии для авиационных двигателей».



Контрольный параметр эмиссии  $D_j/P_0$ , г/кН – отношение массы  $D_j$  газообразного вредного вещества, выбрасываемого двигателем за взлетно-посадочный цикл, к взлетной тяге  $P_0$ .

$$D_j = \sum_i (EJ_j)_i \cdot G_{Ti} \cdot \tau_i, \text{ г/кН}$$

где  $EJ_j$  – индекс эмиссии одного из веществ (j), входящих в выбросы, есть отношение массы вещества в г к массе сгоревшего топлива в кг, г/кг;

$G_{Ti}$  – расход топлива на  $i$ -м режиме в кг/с;

$\tau_i$  – время работы двигателя на  $i$ -м режиме, с.

**Взлетно – посадочный цикл (табл 1.6):**

Таблица 1.6

Наименование режима, $i$	Относительная тяга, $P_i/P_0$	Продолжительность $\tau_i$ , мин
Взлет	1,00	0,7
Набор высоты	0,85	4,0
Заход на посадку	0,30	2,2
Руление/ земной малый газ	0,07	26

### Нормы эмиссии:

Нормативные уровни эмиссии ограничиваются следующими величинами  
(для двигателей с тягой более 26,7 кН):

$D_{CO} / P_0$	$D_{CO_2} / P_0$	$D_{NOx} / P_0$
118	19.6	$32 + 1.6 \pi_{kz}^*$

### Нормативное число дымности

$SN = 83.6 P_0^{-0.274}$  (но не более 50) Для ТРД, ТРДД, ТВВД

$SN = 187 N_0^{-0.18}$  Для ТВД, ТВад

# ГЛАВА 2 ВЫБОР КОНСТРУКТИВНО – СИЛОВОЙ СХЕМЫ ГТД

## 2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ, ВХОДЯЩИЕ В КОНСТРУКТИВНО – СИЛОВУЮ СХЕМУ

*Силовой системой ГТД* называется совокупность элементов конструкции двигателя, которые воспринимают действующие на стенки прочной части осевые газовые силы, а также инерционные силы и передают их в виде равнодействующей на ЛА.

Детали роторов компрессора и турбины, узлы, соединяющие эти роторы, система приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и летательный аппарат, образуют *силовую систему ротора*. В ТВД, ТВВД и ТРДД с редуктором в силовую систему ротора входят и вращающиеся детали редуктора.

Корпусы компрессора, камеры сгорания, турбины, входных устройств, форсажной камеры, реактивного сопла, реверсивного устройства, редуктора и опор образуют *силовую систему статора*.

Силовая схема, дополненная конструктивными изображениями элементов (уплотнение, соединение фланцев) и правильным взаимным расположением основных элементов двигателя называется *конструктивно-силовой схемой ГТД*.

Осевая сила на компрессор, камеру сгорания и входное сверхзвуковое устройство направлена вперед (по направлению тяги).

Осевая сила на турбину, реактивное сопло направлена назад (против направления тяги).



При выборе конструктивно - силовой схемы решают следующие задачи:

- Обеспечение  $C_{\text{э}}$  в течение ресурса;
- Снижение уровня шума;
- Минимизация длины и модели и массы двигателя;
- Обеспечение надежности подшипников;
- Обеспечение заданного уровня вибрации двигателя;
- Реализация модульности.

**Модуль** – это элемент двигателя, который выполняет определенные функции и может быть заменен на двигателе без всяких доработок.

- Управление радиальными зазорами
- Управление изгибом роторов

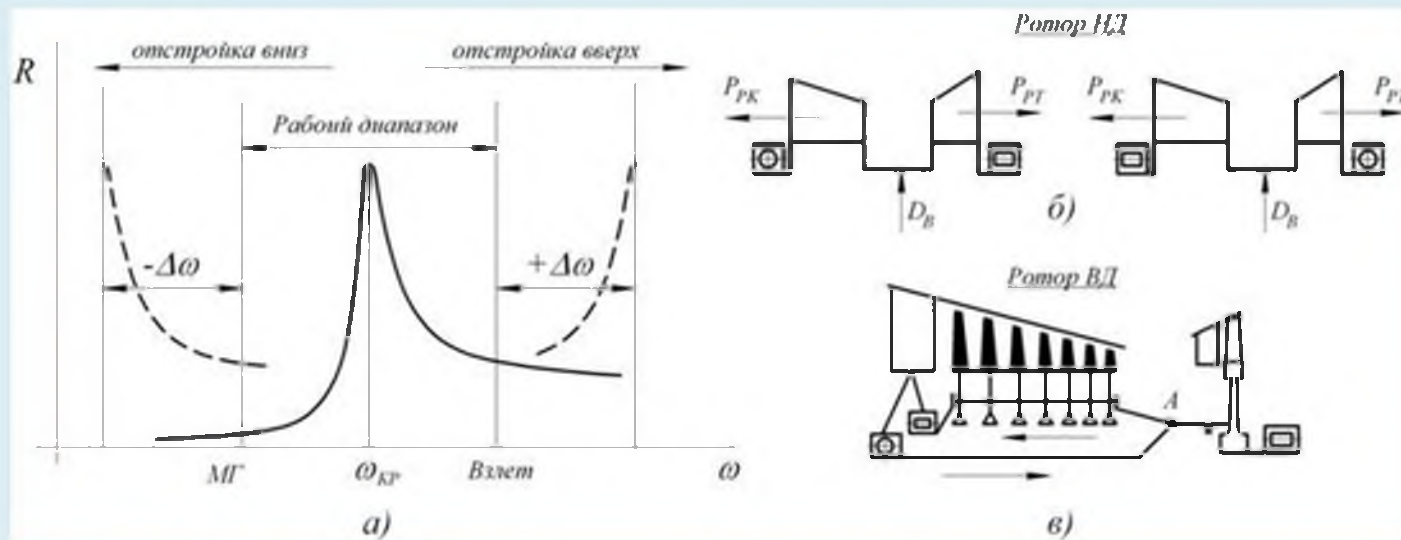


Рис. 2.1 Частотная отстройка ротора:  
 а) схема отстройки «вверх» и «вниз»; б) схема отстройки ротора НД переносом РУП в опоры турбины; в) схема управления радиальными и осевыми зазорами в двухопорном роторе ВД

## 2.2 ОЦЕНКА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ СИЛОВОЙ СХЕМЫ

В общем случае силы, действующие на элементы силовой схемы можно подразделить на газовые, инерционные, термические и силы трения в подшипнике.

### 2.2.1 Газовые силы

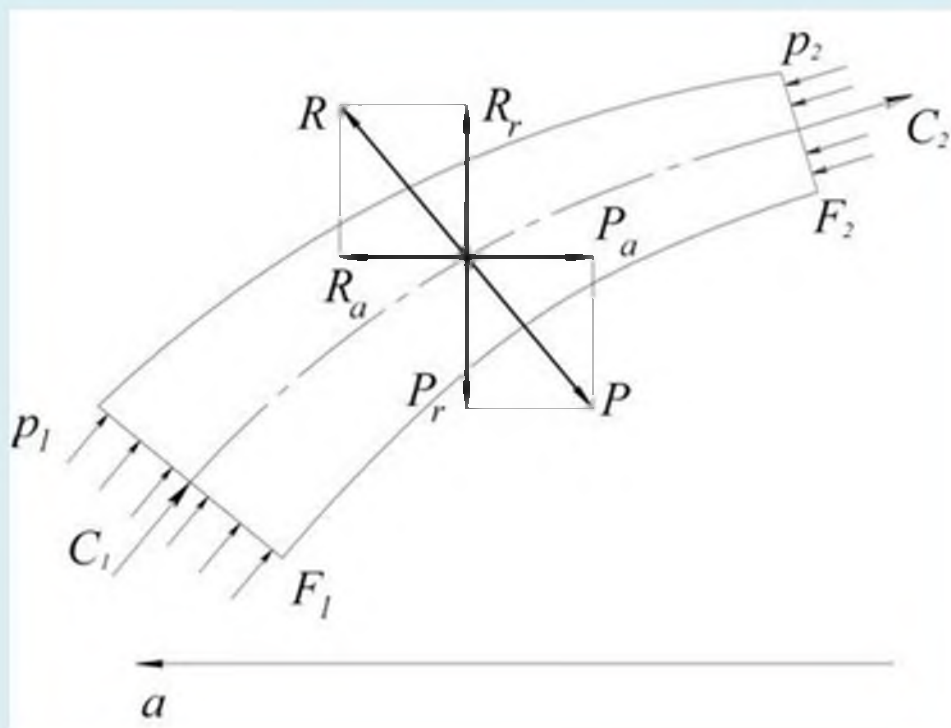


Рис. 2.2 К определению осевых сил, действующих на стенки проточной части

Со стороны стенок на газовой поток несжимаемой жидкости действует сила, заставляющая изменять направление движения  $R$ . Тогда со стороны газа будет действовать сила  $P$ .

$$P = -R$$

Их проекции на ось  $x$ .

По первому уравнению Эйлера сумма проекций всех сил, приложенных к струе газа на её участке равна приращению проекции секундного количества движения на этом участке

$$R_x - p_1 F_{1x} + p_2 F_{2x} = G [(-c_{2x}) - (-c_{1x})];$$

$$-P_x + p_2 F_{2x} - p_1 F_{1x} = -G(c_{2x} - c_{1x});$$

$$P_x = G(c_{2x} - c_{1x}) + p_2 F_{2x} - p_1 F_{1x} = P_{ам} + P_{см},$$

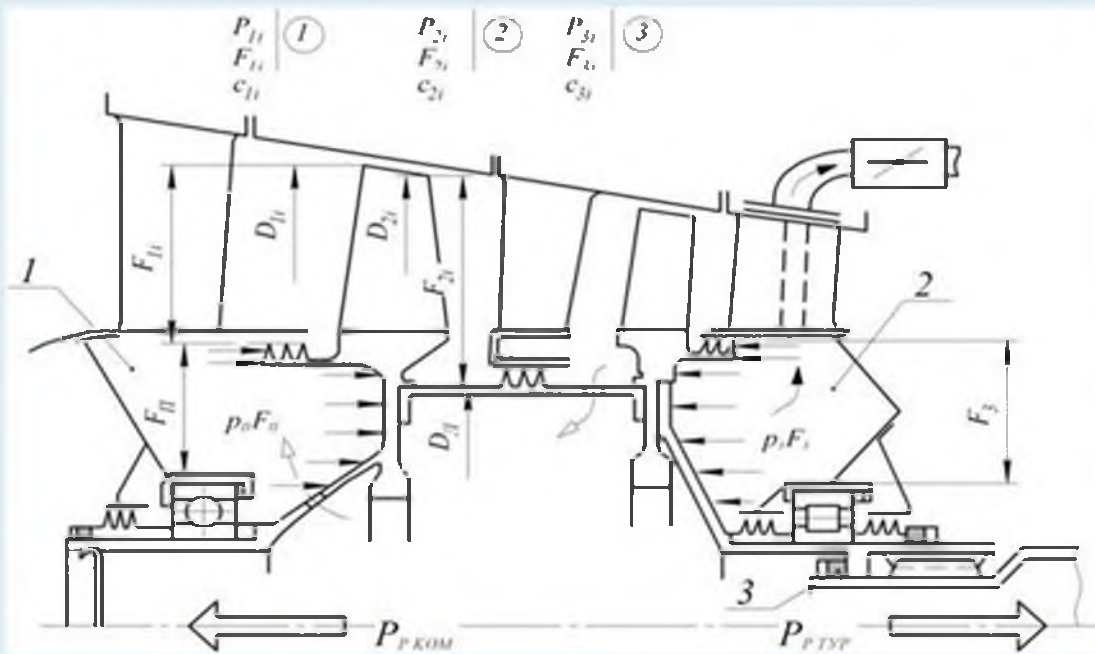


Рис. 2.3 Схема для определения осевых сил в компрессоре:

- 1 – передняя разгрузочная полость;
- 2 – задняя разгрузочная полость;
- 3 – гайка стяжного устройства валов компрессора и турбины;
- ← воздух для наддува передней разгрузочной полости;
- ← воздух, отводимый из задней разгрузочной полости

Передние и задние разгрузочные полости.

В передней полости повышенное давление, в задней пониженное это делается для уменьшения силы действия на подшипник.

Осевые силы, действующие на РУП работоспособностью подшипника:

$$P_{ос.руп} = 500-3000 \text{ кг}$$

В случае превышения этих значений используются меры по уменьшению осевой силы: разгрузочные полости передние и задние в компрессоре и турбине или варьирование диаметров турбины.

Осевая газовая сила, действующая на ротор, складывается из сил, действующих на каждый лопаточный венец и переднюю и заднюю стенку, вектор её направлен по вектору тяги:

$$P_{р.ком} = \sum_{i=1}^z P_{PKi} + p_3 F_3 - p_{II} F_{II},$$

где  $z$  – число рабочих колес ротора компрессора;

$$P_{PKi} = G_B (c_{a2i} - c_{a1i}) + p_{2i} F_{2i} - p_{1i} F_{1i} + \frac{p_{2i} + p_{1i}}{2} \Delta F_{PKi};$$

$$\Delta F_{PKi} = \frac{\pi}{4} (D_{1i}^2 - D_{2i}^2) \quad \text{при} \quad D_{кор} = const, \Delta F_{PKi} = 0.$$

**Статор компрессора**

$$P_{с.ком} = \sum_{i=1}^z P_{HIi}; P_{HIi} = G_B (c_{a3i} - c_{a2i}) + p_{3i} F_{3i} - p_{2i} F_{2i}.$$

## 2.2.2 Крутящие моменты от газовых сил

Грузоподъемность подшипников:  $C = nh^{0.3} = const$

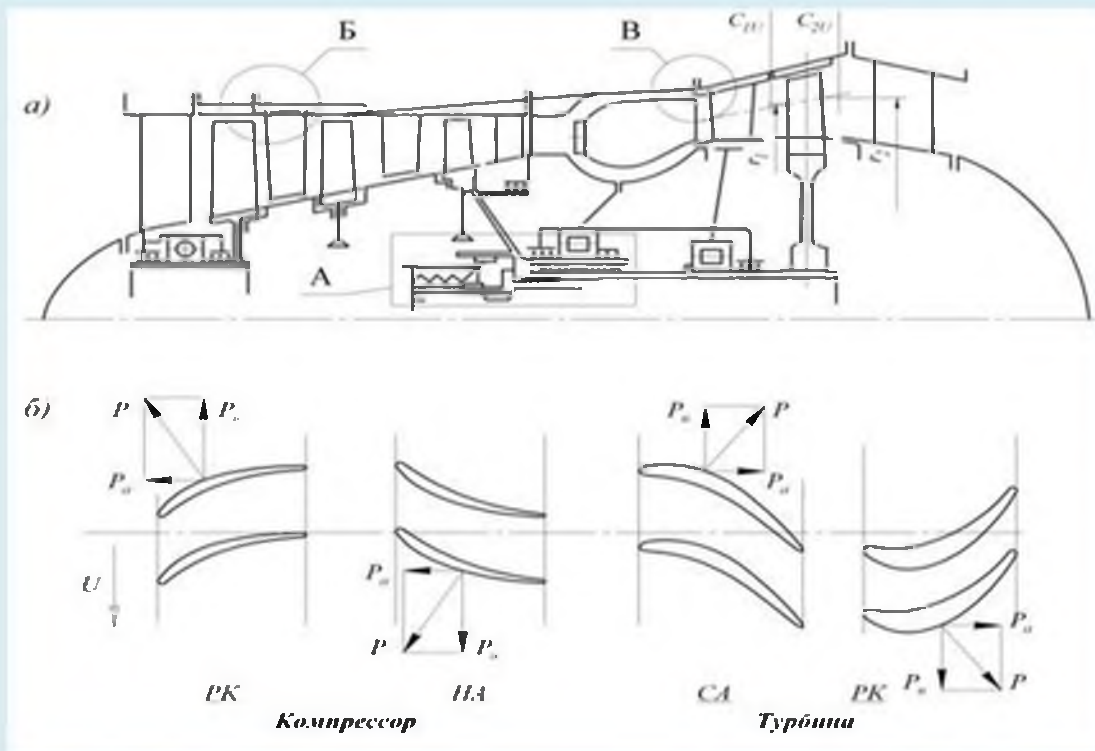


Рис. 2.4 К определению крутящих моментов от газовых сил:  
 а) расчетная схема; б) силы, действующие на лопаточные венцы

По ГОСТ принято левое вращение ротора, глядя со стороны сопла.

В соответствии со вторым уравнением Эйлера сумма моментов относительно любой оси всех сил, приложенных к объёму газа, равна разности моментов относительно той же оси секундных количеств движения входящего и выходящего газа.

$$M = G_B (c_{2a} r_2 - c_{1a} r_1)$$

Рабочее колесо компрессора:

$-M_{PK} = M_{PT}$  – Скручивается вал;

$-M_{CT} = M_{PT}$  – Кручение СА;

$M_{CK} = -M_{PK}$  – Кручение НА;

$M_{CK} = -M_{CT}$  – Скручивание корпуса КС.

Распределение осевых сил по основным узлам двигателя в процентном соотношении от тяги, принятой за 100%.

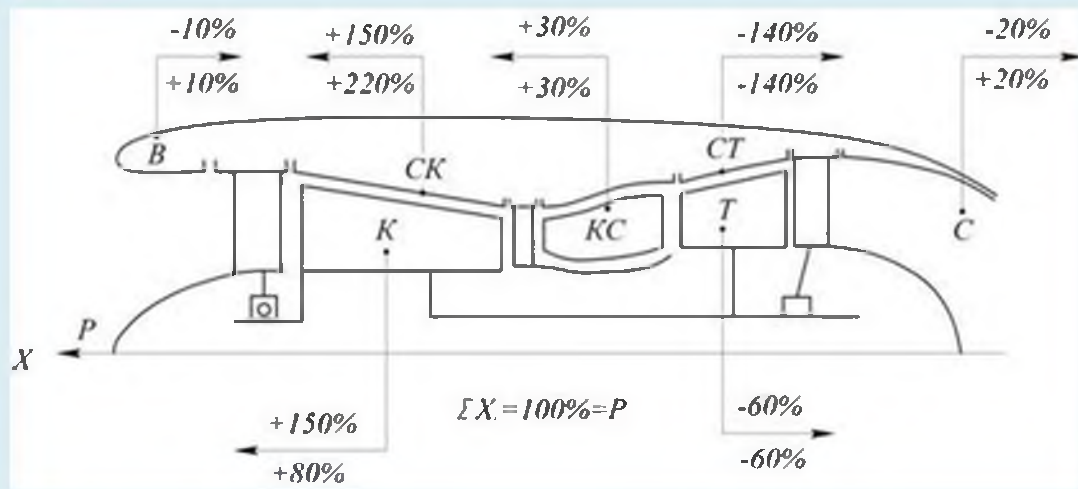


Рис. 2.5 Примерная доля величин осевых сил, действующих на отдельные узлы двигателя, и алгебраическая сумма их, равная тяге двигателя (100%), в числителе доля осевой силы без разгрузки РУЦ, в знаменателе – с разгрузкой



## 2.2.3 Инерционные силы

**Инерционная сила.** Инерционные силы возникают при эволюциях самолёта в воздухе, при разгоне и торможении. Инерционные силы от масс ротора передаются на подшипники опор и через них – на корпус двигателя. Инерционные силы от массы двигателя передаются на элементы подвески и через них – на самолёт.

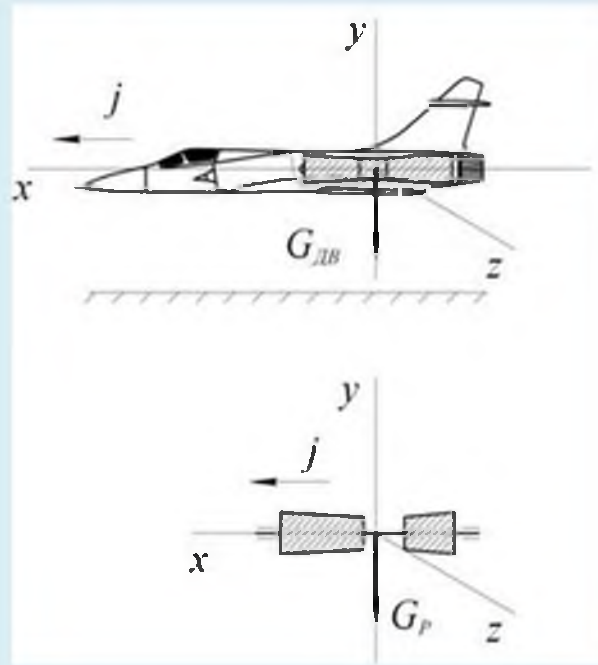


Рис. 2.6 К оценке инерционных сил

Инерционная сила от масс ротора при движении по прямой будет равна:

$$P_{ин_1} = \frac{G_p}{g} j_x = G_p \frac{j_x}{g} = G_p n_x^2 = M n_x^2 g$$



Инерционная сила оценивается коэффициентом перегрузки.

При наличии перемещений самолета по другим осям с ускорениями  $j_y$  и  $j_z$  будут перегрузки и по этим осям  $n_y^э, n_z^э$ .

Для каждого типа самолета для каждого режима полета коэффициенты  $n_x^э, n_y^э, n_z^э$  нормируются.

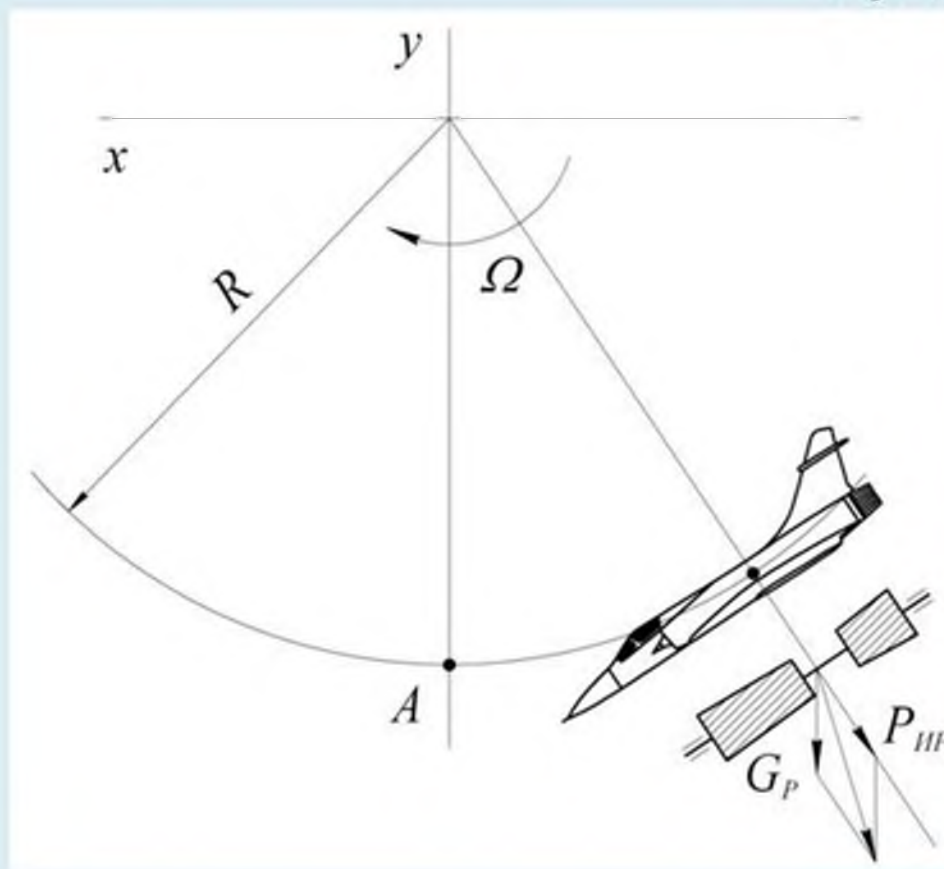


Рис. 2.7 К оценке инерционных сил

**Гирскопический момент.** При отклонении траектории движения системы «самолет – вращающийся ротор двигателя» от прямолинейной возникает в переносном движении поворотное ускорение, которое вызывает появление гироскопического момента.

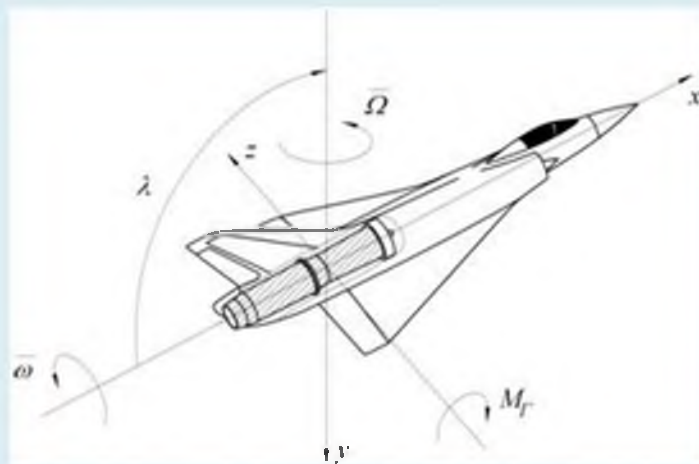


Рис. 2.8 К возникновению гироскопического момента при повороте самолета вокруг вертикальной оси ОУ

$$M_G = J_{Xp} \omega \Omega \sin \lambda,$$

где  $J_{Xp}$  — массовый полярный момент инерции ротора относительно оси вращения X;

$\omega$  — угловая частота вращения ротора;

$\Omega$  — угловая скорость поворота самолёта.

Гироскопический момент  $M_G$  поворачивает самолёт в пространстве так, чтобы вектор  $\vec{\omega}$  совместился с вектором  $\vec{\Omega}$  при этом поворот вектора  $\vec{\omega}$  должен происходить в сторону меньшего угла между векторами (угол  $\lambda$ ).

## 2.3 ПОДВЕСКА ДВИГАТЕЛЯ НА САМОЛЕТЕ

### 2.3.1 Требование к схеме и конструктивным элементам подвески

- Должна обеспечивать передачу тяги на ЛА и других сил и моментов, действующих на корпус.

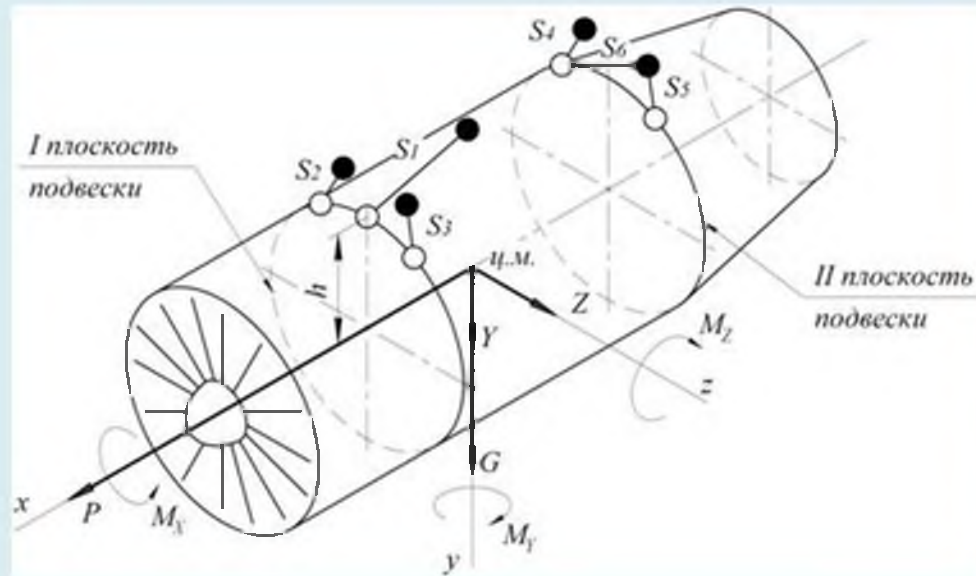


Рис. 2.9 Схема и нагружение подвески двигателя на самолете:

- $S_1$  – стержень, воспринимающий тягу двигателя;
- $S_2$ ,  $S_3$  – система стержней, воспринимающих вес двигателя, боковую силу и  $M_{\text{ДР}}$ ;
- $S_4$ ,  $S_5$ ,  $S_6$  – стержни, воспринимающие вес двигателя  $M_{\text{ДР}}$ ,
- – точка крепления стержня на пилоне самолета;
- – точка крепления стержня на корпусе двигателя

- Должна обеспечиваться свобода температурных деформаций корпуса двигателя
- Деформация корпуса двигателя в месте расположения подвески не должна влиять на радиальные зазоры
- Должна быть исключена возможность нагружения элементов двигателя при деформации корпуса самолета
- Минимальная передача на самолет вибрация двигателя

### ***2.3.2 Принципы проектирования подвески***

- 1) Крепление двигателя осуществляется в 2-х плоскостях перпендикулярных оси двигателя, что позволяет реализовать в большинстве случаев определенную систему. Передний или основной узел подвески располагается вблизи центра масс двигателя, что уменьшает изгибающий момент, действующий на корпус двигателя (0,2 длины между поясами от переднего пояса – центра масс). Задний или вспомогательный узел подвески стараются отнести от основного на возможно большее расстояние. Это позволяет уменьшить величину реакций от гироскопического момента.
- 2) Фиксация двигателя в осевом направлении осуществляется только в одной передней плоскости и в поперечном направлении только одним элементом. Это обеспечивает свободное расширение деталей при нагреве. Оптимальной можно считать симметричную подвеску (центральный двигатель)
- 3) В каждом поясе должен быть как минимум один стержень (тяги), воспринимающий силу веса и боковую силу. В переднем поясе, где фиксация двигателя осуществляется в осевом направлении должен быть стержень, воспринимающий тягу. Крутящий момент воспринимается одним или двумя поясами.

## 2.3.3 Расчетная схема

Подвеска представляет собой пространственную ферму, куда входит и корпус двигателя.

Подвеска состоит из системы стержней, работающих на растяжение и сжатие (редко на изгиб) и является, как правило, статически определимой системой.

Порядок расчета:

1) Расчетные режимы:

- Взлет
- Динамика полета
- Динамика посадки

Для каждого режима имеются свои коэффициенты перегрузки по всем трем осям.

2) Определение действующих на двигатель сил

$$X = P + n_x^2 G_{дв}$$

$$Y = n_y^2 G_{дв}$$

$$Z = n_z^2 G_{дв}$$

$m_x, m_y, m_z$  - не учитывать

3) Составление системы уравнений равновесия твердого тела в пространстве.

4) Решение системы уравнений, в результате определения усилий в стержнях от каждой нагрузки и для каждого расчетного случая. Суммирование усилий в каждом стержне от всех нагрузок.

5) Запас прочности по элементам подвески.



## 2.4 КРИТЕРИИ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНО – СИЛОВОЙ СХЕМЫ

Конструктивно – силовая схема двигателя необходима на первом этапе проектирования при зарождении идеи концепции чтобы наметить фундаментальные решения, которые обеспечат конкурентоспособность изделия (двигателя).

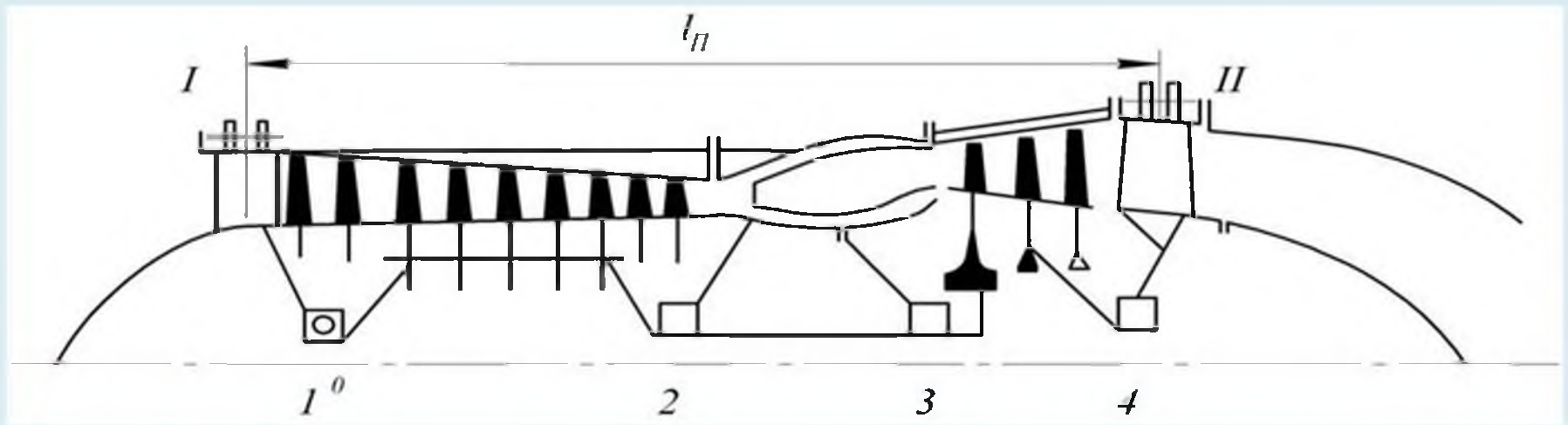
Требование:

$C_{\text{мин}}$  - обеспечения минимальных зазоров

- Обеспечение ресурса подшипника (РУП)
- Выполнения требования по уровню вибрации  
Вибрация – это суммарный источник колебаний (количество подшипников, демпферов)
- Минимизация длины и шасси двигателя
- Снижение шума двигателя

Отсюда можно сформулировать критерии выбора конструктивно – силовой схемы:

- Минимальное число опор ротора
- Максимальная жесткость ротора и корпуса
- Оптимальное месторазмещение РУП
- Минимальная длина и масса двигателя
- Модульность



**Рис. 2.10** Общая схема размещения и нумерации опор в одновальном роторе:  
**I, II** – передний и задний пояса подвески двигателя к самолету  
**1<sup>0</sup>** – радиально-упорный подшипник;  **$l_{II}$**  – расстояние между поясами подвески

Оптимальное число опор с точки зрения нагружения опор и ротора – 2, в этом случае система статически определима, и несоосности опор приводят только к пережосу оси ротора, не нагружая дополнительно ротор и опоры при вращении ротора.





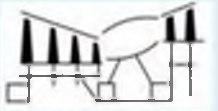
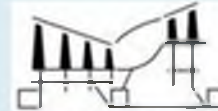
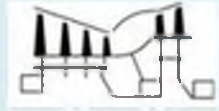

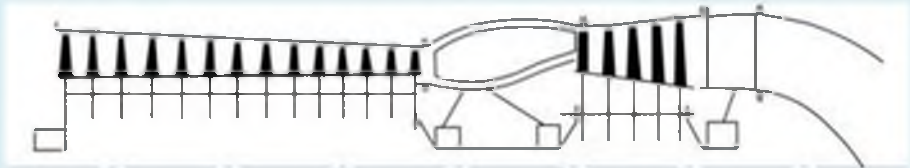


2 опоры: 1-4, 1-3, 2-3, 2-4

3 опоры: 1-2-3, 1-2-4, 1-3-4, 2-3-4

4 опоры: 1-2-3-4

Таблица 2.4. Схема размещения опор

Число опор	Схема размещения опор			
	1-4	1-3	2-3	2-4
2				
3	1-2-3	1-2-4	1-3-4	2-3-4
				
4				

## Двухвальвный ротор

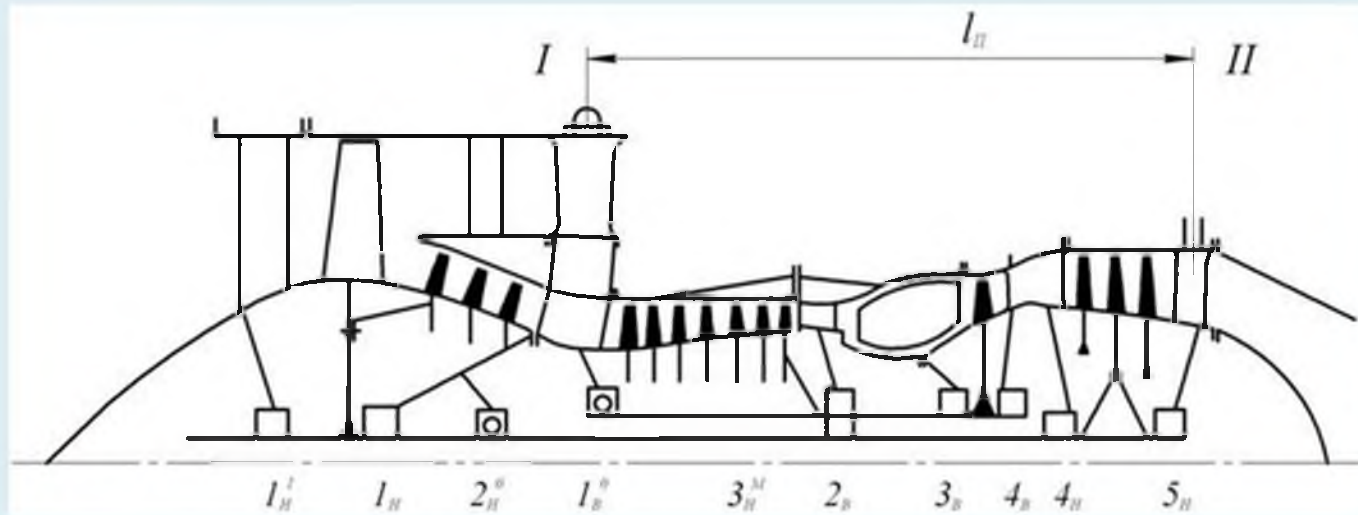


Рис. 2.11 Общая схема размещения и нумерации опор в двухвальвном роторе:

$2_B, 3_B \dots$  – подшипники ротора внутреннего контура;

$1_N, 4_N \dots$  – подшипники ротора наружного контура;

$1_B^O, 2_N^O$  – радиально-упорные подшипники;

$3_N^M$  – межвальвный подшипник;

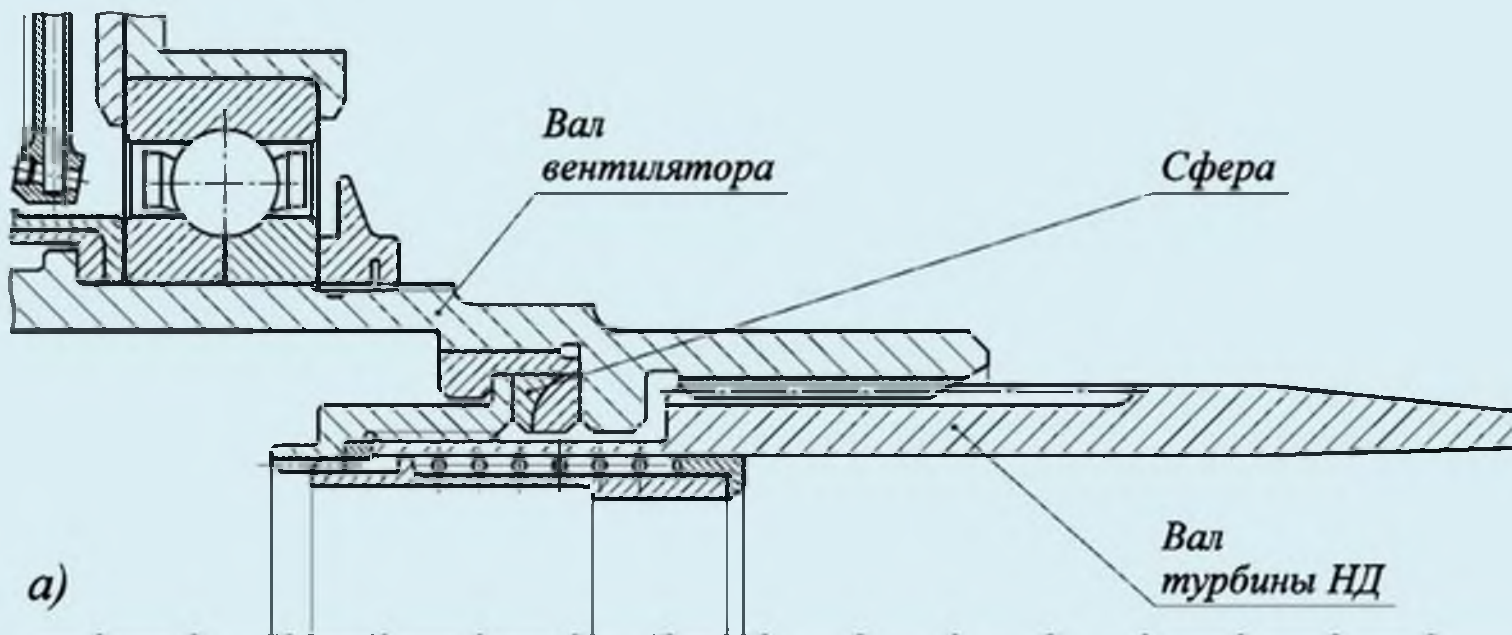
$1_N^I$  – подшипник ротора наружного контура в варианте с ВНА;

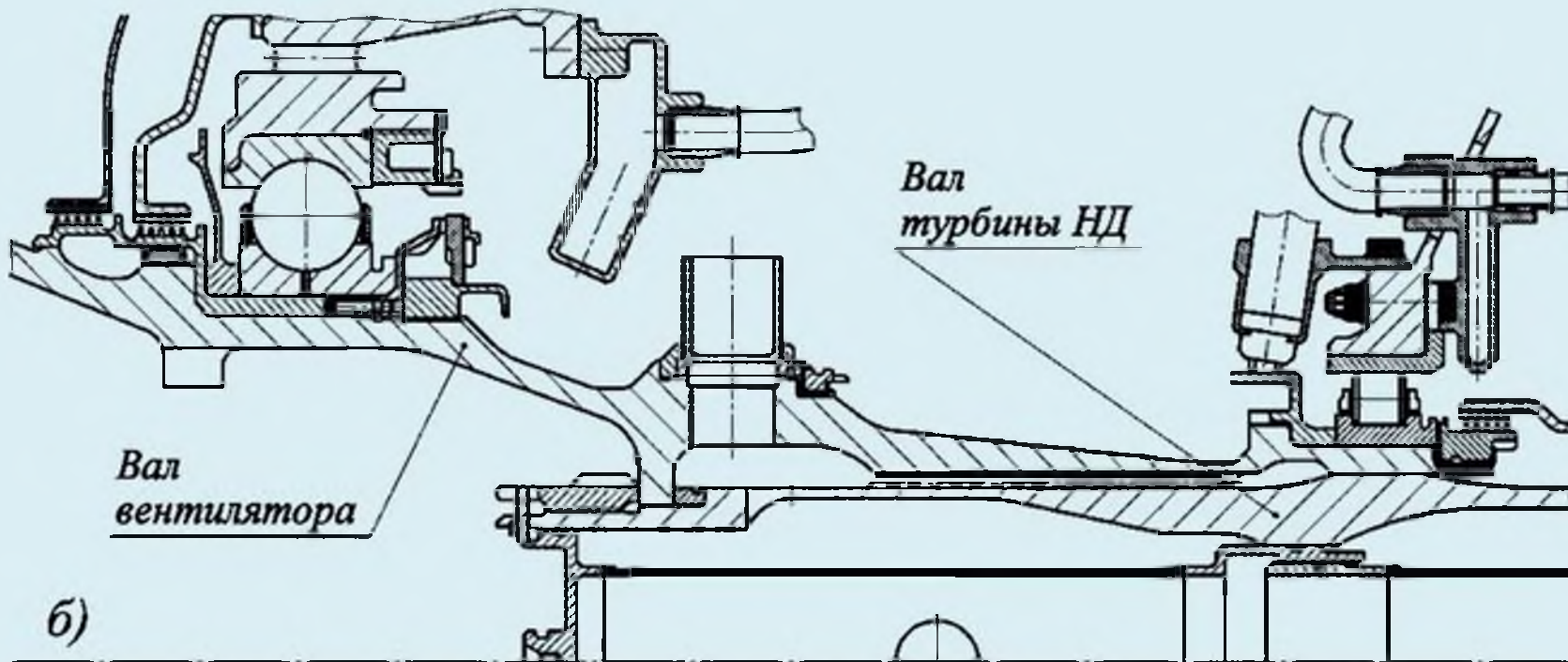
I, II – передний и задний пояса подвески двигателя к самолету;

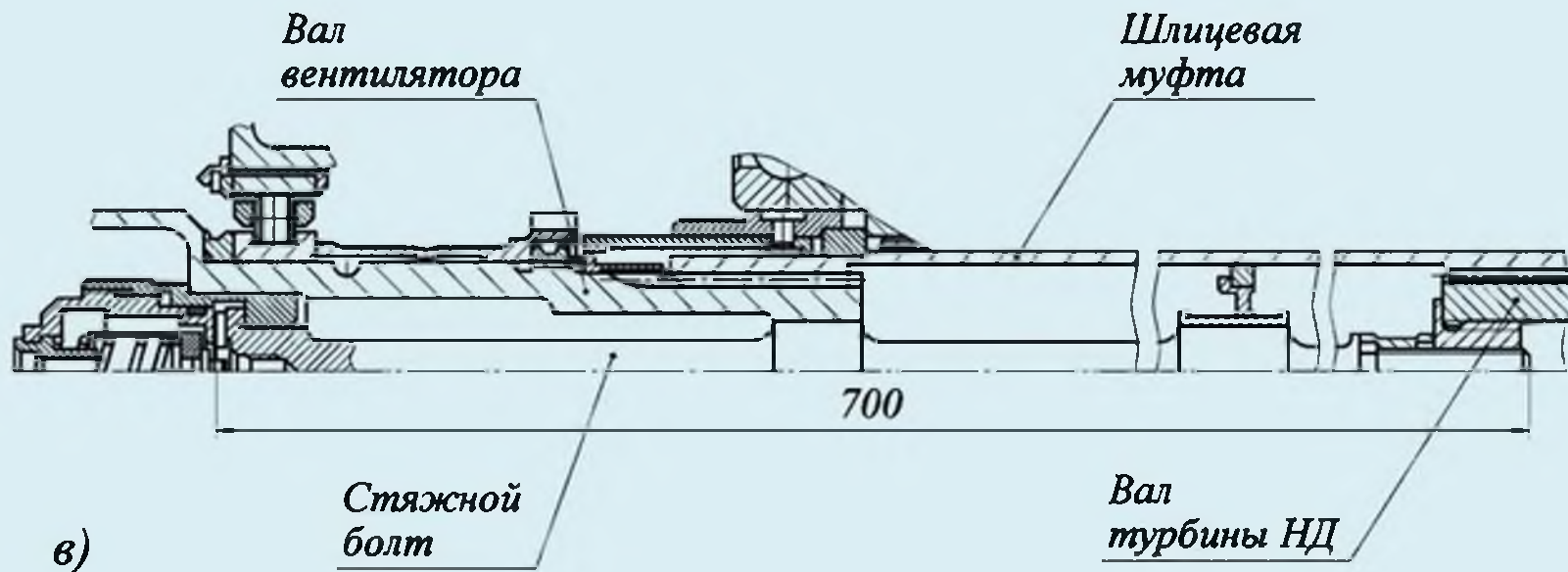
$l_{II}$  – расстояние между поясами подвески

## 2.5 ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ И МЕСТА СОЕДИНЕНИЯ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ

В трехпорном роторе НД узел соединения валов, который выполняет шлицевое соединение (воспринимающей  $M_{кр}$ ) и резьбовое соединение (воспринимает осевую силу), располагается ближе к одной из опор, чтобы уменьшить нагружение ротора и опор, массой и центробежной силой от этого соединения.







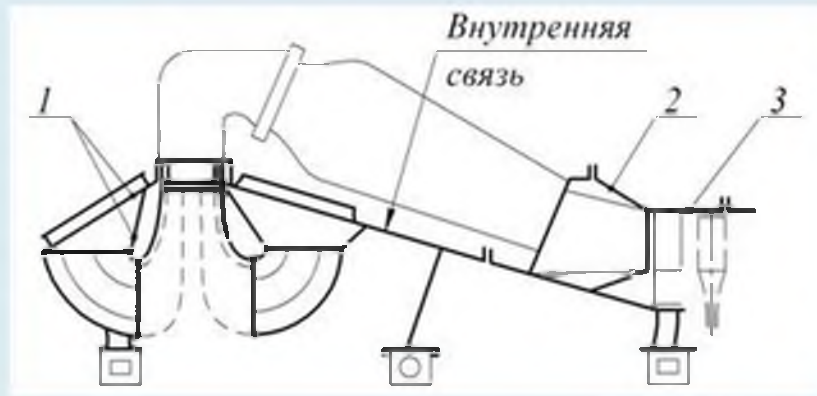
**Рис. 2.12** Соединение роторов компрессора и турбины НД:  
 а) РД-33; б) CFM56; в) АИ-25



## 2.6 Выбор силовой схемы корпуса

В зависимости от того, каким образом статор компрессора и статор турбины соединяются, различают четыре схемы силовой связи.

### 1) Схема с внутренней связью



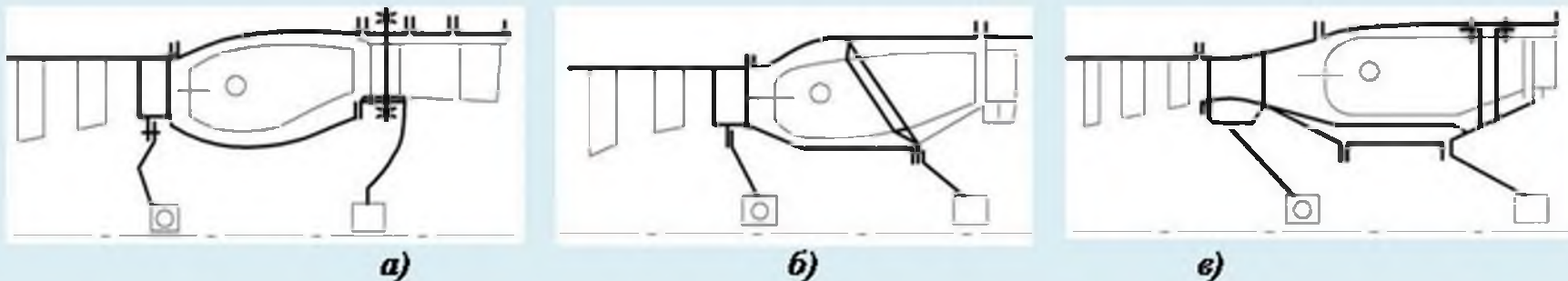
*Рис. 2.12* Схема корпуса с внутренней связью:  
1 – корпус компрессора; 2 – газосборник;  
3 – корпус турбины

Возможность использовать индивидуальную КС, которую можно менять при эксплуатации. Недостаточная малая изгибная и крутильная жесткость.

### 2) Схема с наружной связью



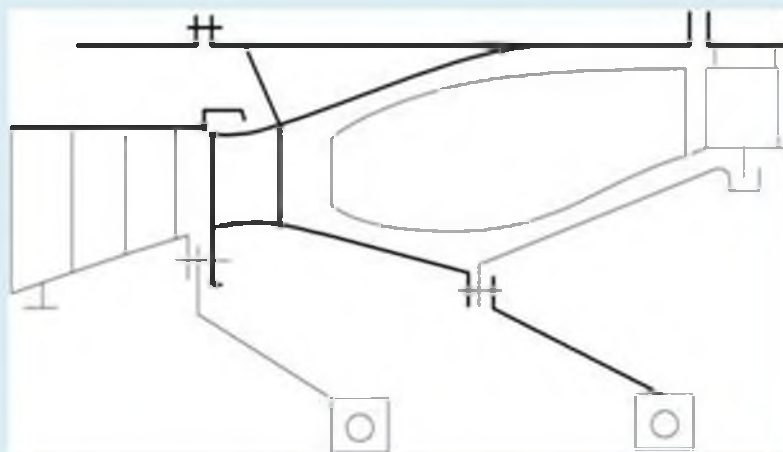
*Рис. 2.13* Схема корпуса с наружной связью:  
1 – корпус компрессора; 2 – газосборник;  
3 – корпус турбины



**Рис. 2.14** Схема корпуса с двойной замкнутой связью:  
 а) ТРДФ Р11Ф2-300; б) ТРДД Д-30, в) ТРДД «Тэй»

Высокая жесткость системы при установке опоры перед турбиной.

2) Схема с двойной разомкнутой связью



**Рис. 2.39** Схема корпуса с двойной разомкнутой связью



## 2.7 РАЗМЕЩЕНИЕ И ЗАКРЕПЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ НА САМОЛЕТЕ

Двигатели могут быть размещены:

1) В хвостовой части:

- В фюзеляже
- На пилонах

2) На крыле:

- В корне крыла (Ту – 104)
- Под крылом
- Над крылом
- На пилонах крыла

Рассмотрим эти случаи по следующим критериям:

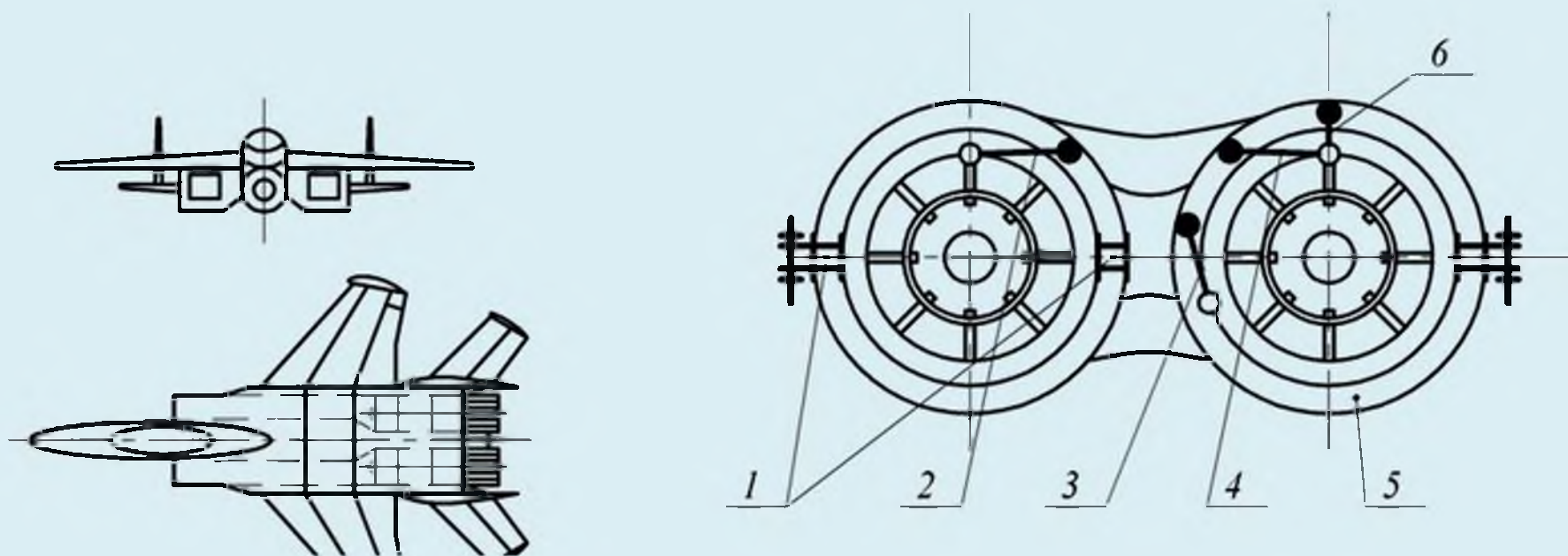
1) Схема подвески

2) Длина и сопротивление воздухозаборника

3) Загромождение и нагружение крыла, изменение подъемной силы

4) Удобство эксплуатации двигателя

5) Интерференция (взаимовлияние) самолета и двигателя



**Рис 2.9** Размещение двигателей в хвостовой части самолета:

а) размещение двух двигателей в фюзеляже: на рисунке изображены вид спереди, вид сверху и вид на двигатели со стороны сошника; расположение стержней крепления двигателей даны в переднем поясе крепления (левый двигатель) и в заднем поясе подвески (правый двигатель): 1,6 – стержни, воспринимающие вес и тягу; 2 – крутящий момент и боковую силу; 3 – крутящий момент; 4 – боковую силу; 5 – усиленные шпангоуты; б) размещение 4-х двигателей: 1, 2, 4 – усиленные шпангоуты и консоли; 3, 5, 6 – стержни, воспринимающие вес, крутящий момент и тягу.

# ГЛАВА 3 КОМПРЕССОРЫ

## 3.1 АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРОВ РАЗНЫХ СХЕМ

В настоящее время в составе ГТД используются осевые, центробежные и осецентробежные компрессоры.

Наибольшее распространение получили осевые компрессоры, но в связи с увеличением высоты лопатки последней ступени КВД приходится вводить центробежную ступень вместо 5-6 ступеней на хвосте, учитывая, что у центробежного компрессора

Чисто центробежные компрессоры используются в двигателях вспомогательного назначения.

## 3.2 ТРЕБОВАНИЯ (КРИТЕРИИ) К КОНСТРУКЦИИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Компрессор должен обеспечивать:

заданные в ТЗ на двигатель расход воздуха  $G_g = 0,86 \div 0,91$  кг/с, степень повышения давления  $\pi_{k\Sigma}$ , при коэффициенте полезного действия  $\eta_c = 10 \div 12$  %;

- газодинамическую устойчивость на всех режимах (использование РНА, клапаны перепуска);
- минимальные радиальные зазоры на взлетном и крейсерском режимах в течение всего ресурса (использование системы управления радиальными зазорами);
- минимальную массу (использование композитных материалов);
- технологическое совершенство (минимальное количество деталей, КИМ, модульность и др.);
- надежность (запасы прочности, ресурс, ремонтпригодность, эксплуатация по состоянию).

### 3.3 СХЕМА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА. ФОРМИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Схематичный облик компрессора, как и других узлов, определяется при разработке концепции всего двигателя.

При проработке компоновки компрессора конструктор называет с формированием конструкции элементов проточной части:

- уточняется изображение лопаток в меридиональном сечении;
- выбираются предварительные осевые зазоры, размерные цепи;
- выбирается конструкция хвостовика лопаток;
- формируется образ рабочей лопатки, и намечаются соединения дисков, фиксация лопаток в хвосте;
- выбирается конструкция НА;
- окончательное определение осевых зазоров.

Влияние осевых зазоров связано с возможностью спутных следов за выходящими кромками лопаток вперед стоящей решетки, которые определяют шаговую неравномерность потока по скорости и давлению (рис. 3.1).

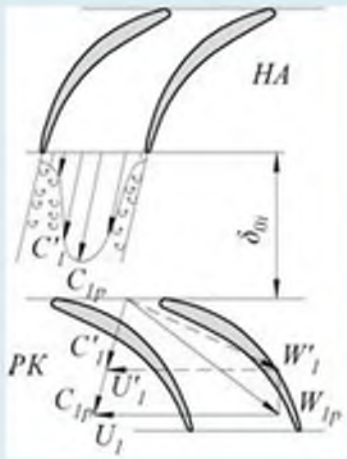


Рис. 3.1 Физическая картина  
в осевом зазоре ступени осевого компрессора

В итоге периодически с определенной частотой меняется скорость и давление на входе в решетку рабочего колеса, что приводит к снижению КПД и вызывает возбуждение колебаний лопаток.

Номинал осевого зазора  $\delta_{01}$  исключаяющий эти отрицательные явления, обычно принимается равным:

$$\delta_{01} = (0,15 - 0,25) \cdot S_1$$

где  $S_1$  – ширина предшествующего лопаточного венца по среднему радиусу.

### 3.4 ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ХВОСТОВИКА ЛОПАТКИ

В практике проектирования осевых компрессоров используют хвостовики типа «ласточкин хвост» (рис. 3.2), сварной (типа проушина) и елочного типа.

40° 60° 90°  
 Нормативными документами предусмотрено использование хвостовика с углом при вершине , ,

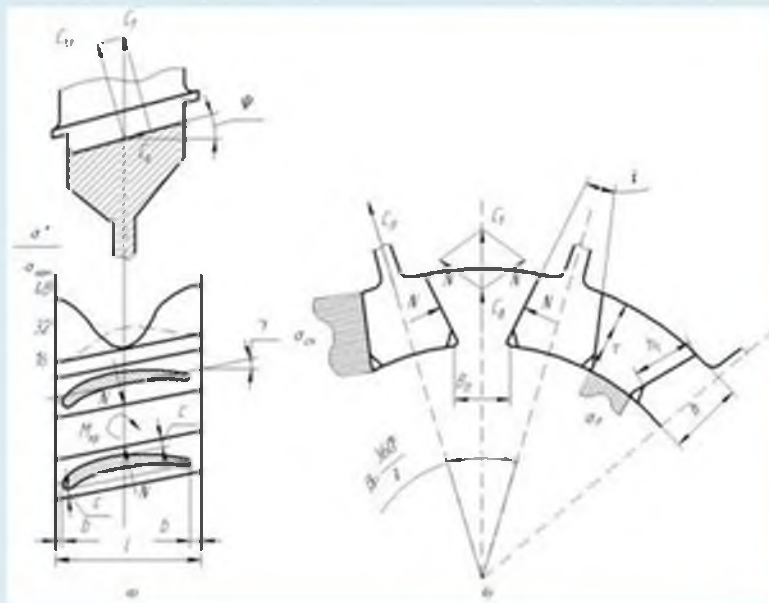


Рис. 3.2 Особенности нагружения хвостовика типа «ласточкин хвост»:

- $c = 0.25r$  а) минимальные расстояния от пера до трактовой площадки хвостовика –  $b = r$  ;  
 возникновение  $M_{кр}$  стесненного кручения при  $\gamma > 0$  ; концентрация напряжений в  $\sigma^*$   
 хвостовике из-за искривленности профиля при изгибе (  $\sigma_{ном}$  ): сплошная линия на  
 стороне корыга; б) силы и напряжения, действующие в элементах замка «ласточкин хвост»

Хвостовик устанавливается с натягом или зазором 0,01-0,03.

Если хвостовик устанавливается с натягом, то  $i=40$ , а если с зазором, то  $i=40$ .

В большинстве случаев  $i=60$ , т.к. в этом случае достигается максимальная прочность при минимальной деформации.

### *Нагружение ласточкиного хвоста*

- определяется минимальная ширина перемычки выступа из условия размещения  $z$  лопаток (рис. 3.2,б):

$$B_n = \frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot h)}{z} - B;$$

- делается расчет на прочность замка, на растяжение выступа диска, на смятие боковых поверхностей и на срез по формулам:

$$\sigma_P = \frac{C_1}{F_P} \quad \sigma_{см} = \frac{N}{F_{см}} \quad \tau_{ср} = \frac{C_1}{2 \cdot F_{ср}}$$

$$C_1 = C_x \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{180}{z}\right)}{\sin \frac{\alpha}{2}} + C_B \quad N = \frac{C_1}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$F_P = B \frac{l}{\sin \gamma} \quad F_{см} = \frac{l \cdot h}{\sin \gamma} \quad F_{ср} = \frac{l \cdot h}{\cos \gamma}$$



## Шарнирный замок

Шарнирное соединение лопатки с диском представлено на рис. 3.3, а.

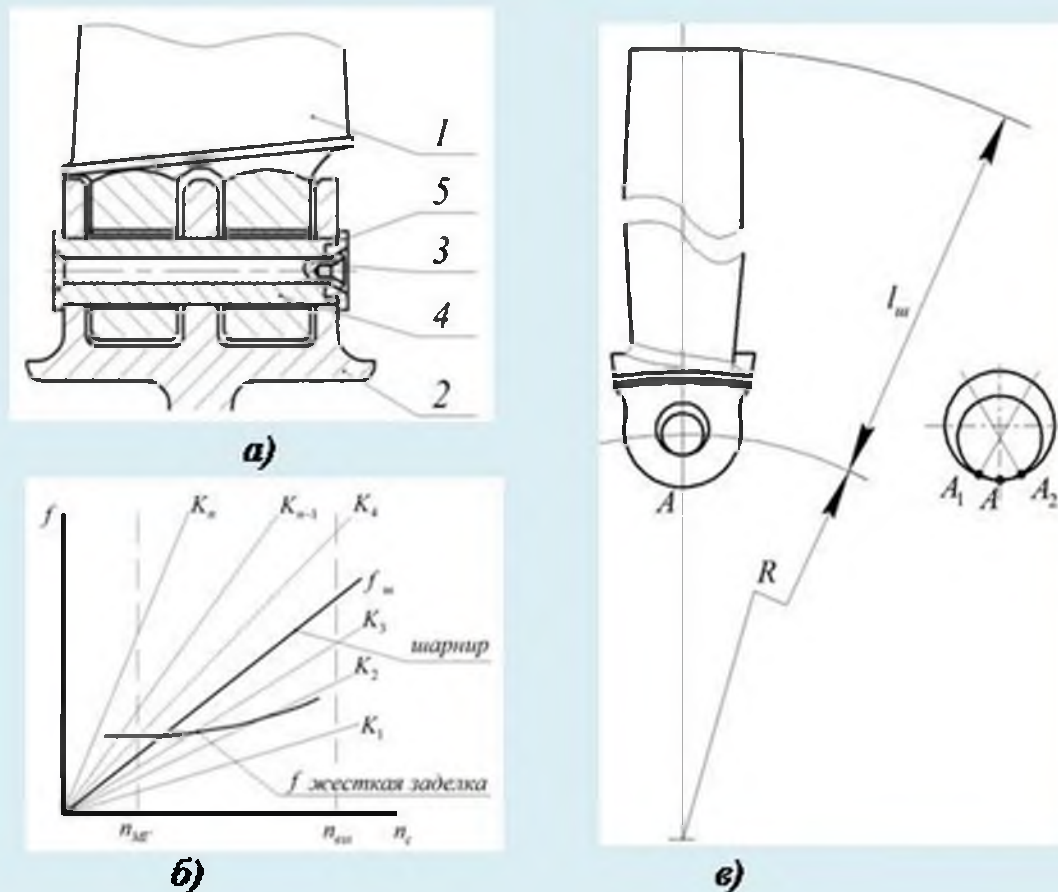


Рис. 3.3 Шарнирное соединение лопатки с диском:

- а) 1 – лопатка, 2 – диск, 3 – втулка контрольная, 4 – палец, 5 – заклепка;
- б) геометрические параметры шарнирного подвеса;
- в) резонансная диаграмма лопатки с шарнирным подвесом и с хвостовиком «ласточкин хвост»



При колебаниях лопатки по основной форме деформации ее невелика и поэтому лопатку можно считать физическим маятником (рис. 3.3,б), совершающим колебания с частотой

$$f_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{R}{l_{\text{ш}}}} \cdot n_c,$$

где  $n_c$  – секундная частота вращения.

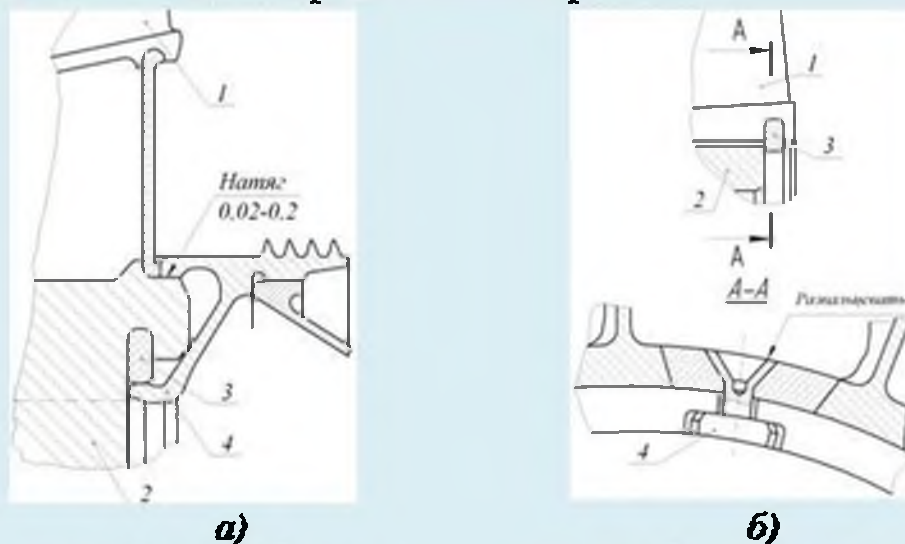
Учитывая, что структура формулы  $f_{\text{ш}}$  соответствует выражению для гармонички возбуждающей силы  $f = K \cdot n_c$  можно заметить, что, варьируя параметрами, можно отстроить лопатку от резонансных  $R$  и  $l_{\text{ш}}$  колебаний во всем диапазоне частот вращения ротора (рис. 3.3,в).

Шарнирная лопатка позволяет отстроиться от резонанса во всем рабочем диапазоне от I и II форм, тогда как лопатка с ласточковым хвостом имеет несколько резонансов, из-за перетекания из зоны высокого давления в зону низкого давления происходит завал давления в корневом сечении, снижается КПД.

Елочный хвостовик используется при размещении вентиляторной ступени ТРДД с большой степенью двухконтурности, но учитывая, что температура в этой зоне низкая, используют елку с двумя или тремя парами зубьев

## Фиксация лопатки в диске

Варианты фиксации лопатки в диске представлены на рис. 3.4.



Резьбовой или шлицевой штифт	Пластиковый замок	Бурт — пластиковый замок

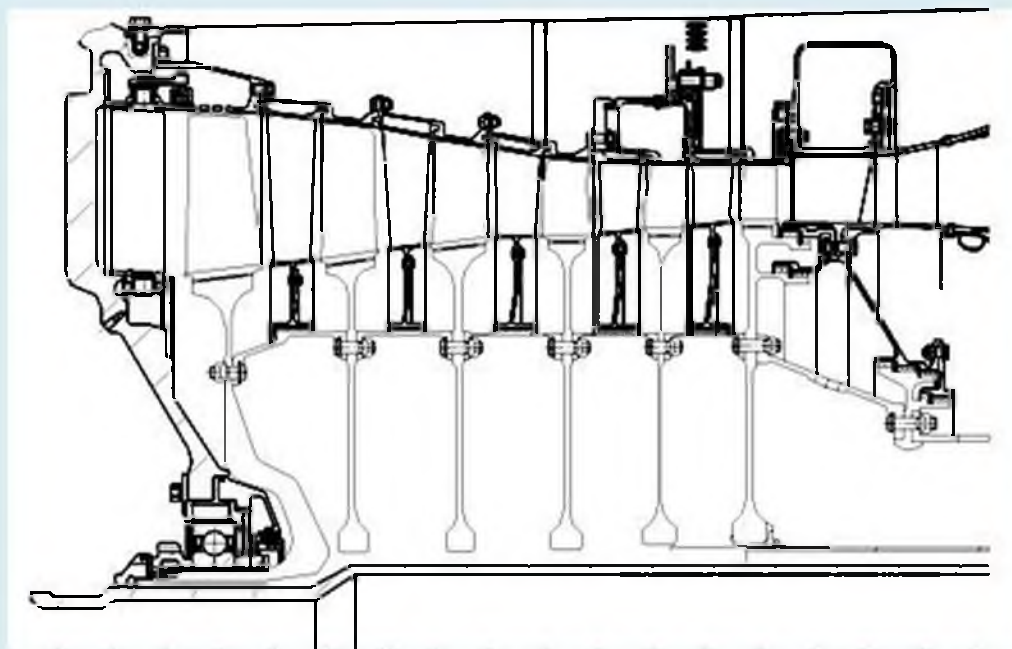
Рис. 3.4 Фиксация лопаток в диске. Групповые фиксаторы:

а — для 1-й ступени вентилятора ТРДД; б — для остальных ступеней компрессора.

1 — лопатка, 2 — диск, 3 — кольцо, 4 — замок для кольца.

Индивидуальные фиксаторы (таблица)





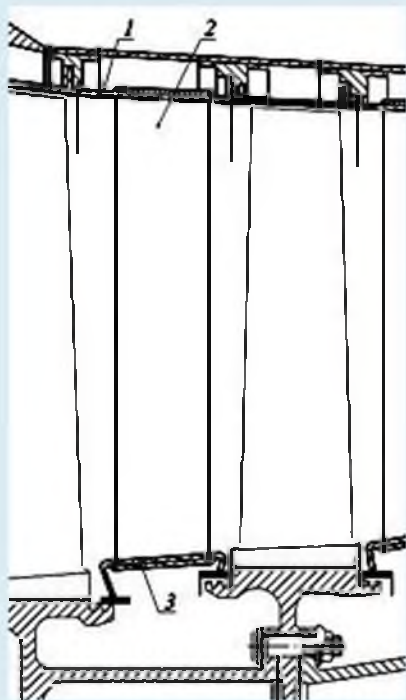
*Рис. 3.6 Статор компрессора ТВаДТВ2-117с двухпорным НА*

*По условию сборки компрессора* обе схемы НА разделяют на два вида: с продольным разъемом и без разъема.

*По условию сборки самого НА* могут быть разделены на три типа: неразборные, разборные и смешанные.

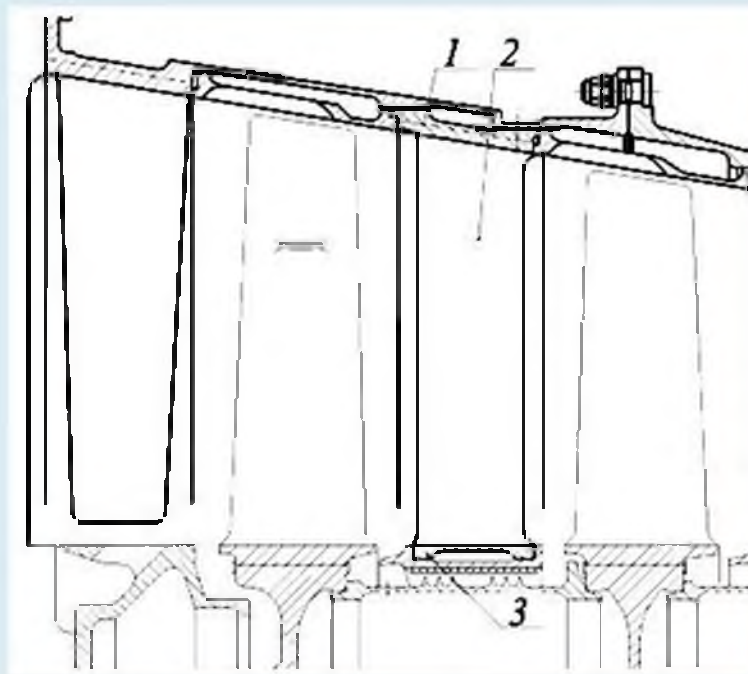
*Неразборные конструкции* (рис. 3.7) обычно сводятся к простому исполнению – оба кольца (или одно) при консольном закреплении. Соединение лопаток с наружным кольцом может быть паяным, сварным или выполненным способом электроклежки.

**Разборные конструкции (рис. 3.8). Соединение лопаток с помощью замка «пластичный хвост», Т-образный паз.**



**Рис. 3.7** Неразборные НА компрессора ТВД НК-12:

1 – наружное кольцо;  
2 – лопатка; 3 – внутреннее кольцо

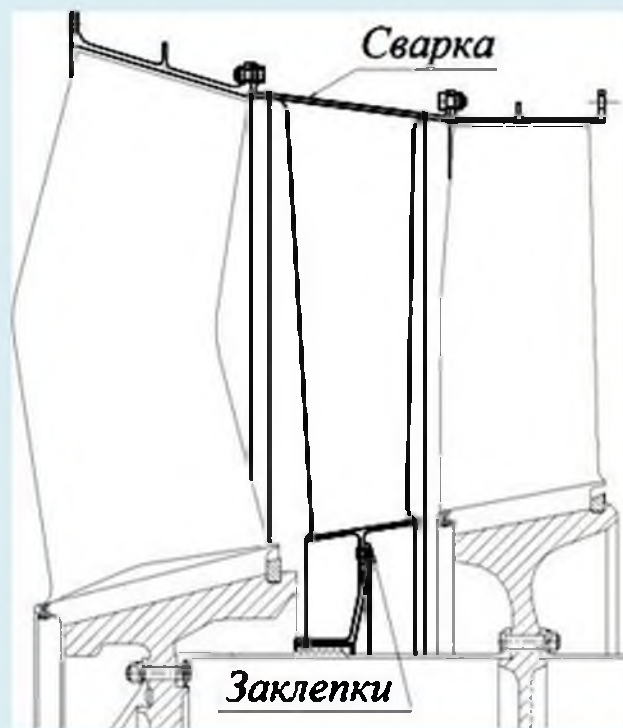


**Рис. 3.8** Разборный НА компрессора СД ТРДД НК-56:

Крепление лопаток в наружном кольце замком «пластичный хвост» с предварительной установкой в канавку внутреннего кольца;

1 – наружное кольцо; 2 – лопатка НА;  
3 – внутреннее кольцо

Если по наружному кольцу лопатка приваривается, а по внутреннему используются соединения, применяемые в разборных НА, такую конструкцию НА можно назвать *смешанной* (рис. 3.9). Цель здесь преследуется одна – упростить конструкцию и снизить массу.



*Рис. 3.9 НА смешанной схемы первой ступени вентилятора ТРД НК-8*



## 3.4 Выбор конструкции ротора

### *Типы роторов области их использования*

Существуют три конструктивные схемы ротора, область применения каждой из которых достаточно четко определяется уровнем допустимых окружных скоростей вращения на его периферии и способом передачи крутящих моментов от ступени к ступени.

**Ротор барабанного типа** (рис. 3.10), представляющий цилиндрическую или коническую оболочку с наружными пазами или другими элементами для закрепления лопаток, отличается и простотой конструкции, небольшим числом составных элементов и высокой изгибной жесткостью.

Недостатком такого ротора являются малые допустимые окружные скорости вращения (до 180-200 м/с на периферии барабана). Поэтому область применения этого типа ротора ограничивается каскадом низкого давления в двух- и трехвальных ТРДД и компрессорами малогабаритных двигателей, имеющими небольшие размеры.

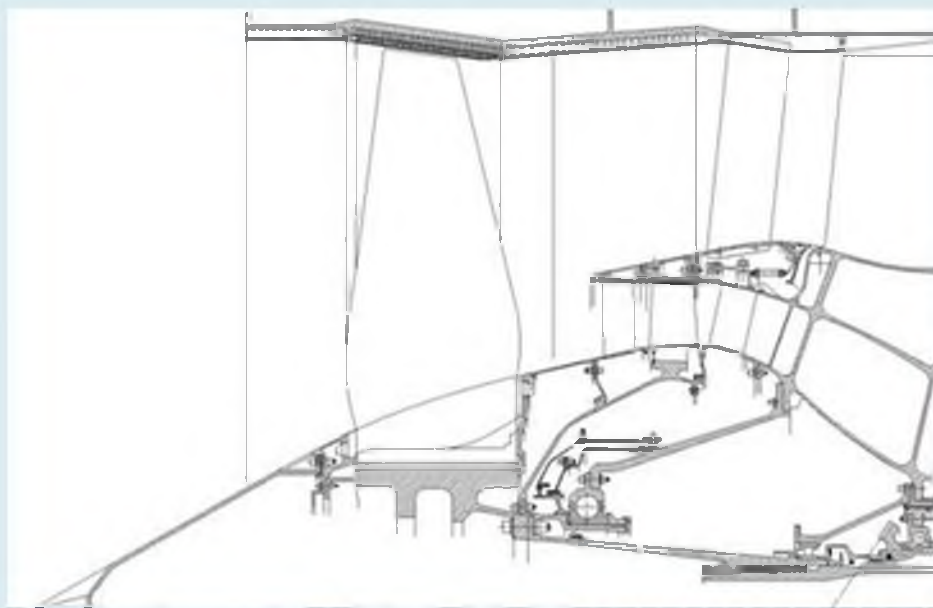
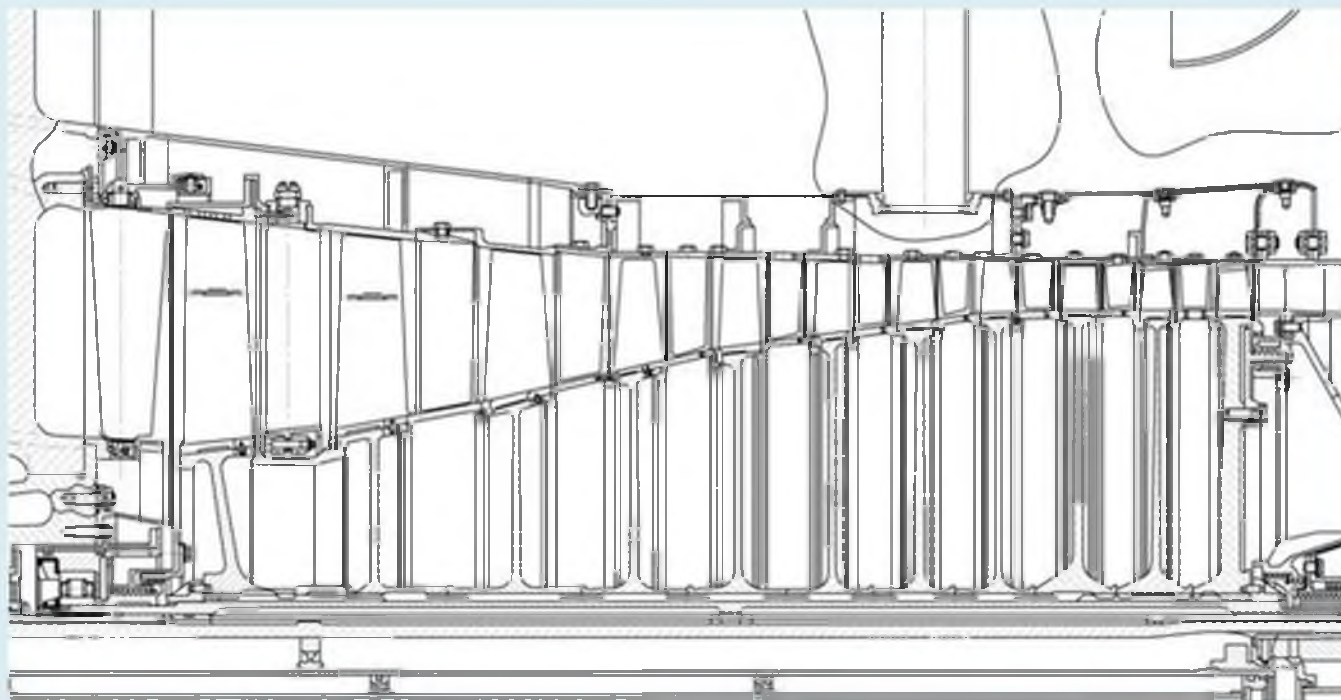


Рис. 3.10 Ротор барабанного типа КНД ТРДД V2500

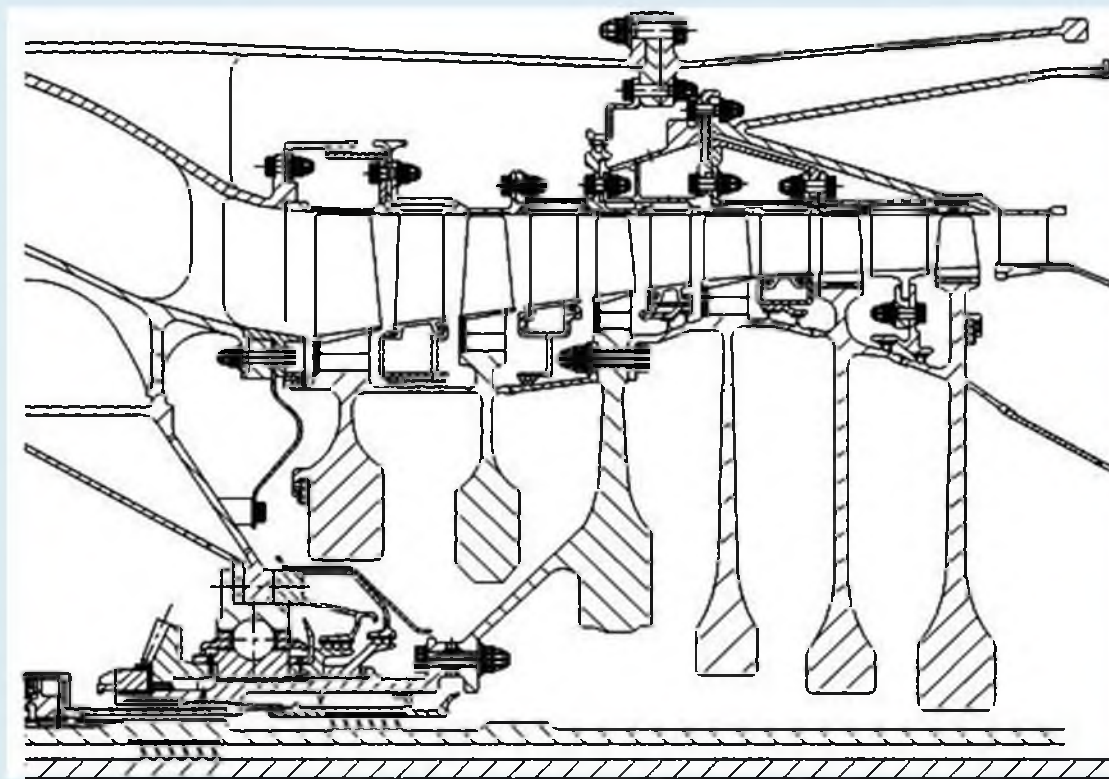


*В роторе дискового типа на валу крепятся отдельные диски, что позволяет подвигать окружные скорости на периферийном диаметре до 300-360 м/с. Это дает возможность использовать его в высокооборотных, высоконапорных компрессорах с оптимальным числом ступеней. Однако такой ротор без барабанных проставок имеет малую изгибную жесткость. Для повышения изгибной жесткости между дисками устанавливают трактовые кольца или проставки, как это показано на рис. 3.11. Однако все это ведет к конструктивному и технологическому усложнению ротора и увеличивает его вес.*



*Рис. 3.11 Ротор дискового типа КВД ТРДД Д-30*

**Ротор смешанного (барабанный-дискового) типа** (рис. 3.12) сочетает в себе достоинства роторов барабанного и дискового типа: высокую изгибную жесткость, которую можно при необходимости изменять, и прочность, которая позволяет использовать этот ротор при таких же окружных скоростях, что и дисковый. Роторы такого типа широко применяются в современных ГТД.



**Рис. 3.12** Ротор барабанный-дискового типа КВД ТРДРВ211.535

Осуществляя поиск предпочтительной конструкции ротора для заданных условий, используют следующие основные критерии для выбора решения:

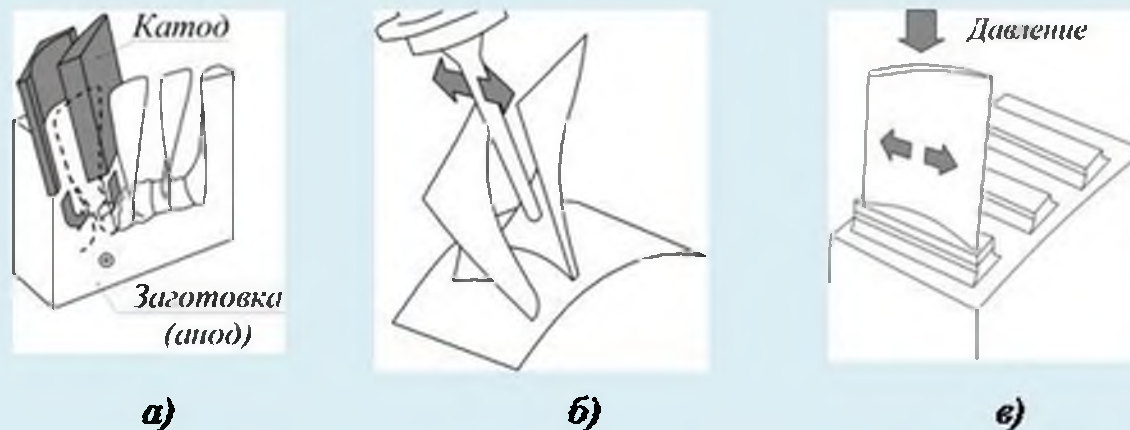
- прочность ротора и его элементов, воспринимающих крутящий и изгибающий моменты, нагрузки от газовых и центробежных сил, неравномерного нагрева, изменения скорости полета, эволюций самолета, а также от переменных сил;
- изгибная и крутильная жесткость для получения требуемых значений критических частот вращения и сохранения заданных радиальных зазоров при работе двигателя;
- сохранение первоначального дисбаланса ротора в заданных пределах в течение ресурса;
- ремонтпригодность;
- технологичность;

Для облегчения ротора в последние 15-20 лет используют конструкции соединения лопаток с диском без хвостовика, т.е. неразборная конструкция. Это позволит уменьшить массу ротора на 25%. Если ротор барабанно-дисковой конструкции, то эта техника называется blisk, а если ротор барабанный, то – bling.

Следующий шаг снижения массы:

- пустотелые лопатки;
- использование композитных материалов;
- использование композитных материалов с металлической матрицей. В расплав титанового сплава вводятся с определенной ориентацией волокна бора или углерода. Предел прочности выше, чем у стали, следовательно, можно сделать барабанную конструкцию с жесткостью барабано-дисковой.

Изготовление таких роторов производится электрохимическим методом, фрезерованием и сваркой трением или электронно-лучевой сваркой. На рис. 3.13 представлены все три метода.



**Рис. 3.13 Методы изготовления роторов по технологии blisk:**  
 а) электрохимическая обработка; б) фрезерование; в) сварка трением лопатки и выступа на диске с последующей обработкой

#### **Понятия о чистых дисках**

Чтобы достичь равнопрочности всех элементов диска при введении на полотне отверстий, необходимо сделать утолщение. Диск, который не имеет отверстий на полотне, называется чистым.

#### **Выбор наклона диафрагмы носка вала**

Для достижения наибольшей осевой жесткости при минимальной массе диафрагму передней цапфы выполняют конусной (с наклонной образующей) и для достижения равнопрочности – с уменьшением толщины от центра к периферии.

Значимость наклона можно понять из простой модели на рис. 3.14, где осевая сила разложена по двум направлениям – по образующей конуса и перпендикулярно к ней. Сила определяет сжатие диафрагмы, а ее  $P_{\text{изгб}}$  изгиб. Расчет такой конической оболочки показывает, что даже небольшой угол обеспечивает увеличение осевой жесткости в 2...2.5 раза.

$$\alpha = 6 - 8^\circ$$

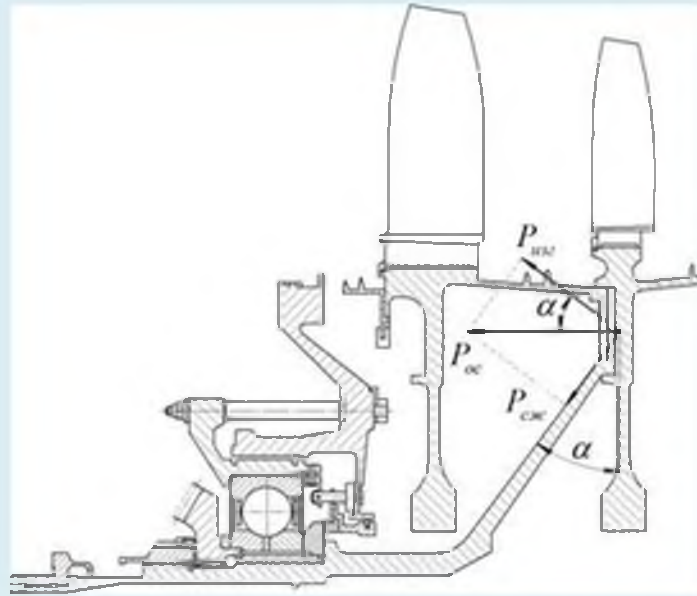


Рис. 3.14 Схема нагружения передней паффы ротора

### 3.5 Выбор конструкции статора

Будем считать статором весь комплекс неподвижных элементов, обеспечивающих сжатие воздуха в осевом компрессоре на расчетных и нерасчетных режимах: корпус, направляющие аппараты (НА), трактовые кольца, а также систему управления компрессором (РНА и клапаны передуска воздуха), систему управления радиальными зазорами и систему отбора воздуха.

Требования к статору:

- **точность** исполнения формы межлопаточных каналов НА и фронта решеток профилей и их минимальное искажение на рабочих режимах; точность поддержания по режимам радиальных зазоров, определяемых внутренним диаметром трактового кольца и его деформацией;

- **прочность** корпуса, НА. На статор действует весь спектр статических нагрузок кроме центробежных сил, рассмотренных ранее при анализе нагружения ротора, и внутреннее давление (рис. 3.79). Лопатки НА испытывают действие и переменных нагрузок, и газовых сил;
- **жесткость** корпуса, НА и трактовых колец. Корпус, входя в силовую схему двигателя, испытывает изгибные и крутильные деформации, что непосредственно влияет на радиальные зазоры. К такому же отрицательному эффекту приводит неравномерное распределение жесткости в поперечном сечении корпуса и трактового кольца.
- **герметичность** корпуса. При высоких степенях повышения давления (25-40 и выше) негерметичность фланцевых и других соединений корпуса, а также клапанов, лючков и штуцеров, расположенных на корпусе, из-за утечек рабочего тела начинает существенно влиять на КПД компрессора;
- **непробиваемость** корпуса при обрыве рабочих лопаток или их фрагментов;
- **технологичность**. Имеются в виду требования по рациональному использованию материала, по минимизации трудоемкости при изготовлении и сборке компрессора, включая балансировку ротора;
- **минимизация массы**.

Корпус может быть неразъемным, с поперечным разъемом, с продольным разъемом, с двойной стенкой.

**Неразъемный корпус** (рис. 3.15) чаще имеет цилиндрическую форму из условия монтажа НА и трактовых колец. Его преимущества – неизменная окружная жесткость, герметичность, высокая технологичность и меньшая масса по сравнению с другими типами корпусов, возможность смонтировать неразъемный (сварной, например) ротор при разъемных НА.



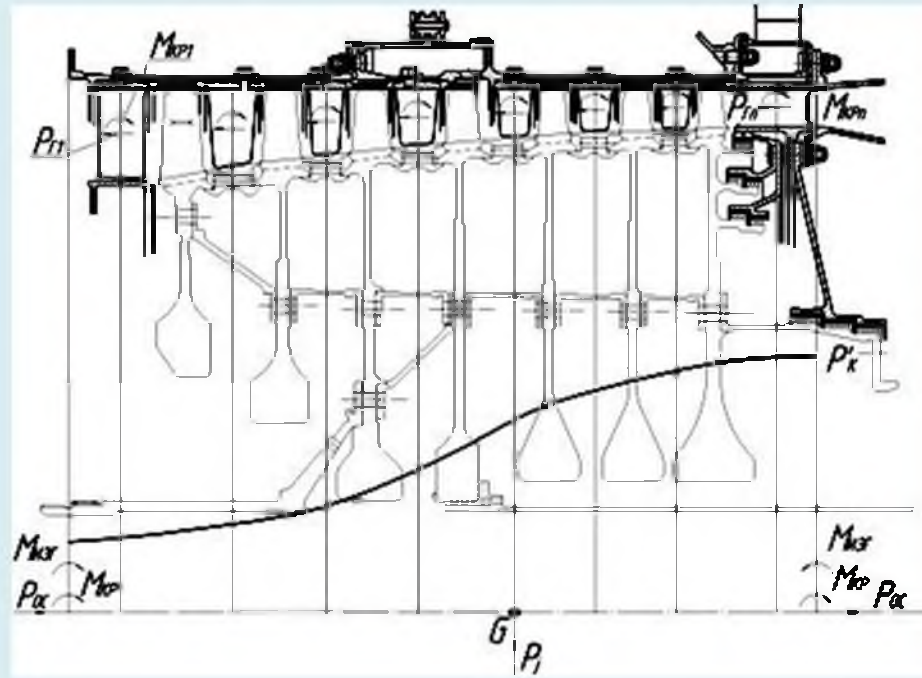


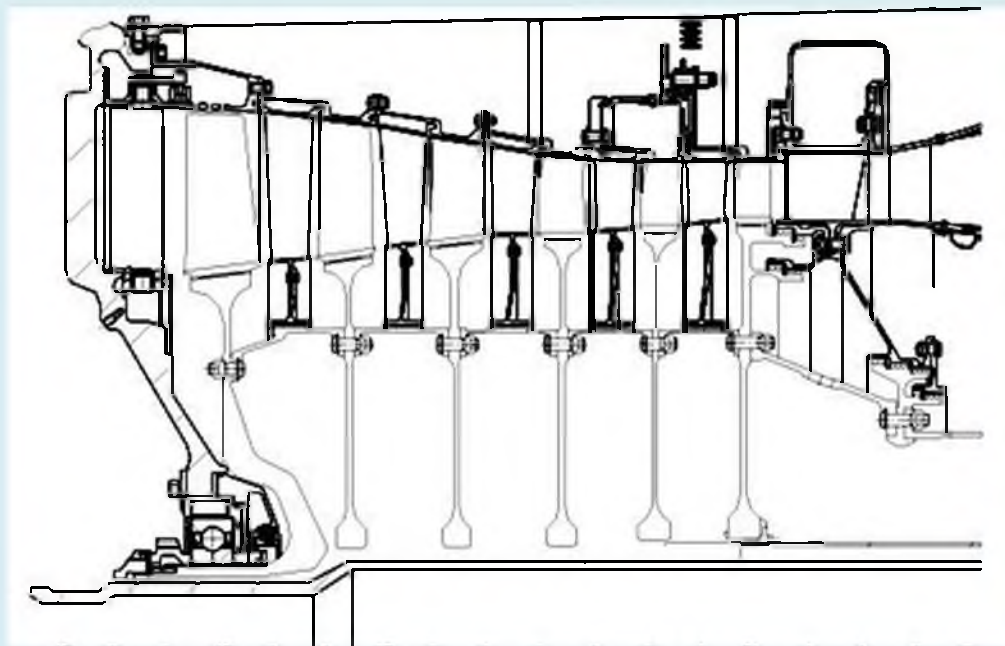
Рис. 3.15 Схема нагружения статора на примере компрессора ВД ТРДД НК-56:

- $P_T$  – газové силы, действующие на лопатки;
- $M_{кр}$  – крутящие моменты от газových сил;
- $M_{изг}$ ,  $M_{кр}$ ,  $P_{ос}$  – изгибающий момент, осевая сила и крутящий момент в системе корпуса всего двигателя;
- $G$  – сила тяжести;
- $P_ж$  – сила инерции;
- $P_к^*$  – сила внутреннего давления



*Корпус с поперечными разрезами (рис. 3.16) при сравнении с неразъемным облегчает проведение и контроль монтажных операций (радиальные зазоры и др.), а при разъемном роторе позволяет использовать неразъемные НА разных конструктивных исполнений, позволяет оптимизировать выбор материала корпуса, например, на первых ступенях титановые сплавы, на последних – жаропрочные сплавы.*

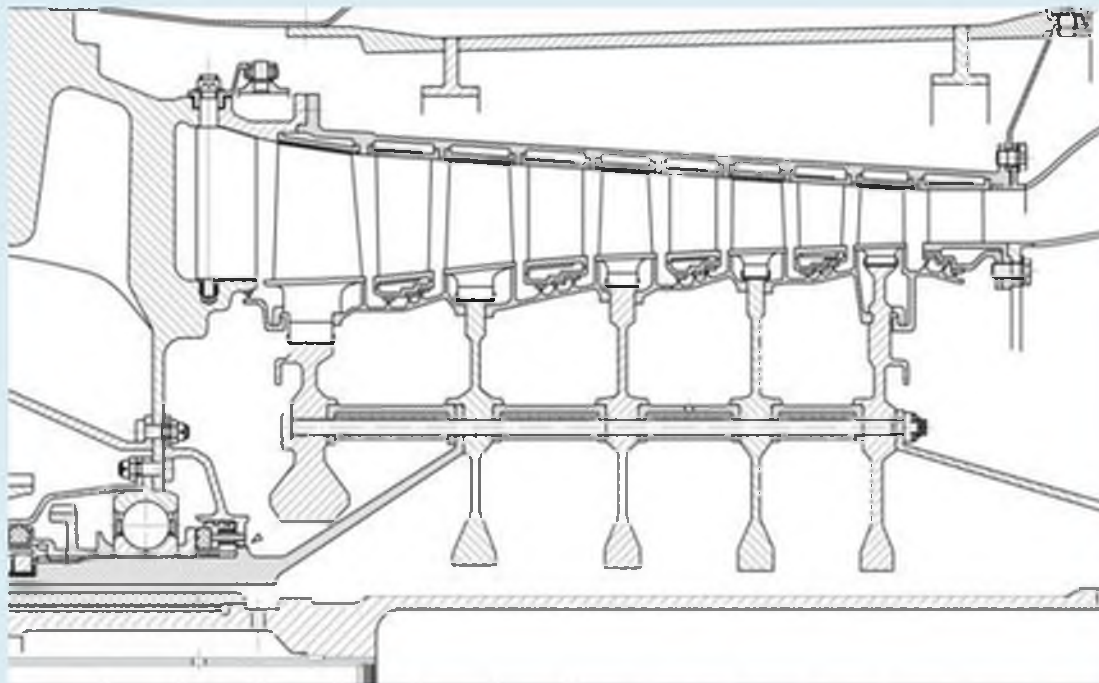
*Однако такой корпус при сравнении с неразъемным имеет худшие весовые характеристики и привносит трудности в герметизации.*



*Рис. 3.16 Корпус с поперечными разрезами компрессора ВД ТРДД НК-8*

*Корпус с продольным разъемом* (рис. 3.17) имеет то преимущество, что сборка компрессора возможна с окончательно отбалансированным, неразъемным ротором, облегчается контроль осевых и радиальных зазоров.

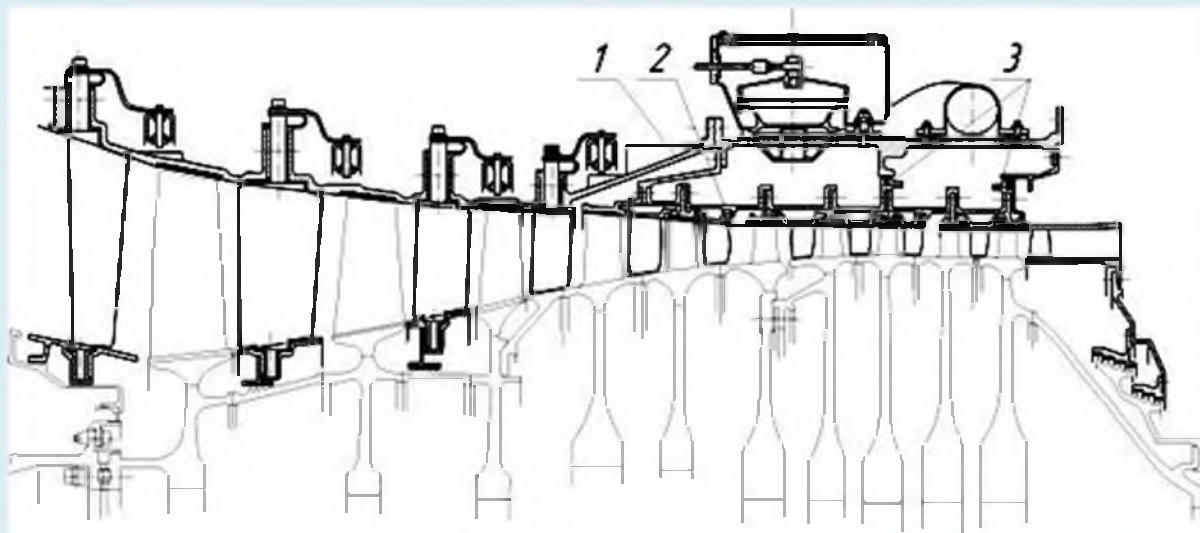
Недостаток – неравномерная окружная жесткость, затруднения в компоновке РНА. Однако нужно отметить, что изгибную жесткость корпуса можно увеличить, располагая продольный разъем в вертикальной плоскости.



*Рис. 3.17* Ротор компрессора СД ТРДД АТФ3-6

**Корпус с двойной стенкой** (рис. 3.18). Будем считать корпус выполненным с двойной стенкой, если наружная стенка является элементом силовой системы корпуса двигателя, а вторая служит только для крепления НА и трактовых колец и в зависимости от конструкции этих элементов может состоять тоже из 2-3 стенок.

Корпус с двойной стенкой позволяет резко увеличить изгибную и крутильную жесткость в «стали» – в стыке компрессора и КС – и уменьшить деформации внутренней стенки, нагруженной только газовыми силами, действующими на лопатки НА и передаем давлений. Оба эти фактора позволяют уменьшить радиальные зазоры и обеспечить их постоянство по ресурсу – это главная цель при использовании такой схемы корпуса, в угоду которой усложняется конструкция и увеличивается вес корпуса.

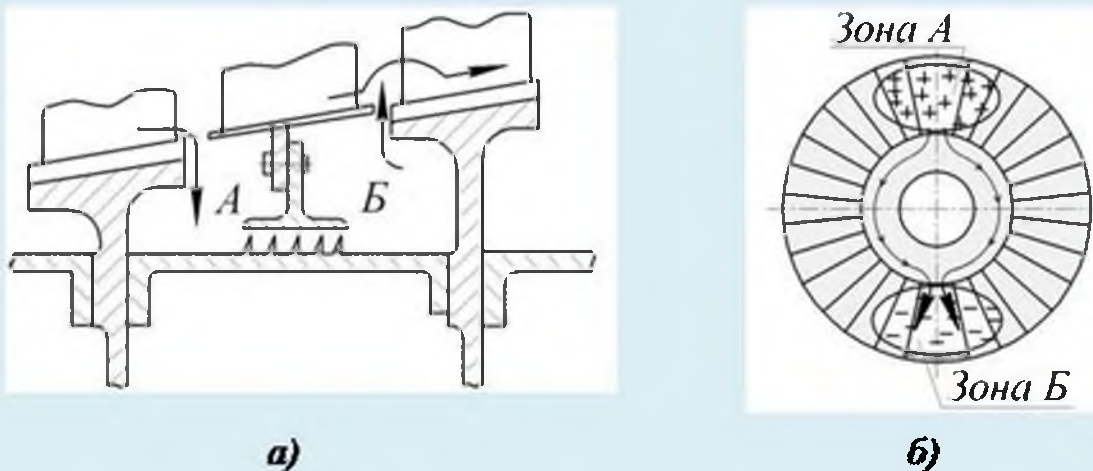


**Рис. 3.18** Корпус с двойной стенкой компрессора ВД ТРДД V2500:  
1 – наружная стенка; 2 – внутренняя стенка; 3 – нежесткие связи  
внутренней стенки с наружной (телескопическое соединение)

### **Отрицательное воздействие присоединяемых объемов**

Втулочными присоединенными объемами в компрессоре и турбине принято называть кольцевые полости, образующиеся между конструктивными элементами двухпортовых НА, РК и цилиндрическими проставками ротора, и соединяющиеся с проточной частью кольцевыми щелями (рис. 3.19,а).

В процессе сжатия воздуха в ступени из-за окружной и радиальной неравномерности потока перед решеткой профилей, различных отклонений в геометрии межлопаточных каналов, давления за решеткой тоже не одинаковы по окружности (рис. 3.19,б): есть участки, где давление превышает некоторое среднее (зона А) и участки, где оно ниже среднего (зона В). Тогда по кольцевому каналу воздух из зоны А вытекает в зону В, образуя поперечные течения в проточной части компрессора. Взаимодействие основного потока с поперечным потоком из присоединенных объемов ведет к дополнительным гидравлическим потерям и снижает КПД и газодинамическую устойчивость.



**Рис. 3.19** Влияние присоединенного объема на работу компрессора:  
а) присоединенный объем (зона повышенного давления); б) присоединенный объем (зона пониженного давления)

### 3.8 Управление радиальными зазорами

Необходимо стремиться к минимальным радиальным зазорам, однако монтажный зазор приходится выбирать с учетом того, что радиальный зазор меняется по режимам (рис. 3.20).

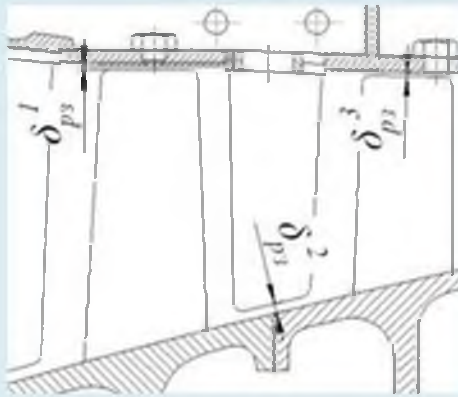


Рис. 3.20 Наличие радиальных зазоров

Для обеспечения минимального расхода топлива на крейсерском режиме, т.е. высокий КПД и минимальный зазоры, приходится вводить систему управления радиальными зазорами. Различают системы управления *активные*, то есть управляемые, и *пассивные*, которые обеспечивают уменьшение радиальных зазоров на заданных режимах автоматически за счет согласования во времени тепловых деформаций ротора и статора.

$$\delta_{pz}^1 = \delta_{мз}^1 - \Delta \delta_{pz}^1, \text{ где}$$

$\delta_{мз}^1$  –монтажный радиальный зазор;

$\Delta \delta_{pz}^1$  –изменение радиального зазора, свойственное рассматриваемому режиму работы двигателя. Схематично динамика изменения  $\delta_{pz}^1$  показана на рис. 3.21.

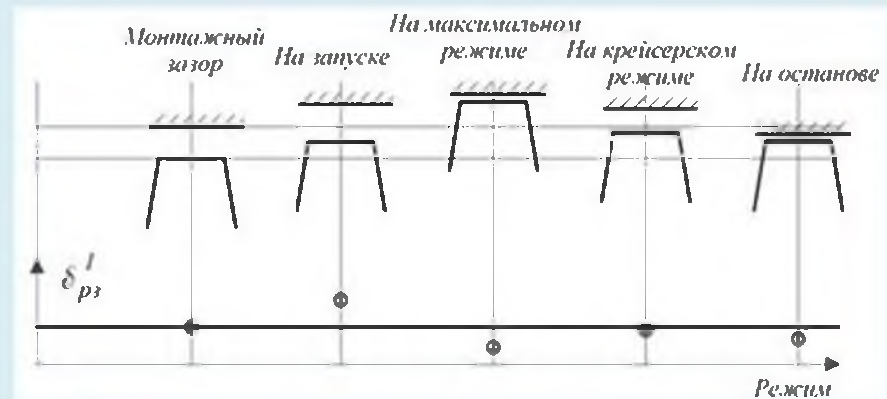


Рис. 3.21 Примерное изменение радиального зазора режимам работы двигателя

Повышению эффекта уменьшения радиальных зазоров от подогрева ступиц дисков способствует малая толщина всех последних 6 ступеней и практически одинаковые их геометрические параметры (диаметр центрального отверстия, ширина и высота ступицы).

Система с подогревом ступиц дисков не нашла широкого применения.



## 3.9 ПРОБЛЕМЫ, СВЯЗАННЫЕ С СОЗДАНИЕМ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

### 3.9.1 Автоколебания лопаток

Автоколебания - это колебания, вызванные силой колебательного характера (поток газа), повторяющиеся с частотой собственных колебаний системы.

Опасность таких колебаний состоит в том, что амплитуда их возрастает от цикла к циклу беспредельно до разрушения.

При обтекании лопатки потоком автоколебания могут начаться с деформации лопаток случайным импульсом, при котором происходит изменение углов атаки (рис. 3.22). Если эти углы находятся в закритической области ( ), то автоколебания называются флаттером. Если углы в докритической области, то колебания называются аэродемпфированием с декрементом затухания  $\delta_{\omega} = 0,03 \dots 0,09$

Величина  $\delta_{\omega}$  соизмерима с декрементом демпферов сухого трения, которые специально вводят в конструкцию лопаток компрессора для снижения амплитуды колебания.

Для устранения автоколебаний увеличивают жесткость лопатки и «разводят» собственную частоту изгибаемых и крутильных колебаний – необходимо, чтобы эти частоты отличались не менее чем на 15%.

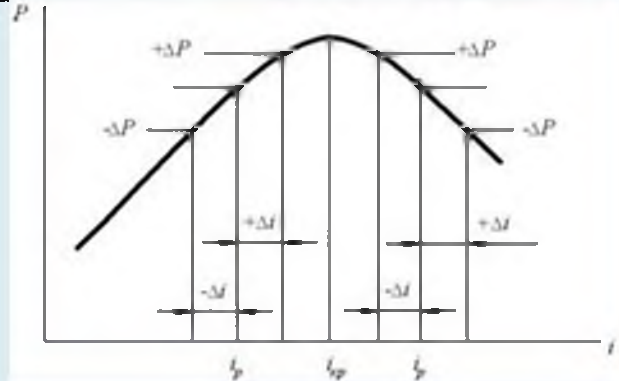


Рис. 3.22 Зависимость подъемной силы  $P$ , действующей на лопатку от угла атаки  $i$ ;  
 $i_{кр}$   $i_p$  – критический и расчетный угол атаки

«Веерный флаттер» возникает в закрученной лопатке с большой парусностью из-за того, что центр давления и центр жесткости на профиле разделены настолько, что набегающий поток сиюю разворачивает профиль относительно центра жесткости, увеличивая амплитуду колебаний (рис. 3.23,а). Это обстоятельство, вызванное автоколебаниями первой рабочей лопатки ветряковатора («веерный флаттер»), длительное время сдерживало доводку ТРДДФ НК-6. Решение: саблевидная лопатка. На рис. 3.23,б показана схема саблевидной лопатки, впервые реализованная на ТРДДФ НК-6. Основная идея такой лопатки – сблизить центр давления и центр жесткости профиля.

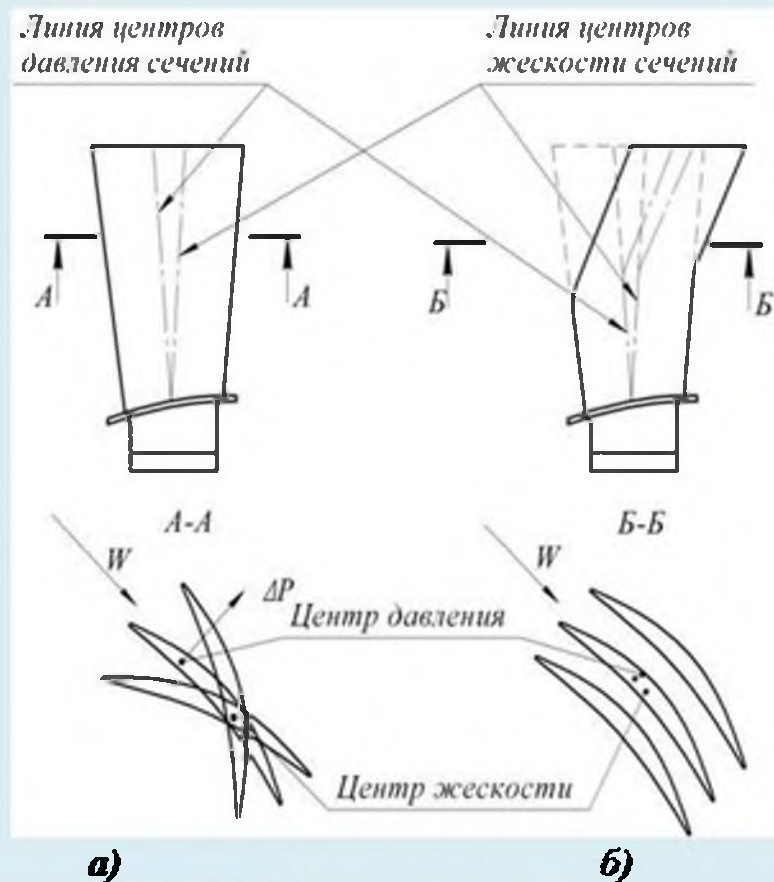


Рис. 3.23 Схема возникновения «веерного флаттера» и устранение его переходом на саблевидную лопатку: ΔP  
 а) развертка пера лопатки;  
 б) развертка пера саблевидной лопатки



### 3.9.2 Проблемы исключения антивибрационной полки

Антивибрационная полка является инструментом ограничения амплитуды переменных напряжений в рабочих лопатках. Необходимость использования этого инструмента решается при выборе концепции веквиляторной лопатки – или это лопатка с большим относительным удлинением (4,0-4,5), или с малым удлинением (2,0-2,5). Антивибрационная полка используется обычно при выборе лопатки с большим удлинением. В этом случае при упрощении, что диск жесткий, полку можно рассматривать как дополнительную опору балки с жесткой заделкой (рис. 3.24). В случае а) дополнительная опора ориентирована на ограничение колебаний по 1-й изгибной форме, б) по 2-й и 3-й форме; в) по 1-й, 2-й и 3-й форме.

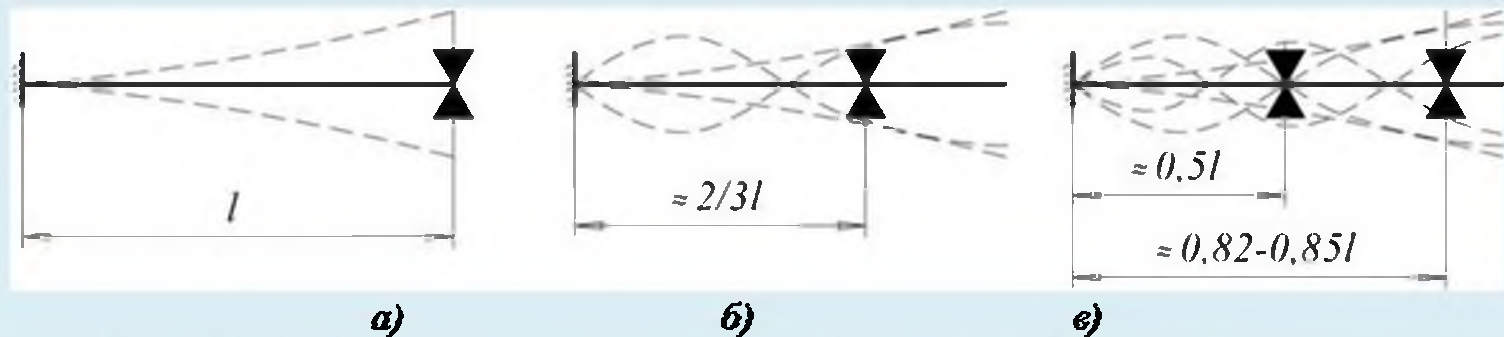
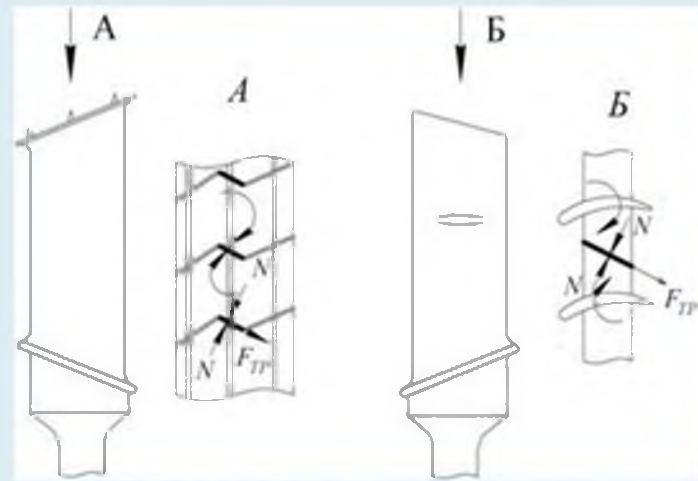


Рис. 3.24 Ограничение амплитуд колебаний лопатки антивибрационными полками

Снижение амплитуды колебаний происходит и за счет рассеяния энергии при трении по контактным поверхностям полок (рис. 3.25).

Отрицательная сторона антивибрационной полки – увеличение гидравлических потерь и снижение КПД ступени на 3-4%, повышение трудоемкости изготовления и массы лопатки. Этим объясняется стремление конструкторов уйти от антивибрационной полки переходом на широкохордовую лопатку с относительным удлинением (2,0-2,5) с использованием композиционных материалов (КМ). Что позволяет оптимизировать жесткость лопаток, обеспечить отстройку от опасных резонансов и снизить массу рабочего колеса.



**Рис. 3.25** Возникновение сил трения по контактным площадкам:  
 а) бандажных полок, б) антивибрационных полок

### 3.9.3 Обледенение

ПОС- противообледенительная система, которая представляет систему отбора воздуха из-за компрессора через клапан ресивер над ВНА, из которого в каждую лопатку подается горячий воздух так, чтобы температура поверхности лопатки была  $40 \dots 60^\circ\text{C}$ .

При  $t = +5 \dots -20^\circ\text{C}$  в воздухе сохраняются капли воды, которые вместе с потоком направляются к входу в двигатель. При ударе капли о твердую стенку (рис. 3.26) вода моментально замерзает и процесс идет лавинообразно. Обледенению подвергаются в ТРДДФ с ВНА: лопатки ВНА, включая поворотную хвостовую часть и кок. В ТРДД без ВНА – только вращающийся кок.

В первом случае задача исключения опасных наростов льда решается показанным ранее способом – подогревом поверхностей лопаток ВНА и кока воздухом с температурой порядка  $300^\circ\text{C}$ , отбираемым из компрессора через управляемую систему отбора – систему противообледенения. Для своевременного включения ПОС есть датчик противообледенения.

Во втором – обогревом вращающегося кока тем же воздухом из компрессора, который подводится к коку постоянно через пустотелый вращающийся вал (пример ТРДД Д-36), и применением «гидрофобного» кока. Гидрофобным обычно называется пустотелый вращающийся кок такой геометрии и конструкции и с такой жесткостью стенок, что образование льда на нем минимально, а при образовании льда конструкция деформируется так, что лед трескается, его сцепление с твердой стенкой уменьшается и он сбрасывается потоком воздуха.

Опасность ледяных наростов:

- сужается входное сечение;
- растет  $T_r^*$  перед турбиной;
- лед может откалываться с лопаток и попадать в проточную часть.

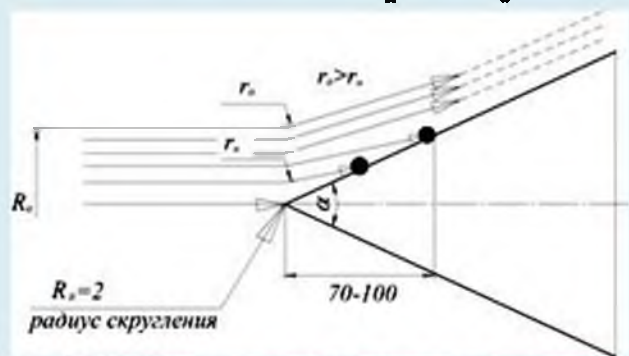


Рис. 3.26 Схема соударения капелек воды с коническим коком

Для повышения противообледенительной способности конического кока:

- выбирают угол конуса  $\alpha = 55 - 60^\circ$ . Наиболее эффективен кок с углом  $\alpha = 45^\circ$  и менее, но при этом повышается длина двигателя и масса кока;
- вводят в конструкцию резиновый носик длиной  $\approx 75$  мм, который при обледенении деформируется под действием центробежной силы от массы льда, лед трескается и сбрасывается потоком воздуха. Этому способствует вибрация кока из-за возрастания дисбаланса (рис. 3.27);
- конус изготавливают из композиционного материала с малой жесткостью стенок. При появлении льда возрастает дисбаланс кока – вибрация усиливает сбрасывающий эффект.

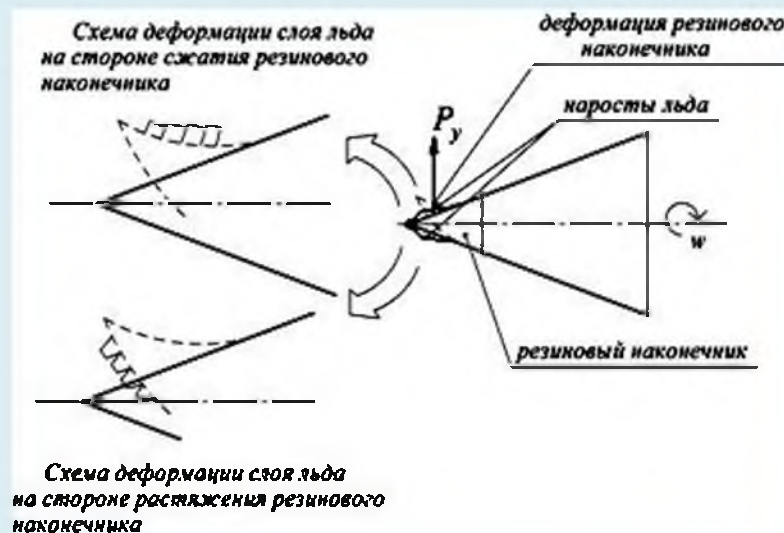


Рис. 3.27 Схема разрушения льда на резиновом наконечнике кока

### 3.9.4 Аэродинамический дисбаланс

Если геометрия и жесткость каждой отдельной лопадки РК одинаковы, то, очевидно, будут одинаковы и газовые силы, действующие на лопадки и, в частности, окружные составляющие этих сил, изображенные на рис. 3.28, упрощенно для четырех лопадок РК.

Тогда  $\sum \vec{P}_{\sigma} = 0$

Однако в РК величина реального неидентичность лопаток по геометрии и жесткости приводит к разбросу значений  $P_{\sigma}$  и тогда векторная сумма  $\sum \vec{P}_{\sigma} = \vec{P}_{\sigma\Sigma}$

Приведение вектора  $\vec{P}_{\sigma\Sigma}$  к центру масс дает силу  $\vec{P}_{\sigma\Sigma}$ , которая действует на ротор аналогично массовому дисбалансу и называется *аэродинамическим дисбалансом*.

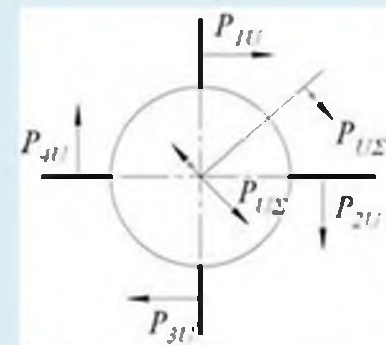


Рис. 3.28 Схема возникновения аэродинамического дисбаланса

Еще один т.н. *деформационный дисбаланс* возникает из-за взаимного смещения хвостовиков лопаток в пазах дисков на рабочих частотах вращения и чаще является следствием балансировки ротора на частотах ниже рабочих.

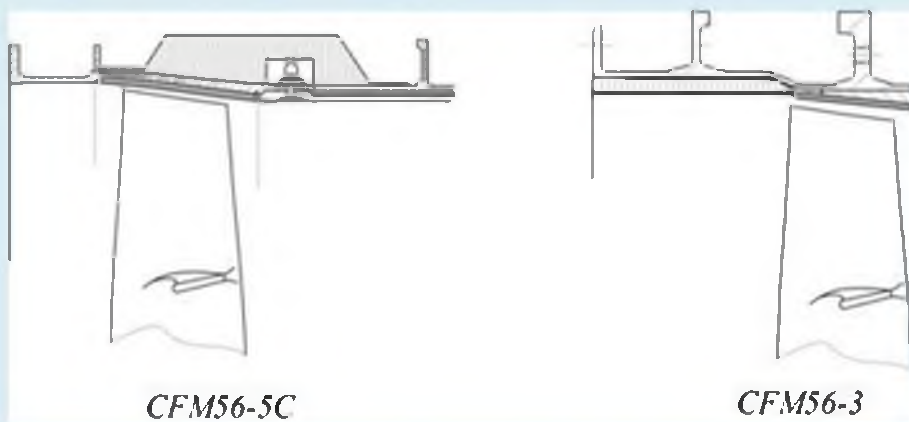
В суммарном дисбалансе ротора вентилятора доля деформационного дисбаланса может достигать до 30%, аэродинамического – до 20%.

### **3.9.5 Обеспечение непробиваемости корпуса**

Одно из требований, которое выдвигается авиационными правилами, это обеспечение безопасности полета при разрушении лопаток и дисков вентилятора компрессора и турбины. Опасность состоит в том, что фрагменты разрушения элементов ротора могут нарушить жизненно важные системы (управления самолетом, топливоподача, надува гермокабины и др.) и привести к катастрофе.

Основным методом выполнения этого требования безопасности полета является обеспечение непробиваемости корпуса, т.е. исключение выхода фрагментов ротора за пределы корпуса.

Достигается это или увеличением толщины и оребрения стенки корпуса, или конструированием специальной защиты (рис.3.29). В ряде случаев непробиваемость обеспечивается целенаправленным использованием элементов статора – расположением фланцев поперечных разъемов в плоскости рабочего колеса, введением двойной стенки статора и др.



*Рис. 3.29* Конструктивные обеспечения непробиваемости корпуса вентилятора:  
ТРДД CFM56-5C – защита из композиционного материала;  
ТРДД CFM56-3 – оребрение корпуса

### 3.9.6 Снижение шума в источнике

Вентилятор и реактивная струя являются основными источниками шума ТРДД.

Мерами снижения шума вентилятора в современных ТРДД:

- переход на одноступенчатый вентилятор;
- исключение из конструкции ВНА;
- увеличение осевого зазора между РК и НА до величин 2-2,5 хорд РК.

### 3.9.7 Уменьшение последствий при попадании птиц

В процессе проектирования вентилятора должно быть учтено попадание птиц на вход в двигатель, что возможно в зоне аэродрома при взлете и посадке.

Проверка надежности конструкции вентилятора при ударе птицы о лопатки ВНА или РК обычно производится специальными стендовыми испытаниями, когда в двигатель вбрасывается птица установленной нормами массы (0,7...1,8 кг) со скоростью равной реальной относительной скорости сближения птицы с решеткой.

Результаты таких испытаний могут вызвать переделку конструкции рабочей лопатки вентилятора – увеличение радиуса входной кромки, максимальной толщины профиля и др., т.е. предопределить отход от первоначально выбранных оптимальных профилей лопаток НА и РК.

Схема соударения птицы с рабочим колесом показана на рис. 3.30.

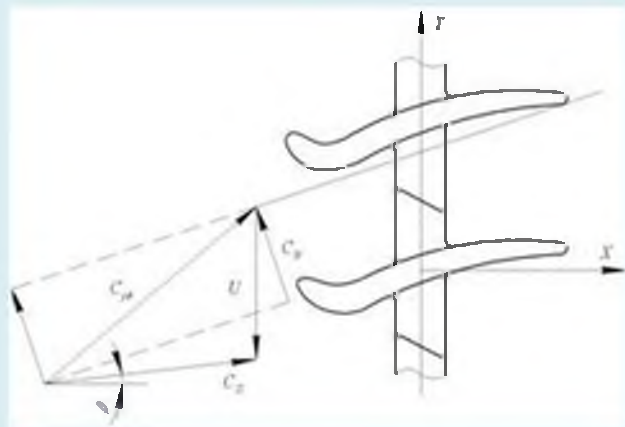


Рис. 3.30 Схема соударения птицы с решеткой профилей РК и деформации лопаток:

$C_{\text{П}}$  – относительная скорость сближения птицы с решеткой;  $U$  – окружная скорость;  $C_{\text{у}}$  – абсолютная скорость соударения птицы с лопаткой РК;  $\beta$  – угол удара;  $C_{\text{Н}}$  – нормальная к лопатке (хорде) составляющая скорости соударения.



### 3.9.9 Проблема размещения лопаток на малом диаметре втулки

Используется криволинейный замок ласточкин хвост (рис. 3.31).

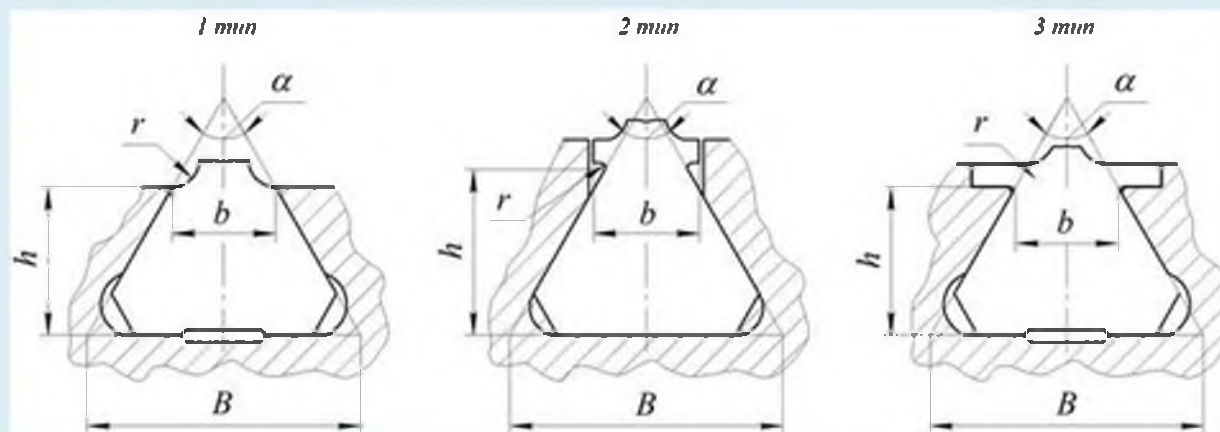


Рис. 3.31 Три исполнения замка «ласточкин хвост»



# ГЛАВА 4 ТУРБИНЫ

## 4.1 ТУРБИНА В РАБОЧЕМ ПРОЦЕССЕ

Турбина в рабочем цикле ГТД обеспечивает выработку мощности, необходимой для привода компрессора и частично для привода агрегатов двигателя и летательного аппарата.

С увеличением  $T_g^*$  возрастает работа цикла и  $P_{уд}$  удельная тяга двигателя. При фиксированной удельной тяге повышение  $T_g^*$  приводит к снижению габаритов и массы двигателя.

Это основная причина постоянного роста  $T_g^*$ , которая с начала 40-х годов прошлого столетия увеличилась почти в 2 раза с 1000 до 1900К. КПД турбины достигает уровня 0,9...0,94.

При температуре с 1900 до 2000К лопатки работают при температуре равной или больше температуры плавления материала.

## 4.2 ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

Основные требования к конструкции турбины:

- минимальное число ступеней;
- высокий уровень  $T_g^*$  и возможность увеличения  $T_g^*$ ;
- высокий КПД и сохранение технического ресурса;
- минимальный расход воздуха на охлаждение;
- оптимальный тепловой режим подшипников узлов;
- технологическое совершенство (КИМ и трудоемкость);
- минимальная масса;
- надежность.

Отметим преимущества осевой газовой турбины как тепловой машины:

- относительная простота конструкции, малый удельный вес;
- возможность получения больших мощностей в ограниченных габаритах;
- возможность наращивания мощности в ходе доводки и модернизации двигателя.

## 4.3 Выбор формы проточной части турбины

При выборе формы проточной части турбины учитываются газодинамические, конструкторские и технологические требования, но и здесь выбор основывается на оптимизации газодинамических параметров.

$D_x = const$  Эта форма тракта выгодна на первых охлаждаемых ступенях (турбина ВД) при большом срабатываемом теплопередаде (300-400°C), так как позволяет удержать минимальные радиальные зазоры даже без бандажных колодок на рабочих лопатках (зазоры не изменяются при осевом перемещении ротора).

Увеличение среднего радиуса ведет к увеличению окружной скорости, теплоперепад увеличивается от первой к последней ступени при высоких КПД на основных режимах (крейсерский, взлет); используется в ТНД.

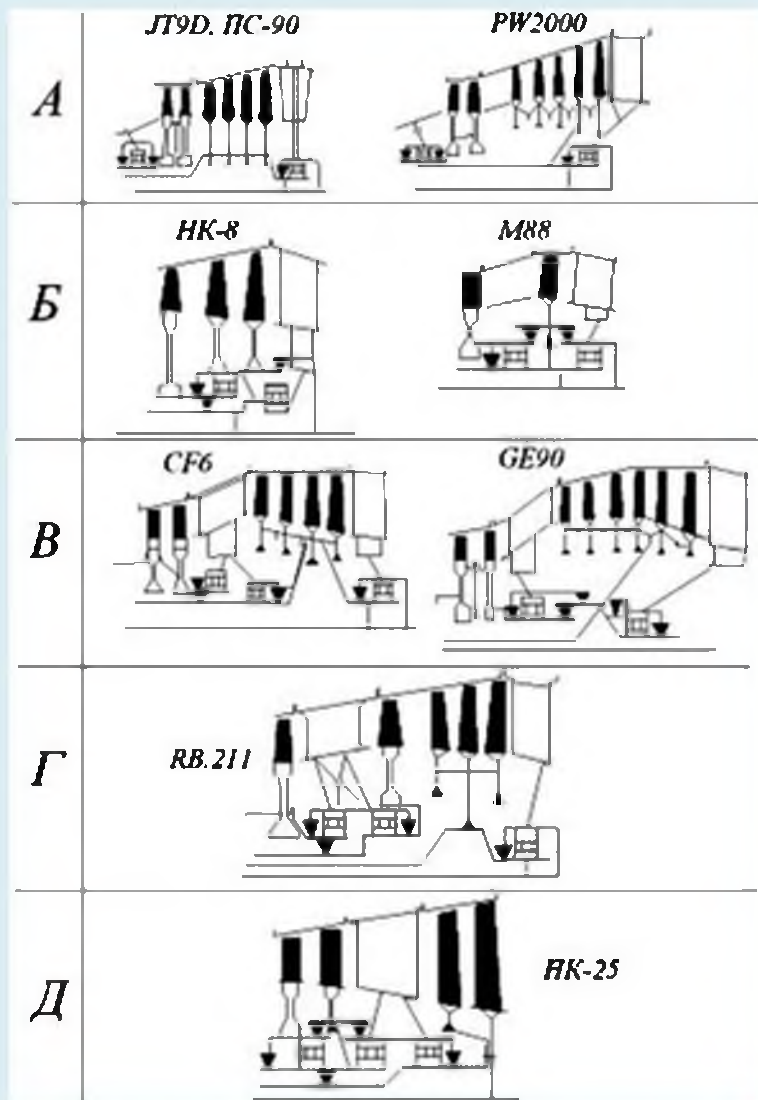
определяет равномерное распределение теплоперепада по ступеням с высоким КПД на расчетном режиме.

## 4.4 Выбор конструкторской схемы турбины

Размещение опор ротора в турбине имеет принципиальное значение как для формирования облика турбины, так и двигателя в целом

Мотивы размещения опор роторов в турбине определяются:

- стремлением уменьшения числа опор как отдельных узлов-модулей двигателя;
- поиском места для размещения опоры с минимальным уровнем температур;
- совмещением функций стоек опор и лопаток СА для упрощения конструкции и снижения массы двигателя;
- уменьшением расстояния между опорами и достижения, таким образом, требуемой жёсткости ротора и статора и, в конечном счете, нужной критической частоты вращения.



**Рис. 4.1** Конструктивные схемы опор с различным числом и размещением подшипников

Проведем анализ конструктивных схем турбины, представленных на рис. 4.1, по этому признаку.

**Схема А.** Опора перед ТВД в зоне высоких температур, и опора две – это недостатки схемы. Но расстояние между опорами ротора ВД минимальное, следовательно изгибная жесткость системы «ротор-корпус» наибольшая и вторая опора за ТНД – в благоприятных температурных условиях.

**Схема Б.** Опора одна и расположена в ТНД – это бесспорное преимущество такого размещения подшипников, но есть два недостатка: межвальтовый подшипник и увеличенное расстояние между опорами каскада ВД.

**Схема В.** Две опоры и расстояние между опорами каскада ВД больше, чем в схеме А – это недостатки. Лучший температурный режим первой опоры – преимущество.

**Схема Г.** В 3-каскадной турбине две опоры: опора с подшипниками ротора ВД и ротора СД находится между турбинами ТВД и ТСД в относительно «горячей» зоне, но в ней использовано совмещение стоек опоры и лопаток СА ТСД. Опора ТНД в зоне низких температур.

**Схема Д** в какой-то мере устранила недостатки схемы Г: одна опора, которая расположена в менее нагретой зоне между турбинами СД и НД, есть и совмещение стоек с лопатками СА ТНД, но присутствие межвольтового подшипника ротора ВД за турбиной ВД считают недостатком.

## 4.5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ

### 4.5.1 Выбор хвостовика

Конструктивные формы хвостовика елочного типа регламентируются стандартом ОСТ 110975-73, где массив конкретный исполненный определяется варьированием шагом  $S$ , углом  $j$  между средними линиями гребенок зубьев, углом  $\beta$  между средней линией гребенки и рабочей поверхностью зуба, углом  $\gamma$  между рабочей и нерабочей поверхностью зуба и числом пар зубьев  $q$  (табл. 4.1).

Таблица 4.1

$S, \text{мм}$	$\varphi^\circ$	$\gamma^\circ$	$\beta^\circ$	К олич еств о пар зубь ев $q$
		Предельное отклонение		
		$\pm 30'$	$\pm 15'$	
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5	20	65	115	2
		60	120	
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,2; 6,0	30	55	105	2 ...5
		60	120	
		65	115	
	40	55	105	
7,0; 8,0	30	55	105	2 ,3
		60	120	
7,0; 8,0; 10,0; 12,0; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0	50	65	115	
		55	105	

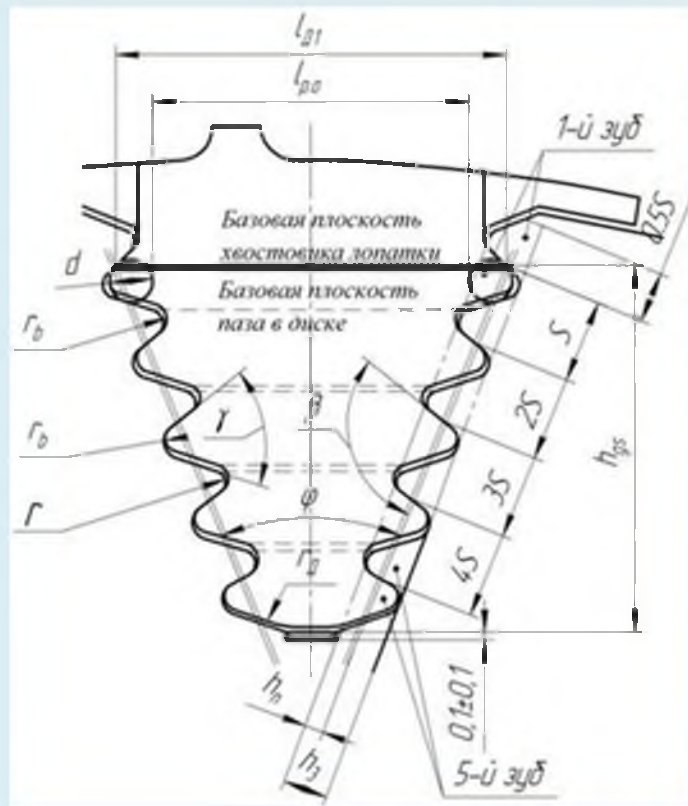


Рис. 4.2 Хвостовик елочного типа

Для соединения рабочих лопаток с диском в авиационных турбинах применяется только хвостовик елочного типа, что сопряжено с его преимуществами (рис. 4.2):

- клиновидная форма (клин к центру) обеспечивает размещение большего числа лопаток на окружности диска. При такой форме хвостовика и выступа диска равномернее передается центробежная сила от масс лопаток на диск по сравнению с другими типами креплений – с меньшей концентрацией напряжений;
- свободная установка лопаток в диск (с зазором 0,2...0,3 мм) исключает температурные напряжения в системе «хвостовик – паз», облегчает замену лопаток при монтажных операциях;
- зазоры с нерабочей стороны зуба хвостовика позволяют организовать продувку соединения охлаждающим воздухом, и, таким образом, снизить температуру обода и тепловой поток в диск;
- работа хвостовика в упругопластической области, определяемая высоким уровнем рабочих температур и нагрузок, приводит к равномерному нагружению всех зубьев за счет перераспределения деформаций.

Нужно отметить и недостатки:

- затруднен теплоотвод от рабочих лопаток в диск из-за малой площади контакта хвостовика и обода;
- концентрация напряжений по радиусам впадин хвостовика и выступа;
- высокая требуемая точность исполнения шага и других элементов, что увеличивает трудоемкость изготовления лопаток.

## 4.5.2 Выбор хвостовика по единичной силе и по графикам подобия

Выбор хвостовика обеспечивается предусмотренной стандартом процедурой предварительной оценки напряженной смятия  $s_{см}$ , среза  $t_{ср}$ , изгиба  $s_{из}$  и запасов прочности по единичной силе, приходящейся на единицу длины зуба при толщине зуба, принятой за единицу ( $S = 2$  мм,  $r = 0,35$  мм,  $\Delta = 0,05$  мм). Эти просчитанные для каждого сочетания углов  $j, \gamma, \beta$  напряжения обозначаются  $\bar{\sigma}_{см}, \bar{\tau}_{ср}, \bar{\sigma}_{из}$  и даны в виде графиков (рис. 4.3).

Имея результаты профилирования пера, можно решить задачу размещения на базовой поверхности ножи хвостовика или корневого сечения на полке хвостовика. В результате ставится обоснованной ширина базовой поверхности хвостовика  $l_{дл}$ .

Используя проверенное практикой правило, «что ширина основания выступа на диске не должна быть меньше ширины базовой поверхности хвостовика», можно, задаваясь некоторым средним значением угла клина  $j$  (например,  $20-30^\circ$ ), максимальным числом пар зубьев  $q$  и шагом  $S$ , оценить размещение лопаток и выбрать хвостовик.

По принятой в компоновке проектируемой турбины ширине обода диска (длине зуба)  $b$  определяется объем хвостовика, ножи и полки хвостовика и по известной массе пера подсчитывается центробежная сила лопатки  $P_j$ .



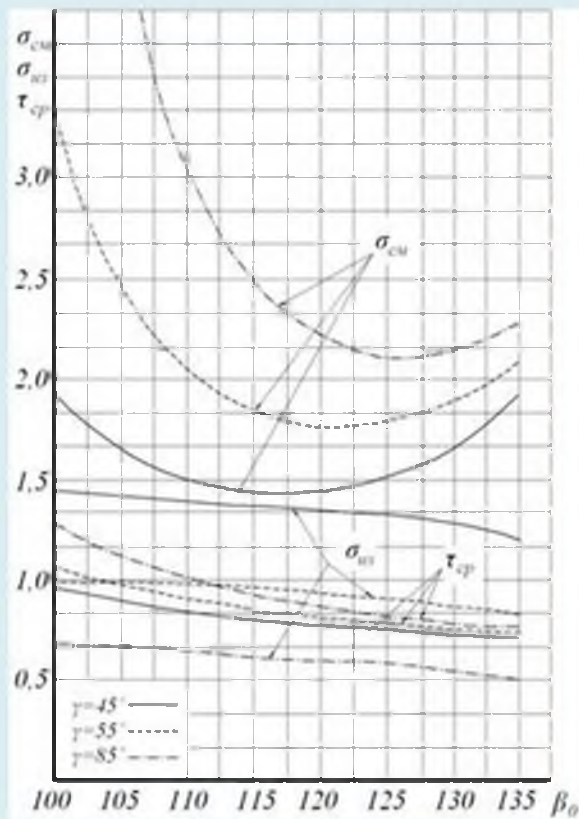


Рис. 4.3 Пример изменения напряжений  $\bar{\sigma}_{ср}$ ,  $\bar{\tau}_{ср}$ ,  $\bar{\sigma}_{из}$  для угла  $\varphi = 30^\circ$

Выбрав значение углов  $\gamma$  и  $\beta$ , оценивают напряжения по формулам:

$$\sigma_{ср} = 2\bar{\sigma}_{ср} \frac{P_{ж}}{bS}, \quad \sigma_{из} = 2\bar{\sigma}_{из} \frac{P_{ж}}{bS}, \quad \tau_{ср} = 2\bar{\tau}_{ср} \frac{P_{ж}}{bS}$$

Запас прочности по напряжениям среза:

$$K_{\tau} = \frac{0.6\sigma'_{Вс}}{\tau} \geq 4$$

По напряжениям смятия:

$$K_{ср} = \frac{\sigma'_{0,2ср}}{\sigma_{ср}} \geq 1,5$$

По напряжениям изгиба:

$$K_{из} = \frac{\sigma'_{Вк}}{\sigma_{из}} \geq 2$$



### 4.5.3 Проектирование бандажной полки

Бандажные связи рабочих лопаток турбины на ранних конструкциях ГТД встречались в виде проволоочного составного кольца, расположенного на  $2/3$  высоты лопатки (ГРДФ Р11Ф300). Как и в компрессоре, решалась задача снижения амплитуды колебания рабочей лопатки. В турбинах двигателей 4-го и 5-го поколений кольцевой бандаж выполняется в виде контактирующих полок на периферии рабочих лопаток (рис. 4.4).

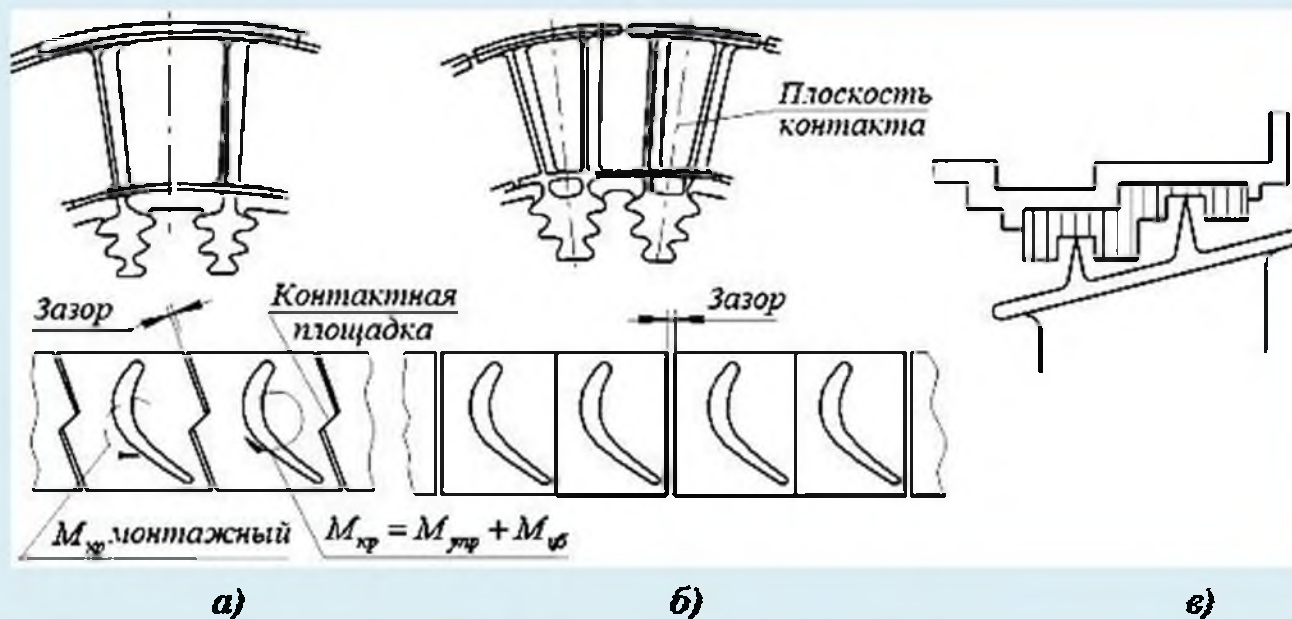


Рис. 4.4 Бандажные связи рабочих лопаток:

а) бандажная полка типа «зигзаг» (в плане);

б) прямоугольная бандажная полка (две лопатки в одном поле диска);

в) врезание гребней лабиринтов бандажной полки при осевых смещениях ротора на переходных режимах

В бандажированном рабочем колесе отсутствуют перетекания газа с корытца на спинку. Бандажная полка придаёт ещё одно качество турбинной лопатке: при осевых смещениях рабочего колеса радиальный зазор остаётся постоянным.

При изгибных колебаниях лопатки с бандажной полкой проявляется эффект демпфирования колебаний. Анализируя демпфирование, будем исходить из того, что лопатка колеблется по первой изгибной форме относительно оси  $O\eta$  в направлении оси  $O\xi$  (рис. 4.5).

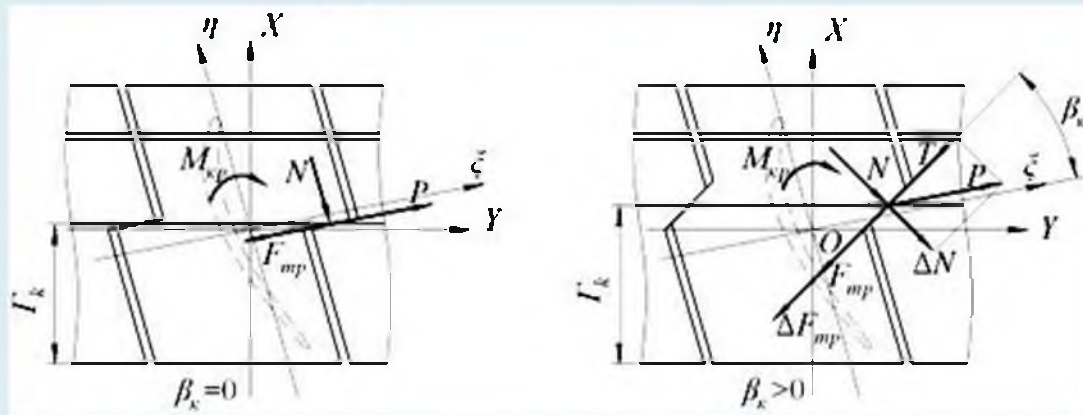


Рис. 4.5 Влияние угла  $\beta_k$  на демпфирование колебаний лопатки

Варьируя углом  $\beta_k$ , можно увеличивать или снижать амплитуду перемещения по контактным площадкам  $\Delta\xi$ , а следовательно влиять на работу трения и уровень демпфирования:

$$A_{mp} = k \cdot N \cdot f \cdot \Delta S$$

При  $\beta_k = 0$  сила  $N$  определяется только натягом по контактным площадкам, который зависит от крутящего момента, действующего в периферийном сечении.

При умеренных значениях  $\beta_t = 10 \div 30^\circ$  сила  $N$  и работа трения при одинаковых  $\Delta N$  будет выше за счет появления дополнительной силы  $\Delta N$  на наклонной плоскости.

Для уменьшения износа по контактным площадкам вводят твердосплавные пластины.

Необходимо, чтобы центр тяжести бандажной полки совпадал с центром тяжести периферийного профиля лопатки. Это исключает изгиб пера центробежной силой от массы бандажной полки. Данная операция называется центрированием.

Р асчет на прочность бандажной полки.

Бандажная полка - это оребренная пластина, закрепленная по площадке периферийного сечения, нагруженная центробежной силой и моментом от этой силы.

Расчет ее ведется в среде ANSYS.

$$\sigma_{\text{доп}} = 250 \text{ МПа}$$

$$K_s = 2,5 \text{--} 3,0$$

Проектирование пера:

- периферийное сечение должно нести бандажную полку с тем же запасом прочности (2,5...3,0);
- у пустотелой охлаждаемой лопатки минимальная толщина стенки в периферийном сечении 0,6...1,1 мм.,

$$\frac{F_s}{F_a} = 1,2 \text{--} 1,5$$

Запасы прочности  $K_s = 1,5 \text{--} 2,0$

#### **4.5.4 Особенности конструирования ротора турбины**

В практике создания авиационных турбин использовались два типа роторов: дисковый и барабанно-дисковый.

В роторах дискового типа передача крутящего момента происходит от диска к валу шпильками (PW4000, ПС-90А).

В турбине НД чаще всего применяют ротор барабанно-дисковой конструкции. Передача крутящего момента болтами со специальными втулками и без них, радиальными штифтами, треугольными торцевыми шпильками (RB211, малоразмерные двигатели).

## 4.5.5 Меры против разбалансировки ротора

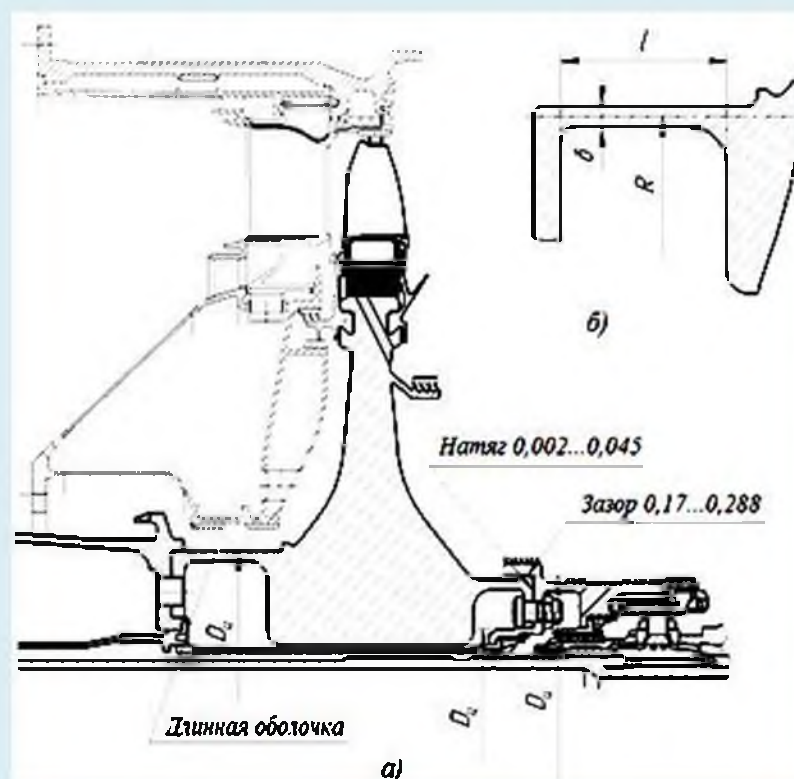
К изменению балансировки ротора приводит ослабление натягов по центрирующим пояскам. Поэтому в конструкции турбин обычно придерживаются правила – «охватывающая деталь должна иметь меньшие радиальные деформации» (рис. 4.6, задний фланец). В примере на рис. 4.6 нагретый диск деформируется больше, чем охватывающий фланец заднего носка, и в результате таких деформаций натяг по центрирующему пояску не ослабляется.

Другой конструктивный прием сохранения посадки по центрирующим пояскам – сделать в соответствии с теорией оболочек длинную оболочку, соединяющую диск с фланцем (рис. 4.6, б), выдерживая условие:

$$\beta l \leq 3, \quad \beta = \frac{1285}{\sqrt{R\delta}}$$

Рис. 4.6 Сохранение балансировки по режимам на примере ротора турбины ВД НК-93:

- а) охватывающая деталь с меньшими радиальными деформациями;
- б) вариант фланца диска на длинной оболочке



## 4.5.6 Выбор радиальных зазоров и их управление

Системы управления радиальными зазорами в турбине, как и в компрессоре, строятся на воздействии или на статор или на ротор. Статорные системы управления могут быть пассивными и активными, роторные – активными и связаны с частичным отключением охлаждения на крейсерском режиме.

Активное управление широко используется во всех двигателях больших тяг. В качестве примера показана система двигателя ТРДД СГМ 56-7В (рис. 4.7).

При проектировании активной системы управления радиальными зазорами для крейсерского режима необходимо зная деформации ротора и, задаваясь минимальным радиальным зазором (0...0,2 мм), нужно оценить требуемую радиальную деформацию статора за счет охлаждения. Следующим шагом будет решение задачи теплоотвода для получения потребной деформации и конструктивное воплощение управляемой системы охлаждения статора.

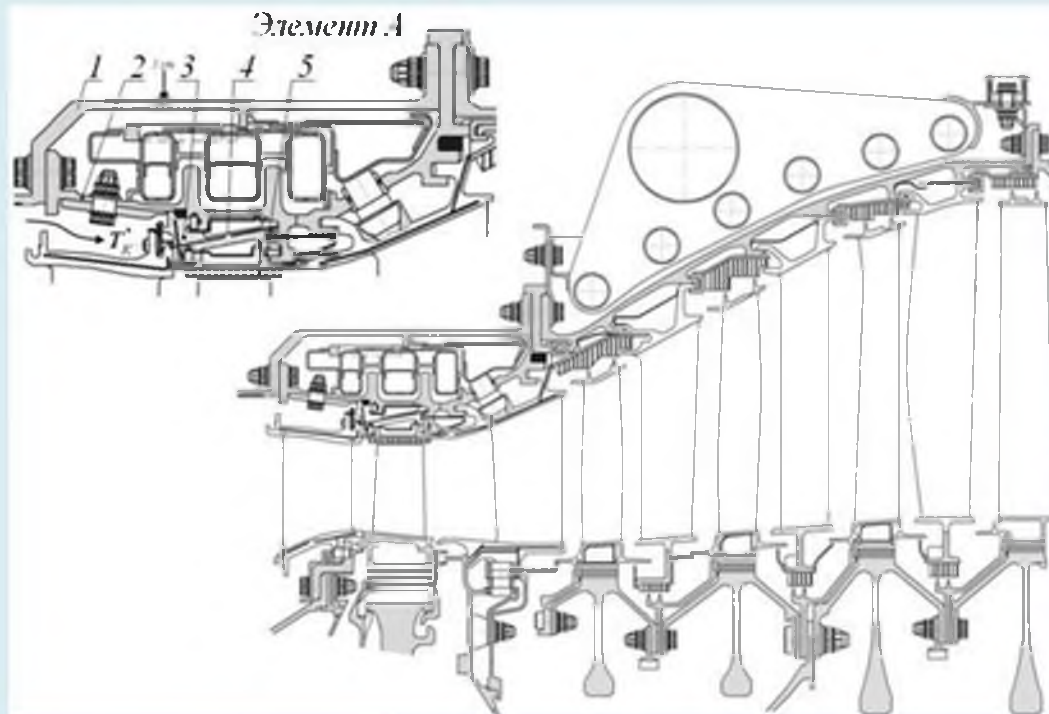
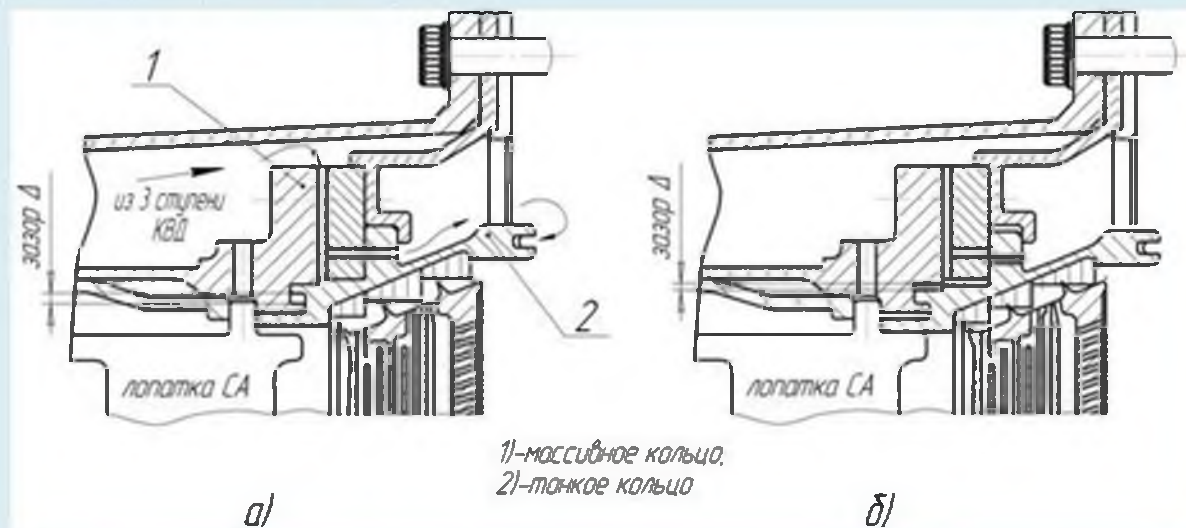


Рис. 4.7 Система управления радиальными зазорами в ТРДД СГМ 56-7В: активная в турбине НД и совмещенная в турбине ВД – элемент А: 1 – наружная стенка; 2 – промежуточная стенка; 3 – сегменты массивного кольца М; 4 – уплотнения между сегментами; 5 – тонкостенное трактовое кольцо Т



При проектировании активной системы управления радиальными зазорами для крейсерского режима необходимо знать деформации ротора и, задаваясь минимальным радиальным зазором (0...0,2 мм), нужно оценить требуемую радиальную деформацию статора за счет охлаждения. Следующим шагом будет решение задачи теплоотвода для получения потребной деформации и конструктивное воплощение управляемой системы охлаждения статора.

Пример пассивной системы управления радиальными зазорами турбины ВД ТРДД RB 211-535 показан на рис. 4.8. Основа системы – массивное кольцо 1, состоящее из двух частей, и относительно тонкое рабочее кольцо 2 с сотовыми вставками.



**Рис. 4.8** Пассивное управление радиальными зазорами на турбине ВД RB 211-535:

а) схема положения кольца малой массы на запуске, крейсерский режим;

б) схема положения кольца на останове

При запуске, увеличении режима и при приемистости тонкое рабочее кольцо быстро нагревается и, расширяясь в радиальном направлении, упирается в массивное кольцо 1 (с большой тепловой инерцией), попутно открывая канал для протока охлаждающего воздуха из-за 3-й ступени КВД.



Оба кольца охлаждаются воздухом, обеспечивая одинаковый темп прогресса и расширения статора и ротора, а значит и постоянство радиального зазора.

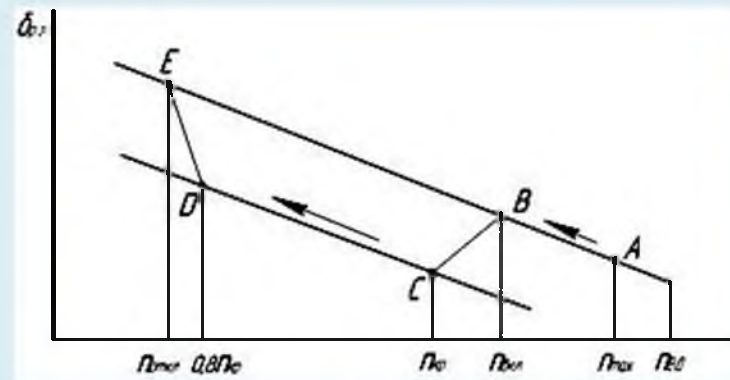
На остановке, при уходе на меньший режим, и при сбросе газа температура кольца 2 снижается и при радиальном сжатии оно садится на упорный бурт кольца 1 и будет удерживаться им. Радиальный зазор уменьшится, но врезания ротора в статор не будет. В этом положении отверстия для прохода воздуха перекрыты.

Совместное активное и пассивное управление использовано в турбине ВД ТРДД CFM 56-7B (рис. 4.7, элемент А). Активная система определяет управление радиальным зазором по режимам работы двигателя. Пассивная – усиливает этот эффект на стационарных режимах и гарантирует зазор на режимах запуска и останова.

При снижении количества охлаждающего воздуха температура диска и лопаток увеличивается и, следовательно, возрастают термические расширения и силовые деформации диска и лопаток, что ведет к уменьшению радиального зазора. В итоге частичное отключение охлаждения турбины ВД увеличивает КПД цикла и топливную экономичность за счет уменьшения потерь рабочего тела на охлаждение и снижения потерь в радиальном зазоре.

Положительный эффект повышения топливной экономичности возрастает, если одновременно с частичным отключением охлаждения ротора использовать и охлаждение статора. Диаграмма работы объединенных двух систем показана на рис.4.9.

*Рис. 4.9* Диаграмма совместной работы систем охлаждения ротора и статора: линия EA – система охлаждения ротора включена, а статора выключена; линия DC – система охлаждения ротора выключена, а статора включена



## 4.6 Выбор конструкции статора

### 4.6.1 Требования

Основные требования заключаются в следующем:

- прочность при оптимальном температурном режиме;
- жесткость изгибная и крутильная для уменьшения влияния на радиальные зазоры;
- герметичность для исключения протечки газа, течей топлива при ложном запуске и утечек охлаждаемого воздуха;
- непробиваемость;
- технологическое совершенство;
- минимальная масса.

### 4.6.2 Концепция статора старой конструкции

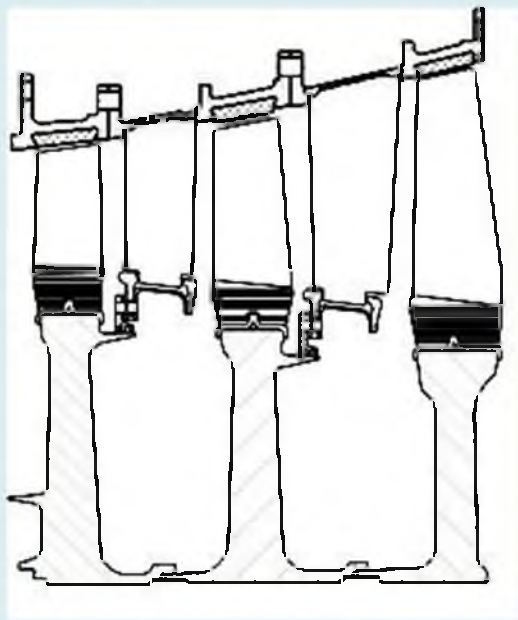
На рис. 4.10 представлена турбина ТВД АИ-20 первых серий, где статор турбины выполнен одностенным с неохлаждаемыми лопатками СА, соединенными с корпусом сваркой. Свободное температурное расширение лопаток СА происходит от периферии к центру, для чего лопатки свободно с зазором вставлены в просечки внутреннего кольца СА. Лопатки СА и просечки на внутреннем кольце выполнены таким образом, что зазор  $\delta_0$  по контуру профиля находится в пределах 0,015...0,1 мм, что обеспечивает центрирование кольца на лопатках СА и скрепленного с ним кольца лабиринтного уплотнения (рис. 4.10, схема б).

Минимизация радиального зазора  $\delta_1$  по периферии РК обеспечивается срабатываемым слоем на стенках корпуса в виде керамических вставок, набираемых в паз «пластичный хвост» через монтажное окно.

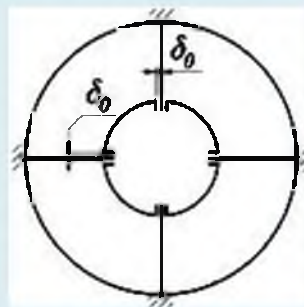
Преимущества выбора одностенного статора – снижение массы и простота конструктивного исполнения статора и сопловых лопаток.

Однако такой подход имеет недостатки:

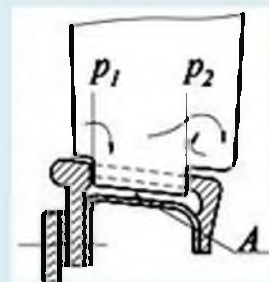
- высокая температура стенки корпуса, который включен в силовую схему;
- малый ресурс из-за трещин по сварным швам (жаропрочные материалы плохо свариваются);
- износ по лопаткам и лабиринтам из-за высокой твердости металлокерамических вставок;
- низкая ремонтпригодность;
- велики гидравлические потери во втулочном сечении из-за радиальных втеканий (рис.4.10, в), которые возникают из-за разности статических давлений у передней и задней кромки просечки и установлении некоторого среднего давления в полости А – присоединенном объеме.



а)



б)



в)

Рис. 4.10 Турбина ТВД АИ-20 первых серий: а) с одностенным статором;

б) схема центрирования внутреннего кольца СА (лабиринтного кольца);

в) образование гидравлических потерь во втулочном сечении

### 4.6.3 Концепция статора турбины с новыми подходами конструкции

Двустенный статор представлен на рис. 4.11. Основная идея – сделать конструкцию разборной и снизить температуру стенок корпуса. Вторая внутренняя стенка двустенного корпуса состоит из отдельных участков: траковых колец и наружных полок СА. Варьируя расстоянием между стенками и конструкцией крепления СА и траковых колец к корпусу, можно снижать температуру стенок корпуса, обеспечивать транспортирование охлаждающего воздуха, размещать элементы теплоизоляции и систем управления радиальными зазорами.

Крепление и центрирование СА и траковых колец обеспечивается с помощью посадочных поясков («зацепов») на внутренних буртах корпуса, которые, кроме того, увеличивают его прочность и жесткость.

Решетка СА обычно выполняется литой в виде блоков из 2...5 пустотелых лопаток или из отдельных лопаток, соединенных в блок сваркой (рис. 4.11).

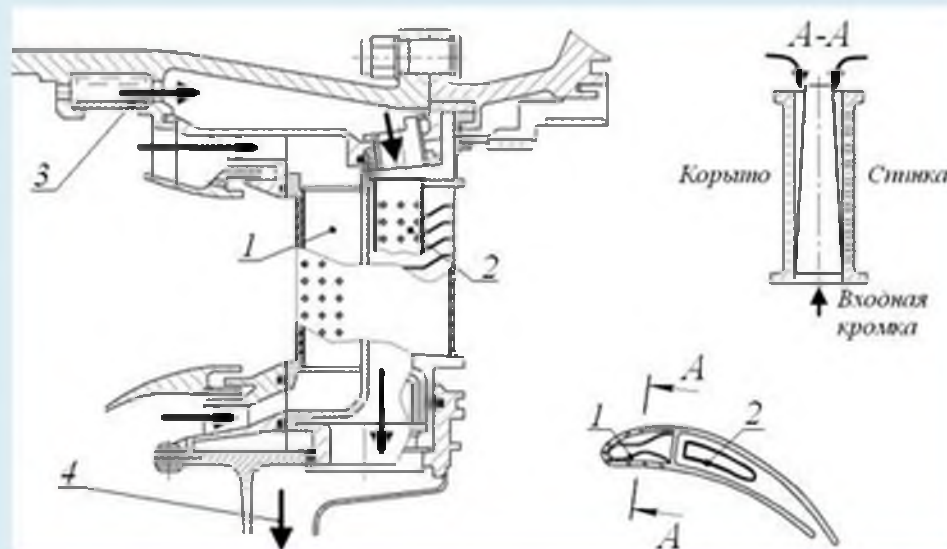
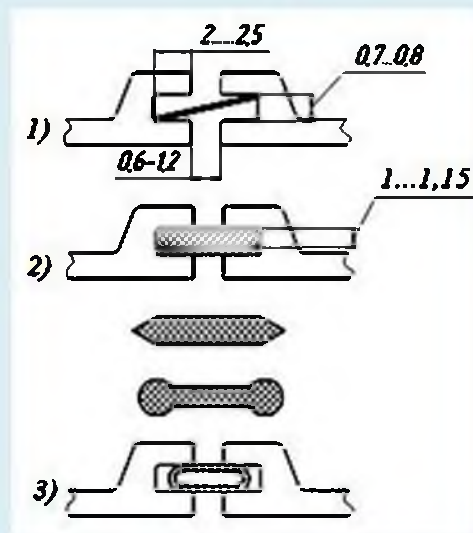


Рис. 4.11 Сошловой аппарат первой ступени ТРД НК-56:

- 1 – дефлектор передней полости, обеспечивающий автономное охлаждение передней кромки, корытца и сливки;
- 2 – дефлектор задней полости;
- 3 – левая система частичного отключения подвода охлаждаителя к рабочей лопатке ТВД;
- 4 – охладитель к рабочей лопатке ТВД

На рис.4.12 показаны отдельные исполнения уплотнений по стыкам блоков СА. На торцах стыков каждого блока литьем или методом ЭХО выполняются канавки, в которые при сборке СА вставляются уплотнители: металлические пластины из жаропрочного материала (ВЖ-98), уплотнители из материала МР разного исполнения, тонкостенная трубка  $3 \times 0,3$ , запаянная по концам и частично заполненная водой, и др.



**Рис. 4.12** Конструктивное исполнение уплотнения по стыкам блоков СА:

- 1 – с металлической пластиной;
- 2 – уплотнитель из материала МР с разной формой;
- 3 – пустотелая трубка.

Отметим особенности и положительные стороны такого исполнения:

- в конструкции реализован принцип двойной стенки, что позволяет решить две задачи: снизить температуру наружной стенки по сравнению с внутренней на  $150-350\text{K}$ , и, учитывая, что внутренняя стенка не нагружается и не деформируется, гарантируется стабильность радиальных зазоров по режимам и по ресурсу;
- блочная конструкция СА уменьшает число стыков и увеличивает герметичность полости с охлаждающим воздухом, исключая радиальные втекания его в тракт;
- обеспечивается закрепление лопаток СА в наружном корпусе, свободное расширение к центру и центрирование лабиринтного кольца (16-18 шпиль) и постоянство радиальных зазоров по режимам;
- высокая надежность и ремонтнопригодность;
- технологическое совершенство (КИМ, бесприсусковое литье).

Недостатки такой конструкции связаны с усложнением ее, увеличением числа деталей и веса.



## 4.6.4 Выбор материалов деталей турбины

Высокие рабочие температуры при резком их изменении (нестационарные тепловые нагрузки) в сочетании с агрессивной газовой средой, статическими, переменными и циклическими нагрузками и ряд других факторов стали причиной характерных требований к выбору материалов для основных деталей турбины.

- длительная прочность (жаропрочность)  $\sigma_{br}^t$ , определяющая статическую прочность детали при работе с температурой  $t^{\circ}\text{C}$  в заданном временном интервале  $\tau$ ;
- термостойкость (сопротивление термоусталости), определяющая стойкость горячих деталей к резким изменениям температуры, когда возникает большой градиент температур в тонких поверхностных слоях, что приводит к появлению трещин в поверхностных слоях и на кромках;
- выносливость  $\sigma_{-1}$  при повышенных температурах, гарантирующая прочность при знакопеременных нагрузках.

У сплава ЖС30  $\sigma_{-1} = 200 \text{ МПа}$  при  $t=20^{\circ}\text{C}$  и  $\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$  при  $t=900^{\circ}\text{C}$ ;

- пластичность, определяющая чувствительность материала к концентраторам напряжений. У сплава ЖС КП с рабочей температурой  $900...1000^{\circ}\text{C}$  изменение относительного удлинения  $\delta$  показано в табл.4.2.

$t^{\circ}\text{C}$	20	600	700	900	1000	1100	1200
$\delta, \%$	13	16	18	10	9	6	40

Таблица 4.2

- жаростойкость (окалиностойкость), сопротивление разрушению поверхности лопаток из-за коррозионно-эрозивного воздействия высокотемпературного газового потока;
- технологичность (легкие свойства, обработка давлением, резание, свариваемость);
- стоимость.

Все жаропрочные сплавы делаются на основе никеля.

Перспективы для увеличения жаропрочности:

- керамические сплавы;
- порошковая металлургия на новом уровне.



## 4.7 Охлаждение лопаток турбины

Цель охлаждения - удержать температуру лопатки в интервале допустимых температур.

Пути охлаждения:

- повышение жаропрочного материала за счет комбинации компонентов и структуры (направленная кристаллизация и монокристаллизация);
- покрытие «термический барьер» позволяет снизить температуру лопатки на 30-50 град. на уровне  $T_T^* = 1000\text{ K}$ , что позволяет увеличивать ресурс в 10 раз;
- охлаждение воздухом – это главный инструмент решения задачи.

### 4.7.1 Требования к конструктивному охлаждению лопаток и систем подвода охладителя

Основные требования заключаются в следующем:

- высокое значение глубины охлаждения

Для рабочей лопатки:

$$\theta_H = \frac{T_{T_{w2}}^* - T_H}{T_{T_{w2}}^* - T_{R_{w3}}^*},$$

где  $T_{T_{w2}}^*$  и  $T_{R_{w3}}^*$  – температуры газа и охлаждающего воздуха в относительном движении;

- стабильность (надежность) в течение ресурса;
- минимальная разность температур по профилю;
- минимальный расход воздуха на охлаждение

$$q_{\text{min}} = \frac{G_{\text{min}}}{G_B} = 10\text{--}12\% \quad \text{при } T_T^* = 1550\text{--}1650\text{ K};$$

- минимальные потери давления и хладоресурса при транспортировке охлаждающего воздуха;
- возможность управления охлаждением (возможность частичного отключения охлаждения на крейсерском режиме).
- минимальная температура охлаждения воздуха имеет большой хладоресурс;

## 4.7.2 Способы воздушного охлаждения

В открытых системах реализуются два способа снижения температуры стенки лопатки:

- конвективное охлаждение, когда воздух из соответствующей ступени компрессора проходит по внутренним каналам пустотелой лопатки, таким образом, охлаждая ее, и потом сбрасывается в тракт в зоне выходной кромки или в периферийном сечении;
- конвективно-пленочное охлаждение, где для уменьшения подвода тепла от газа к лопатке используют защитную воздушную пленку, которая образуется при выходе воздуха из внутренней полости лопатки через систему отверстий (перфорацию).

## 4.8 ПУТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Количество отводимого от стенки лопатки тепла путём принудительной конвекции:

$$Q_{\text{отв}} = f(q_{\text{отв}}, T_{\text{отв}}, \Pi_{\text{отв}}, \alpha_{\text{отв}})$$

Воздух на охлаждение первой ступени обычно берется за компрессором, и необходимый перепад давления получается увеличением гидравлического сопротивления жаровой трубы, т.е. давление охлаждающего воздуха выше газа на поверхности охлаждаемых лопаток на 3...5%.

Площадь контакта охладителя с нагретой стенкой стремятся сделать больше площади, омываемой газом, но все конструкторские усилия обычно ограничиваются отношением  $\Pi_{\text{отв}}/\Pi_{\text{г}} = 2$ .

Критерий Стенцова характеризует интенсивность теплообмена газа с поверхностью обтекаемого тела и силы трения газа о стенку:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha_{\text{отв}}}{\rho_{\text{отв}} \cdot w_{\text{отв}} \cdot c_p}$$

Критерий Стенцова зависит от формы тела, скорости охлаждения, плотности тока и теплоперепада.

## 4.9 ИНТЕНСИФИКАЦИЯ КОНВЕКТИВНО-ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Заградительное или конвективно-плёночное охлаждение – это пристенная воздушная завеса, затрудняющая и регулирующая теплоподвод к лопатке (рис. 4.13). При проектировании завесы должен быть выполнен ряд условий.

Размещение отверстий по периметру профиля лопатки должно быть таким, чтобы завесная плёнка воздуха покрывала защищаемую поверхность без разрывов: минимальный шаг отверстий в ряду и между рядами 2...3 калибра (диаметра отверстия). Скорость выхода воздуха на поверхность  $w_B$  должна быть равна или меньше скорости потока газа  $w_T$  ( $w_B \leq w_T$ ), чтобы исключить дополнительную турбулизацию завесы и увеличение  $\alpha_T$ , а следовательно и уменьшить профильные потери. С этой же целью угол выхода струи должен быть минимальным в направлении потока газа ( $35 \dots 20^\circ$ ) на всех участках, кроме входной кромки.

На входной кромке ориентация отверстий в самой стенке лопатки должна быть такой, чтобы уменьшить отрицательный «эффект встречи» потока газа и струи охлаждающего воздуха, чтобы поток газа не заперал выход охладителя. Этим определяется угол наклона отверстий в стенке относительно оси лопатки  $\gamma \leq 45^\circ$  (до  $10^\circ$ ) и отношение длины отверстия канала к диаметру  $l/d = 4 \dots 10$ .

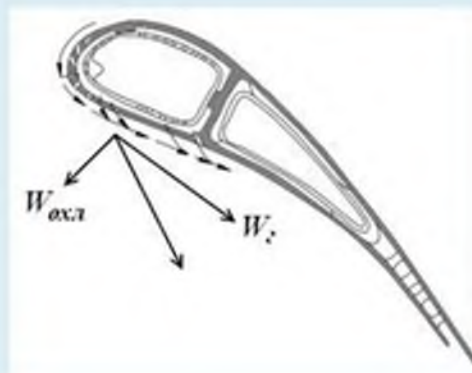
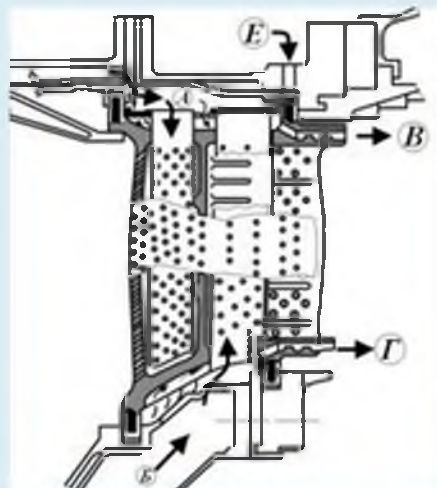


Рис. 4.13 1-я сопловая двухполостная охлаждаемая лопатка ТРДД RB 211-53:

А – охлаждающий воздух из КВД для передней полости; Б – охлаждающий воздух из КВД для задней полости; В и Г – воздух для охлаждения стенок соплового аппарата; Е – подвод воздуха низкого давления (3 ступень КВД) для охлаждения 1-й рабочей лопатки турбины

## 4.10 РОЛЬ ПОКРЫТИЙ В СНИЖЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ЛОПАТКИ

Детали горячей части ГТД могут работать длительно только с покрытиями, которые делятся на два класса:

- защитные покрытия, обеспечивающие жаростойкость;
- комплексные теплозащитные покрытия (ТЗП) с керамическим термобарьерным слоем, обеспечивающие защиту от окисления и снижающие температуру лопаток.

Защитные покрытия могут быть однослойными и многослойными. Подслой защищает основной металл от образования трещин.

Керамическое покрытие «термобарьер», состоящее из окиси циркония определяет  $\lambda_{\text{эф}}$  теплозащитные свойства покрытия.

с  $\lambda_{\text{эф}}$  уменьшем по весу 8% окиси втри





КОНСТРУКЦИЯ	СОСТАВ	НАЗНАЧЕНИЕ	ТОЛЩИНА, мм	$\lambda_{\text{эф}}$ , Вт/м·град
	Керамика $ZrO_2$	Уменьшение теплопроводности	50...150	1...1,5
	Многослойный $Ni+16...Cr+10Al$ + $+0,1YNiCrAlY+$ $+4ZrO_2$ толщина слоев 0,5...1	Обеспечение жаростойкости покрытия	60...80	4
	Подслой $Ni+16Cr+7Al+$ $+0,05Y$	Подготовка поверхности Барьер против окисления трещин	30...50	15
 ЛОПАТКА	ЛОПАТКА ЖС30 массив.	Σ	170...220	16...20

Рис. 4.14 Структура и характеристики ТЗП

Количество теплоты, передаваемое через плоскую стенку площадью  $A$ , за время  $\tau$  показано на рис. 4.15.

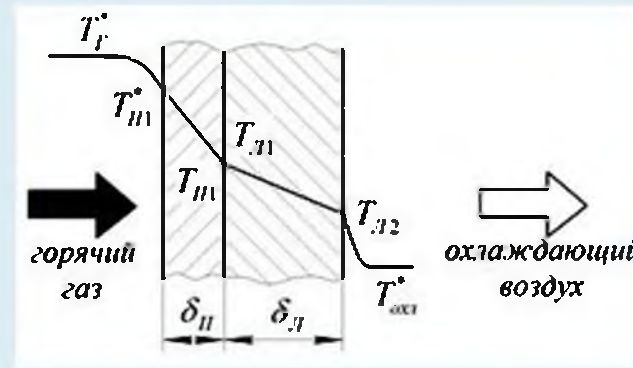


Рис. 4.15 Теплопроводность в стенке лопатки с ТЗП

$$Q_{II} = \frac{\Delta T_{II}}{\delta_{II}} \cdot \lambda_{II} \cdot \tau_{II}$$

Коэффициент теплопроводности керамического покрытия  $\lambda_{II} = 16 \text{--} 20 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  примерно в 10 раз меньше, чем у основного материала типа ЖС. Это означает, что за тот же промежуток времени через покрытие пройдет в 10 раз меньше тепла, чем через стенку без покрытия.

## 4.11 Подвод охладителя

Для подвода охладителя используют несколько решений:

- лобовое натекание воздуха на рабочее колесо;
- подвод воздуха через дефлектор;
- подвод воздуха через теплообменник;
- подвод воздуха под подкручивающую решетку;
- подвод воздуха непосредственно на лопатки через подкручивающую решетку;
- частичное отключение охлаждения на крейсерском режиме выполняет две функции: обеспечивает необходимые уровни температур лопаток и диска и при уменьшении расхода охлаждающего воздуха происходит подогрев диска и лопаток (радиальные размеры увеличиваются, радиальные зазоры уменьшаются).

## 4.12 Охлаждение диска

Диски турбины во время работы подвергаются действию центробежных сил от собственных масс и масс лопаток, крутящего момента, перепада давлений и неравномерности нагрева.

Поэтому при организации охлаждения дисков решаются две задачи:

Первая – отвести от тела диска тепло, приходящее главным образом из прочной части турбины, и обеспечить требуемую длительную прочность материала диска. Для этого делается заслон тепловому потоку от газа к диску в периферийной зоне и создается воздушная прослойка по передней и задней стороне диска и по ступице.

Вторая – уменьшить неравномерность нагрева, снизить теплоперепад между ободом и ступицей, который определяет уровень термических деформаций и напряжений в диске.

Диски первых ступеней турбины имеют температуру обода и ступицы, градиент температур может составлять.



# 5 КАМЕРА СГОРАНИЯ

## 5.1 НАЗНАЧЕНИЕ

Подведение тепла к рабочему телу за счет сжигания топлива и обеспечить заданное поле температур перед турбиной.

## 5.2 СОЗДАНИЕ КОМПОНОВКИ КС

При проектировании КС нет четкой системы проектных процедур, которые имеют место при создании компоновки К или Т.

При создании проекта КС идея и концепцию, разработанную коллективом специалистов камерщиков, выражает конструктор в нескольких вариантах компоновки, которые затем будут подвергнуты расчетному анализу на соответствие газодинамическим требованиям, условиям горения и прочности.

В итоге конструкция КС будет уточнена, улучшена и сделан выбор варианта, который отвечает критериям технического задания.

Разработка компоновки позволяет решить 2 задачи: 1) воплотить в проектом решении замысел и концепцию. 2) дать в распоряжение расчетчиков и экспериментаторов пока не оптимальный по параметрам, но достаточно проработанный конструктивно вариант КС для критич. расчетн. анализа, оценки достоверности и анализа.

## 5.3 ПОРЯДОК ПРОЕКТНЫХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ СОЗДАНИИ КОМПОНОВКИ

### Концепция

Кроме выполнения требований по полн. сгор. и равномерного температурного поля в настоящее время во главу угла ставится снижение выброса вредных веществ  $CO$ ,  $NO_x$  поэтому на этапе замысла определяется цель: при сохранении высокого уровня выполняемых функций и эксплуатационных характеристик обеспечить малые выбросы  $CO$  и  $NO_x$ .

## Исходные данные

Газодинамические параметры на входе:

$$G_0, P_k, P_k, T_k^*$$

На выходе:

$$P_{Г^*}, P_{Г^*}, T_{Г^*}, V_0, V_r;$$

$D_{1к}, D_{2к}, D_{1э}, D_{2э}$  – геометрические параметры

Чем короче КС, тем меньше масса двигателя.

## 5.4 ВЫБОР ПРОТОТИПА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ЖАРОВОЙ ТРУБЫ

В практике проектирования КС определение необходимого объема жаровой трубы  $V_{ЖТ}$  ведется по параметру форсирования  $K_f$ . Дорощенко В.Б.

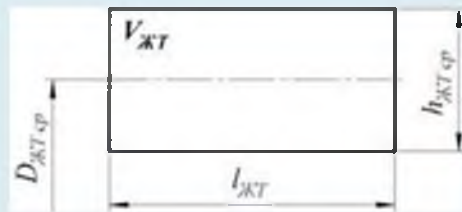
$$\eta_{Г} = f(K_f)$$

$K_f$  – параметры форсирования КС;

$K_f \approx 0,2$  – для кольцевых КС;

$$K_f = const \cdot \frac{G_B}{P_k^{1,25} \cdot T_k^* \cdot V_{ЖТ}}$$

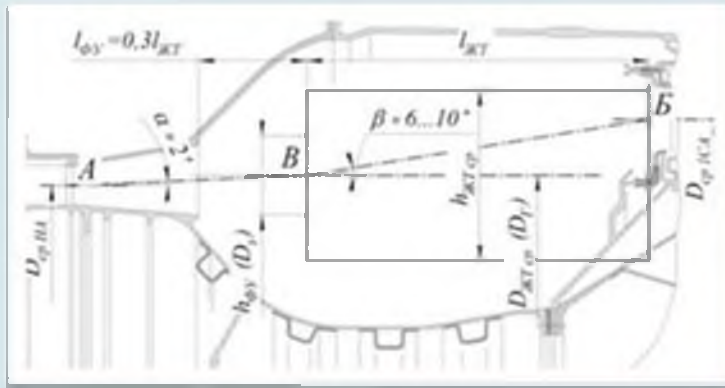
1)



$$L_{ЖТ} = 2,0h_{ЖТ}$$

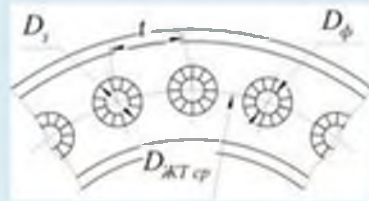
По вычисленному объему жаровой трубы и принятой  $L_{ЖТ}$  определяется  $h_{ЖТ,ср}$  и  $D_{ф}$ .

2)



$d_{\text{ф}}$  (диаметр форсунки) и  $\bar{t}$

$$\bar{t} = \frac{t}{D_3} = 0,2...0,5$$



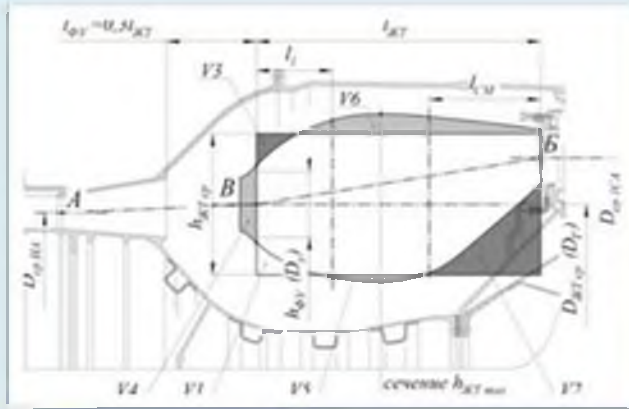
$$D_3 \approx 2d_{\text{ф}}$$

$$d_{\text{ф}} = 15...20 \text{ мм}$$

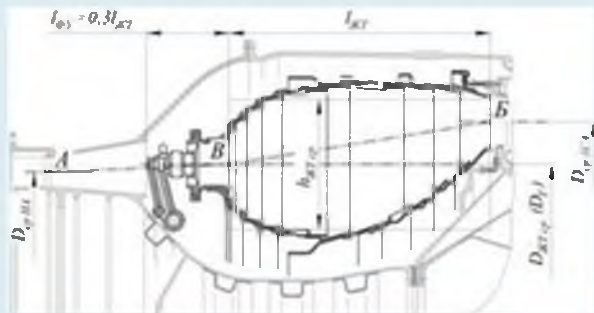
3) По вычисленным  $V_{\text{жт}} = \text{const}$ ,  $D_{\text{ср}}$ ,  $d_{\text{ф}}$  и по условиям  $l_1 = (2...3) \cdot D_3$

$$l_{\text{жт}} = (1...1,5) \cdot h_{\text{жт} \text{ ср}}$$

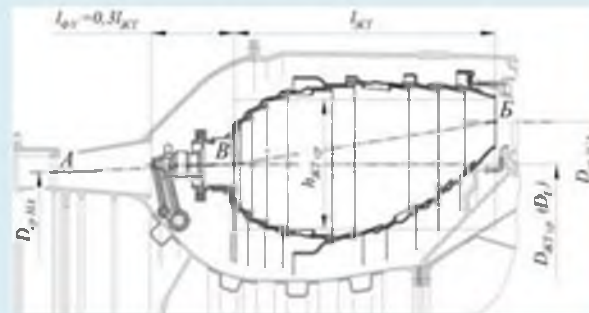
$l_{\text{жт}}$  – зона смешения



$$F_1 + F_2 = F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$



АЛ-31Ф



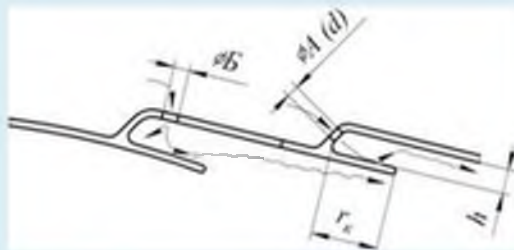
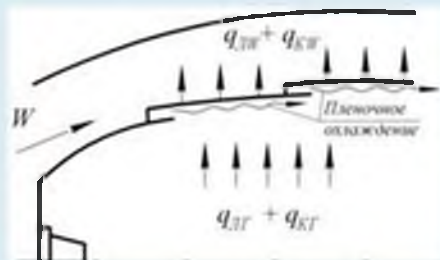
Двухзональная многофорсуночная КС по типу GE90

## 5.5 РАЗДЕЛЕНИЕ НАРУЖНОЙ И ВНУТРЕННЕЙ СТЕНОК НА СЕКЦИИ

Производится исходя из оптимального использования заградительного охлаждения.

При высоте щели  $h_{щел} = 1.2 \text{ мм}$  для  $l_{щел} = 15 - 20$  калибров ( $h_{щел}$ )

При использовании материала типа «сравсплей» и «сламплой» разделение на секции не требуется.



- 1 ряд отверстий – для того, что бы поджимать зону циркуляции.  $l_1 = (2...3)D$ ,
- 2 ряд отверстий – для подметивания воздуха для снижения T.

### Площади отверстий

За основу берется площадь  $F_K$  (площадь компрессора)

Суммарная площадь всех отверстий:  $F_0 = (1,5 \dots 1,7)F_K$  ;

Суммарная площадь мелких отверстий (охл):  $F_{охл} = (0,2 \dots 0,3)F_0$   $\varnothing 15 \dots 20 \text{ мм}$  ;

Площадь отверстий или патрубков в зоне смешения:  $F_{0 \text{ ж}} = 0,3F_0$   $\varnothing 15 \dots 20 \text{ мм}$  .

## 5.6 Внешняя аэродинамика

Для обеспечения безотрывного обтекания

### 5.7 Выбор обводов наружного и внутреннего корпуса

Производиться из условия обеспечения скорости вторичного воздуха 50-80 м/с

Толщина наружного и внутреннего кожуха 3...5 мм.

Внутренний кожух работает на сжатие, поэтому применяются ребра жесткости.

Учитывая то, что используется статор компрессора с двойной стяжкой, обычно от наружного кожуха идет фланец до встречи с наружной стенкой компрессора.

## 5.8 Подвеска жаровой трубы

Может быть в двух сечениях при относительно длинной ЖТ и в одном заднем сечении при короткой ЖТ.

$$P_{ЖТ} = G_B(C_T - C_{ср, ЖТ}) + \frac{\pi}{4}(D_{ЖТ}^2 - D_{ЖТ \text{ обл}}^2)(P_K^* - P_T^*)$$

## 5.9 Топливо подвод

Топливо подводится и распыляется с помощью различных форсунок.

Мелкость распыла форсунок 590-200 мкм.

Форсунка должна иметь 2 каскада: для МГ (малый диаметр) и основной.

## 5.10 Розжиг КС

Для розжига используется 2 способа:

- Запальное устройство;
- Свеча.

## 5.11 Выбор конструкции фронтального устройства

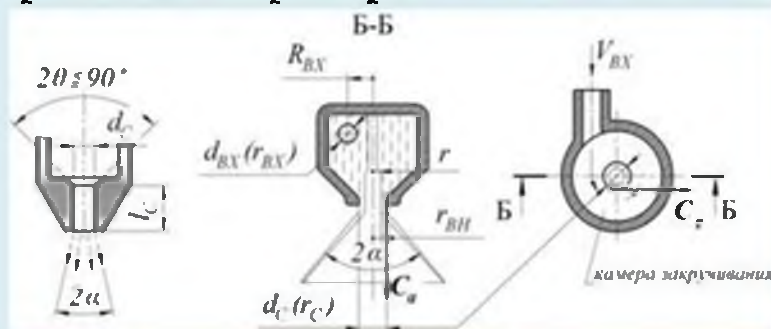
Существующие конструкции форсунок могут быть разделены на 2 типа: струйные и центробежные.

Форсунки, в канале сопла которых создается двумерное течение жидкости, называются струйными.

Струйные форсунки чаще выполняются с экранами-отбойниками при ударе, о которые происходит вынужденное дробление струи.

В ГТД такие форсунки чаще используются в ФКС.

Форсунки, в канале сопла которых создается трехмерное течение называются центробежными.



В таких форсунках топливо втекает в камеру закручивания через тангенциальные каналы.

Траектория частицы жидкости получается винтовой.

Из п/б форсунки жидкость вытекает тонкой пленкой, находящейся под действием п/б силы.

Распыляясь под действием этих сил по мере удаления от среза сопла, пленка утончается и разрывается на части, которые затем из-за вязкого взаимодействия с газовой средой дробятся на мелкие капли.

Качественная организация подготовительных процессов, практически зависит от фронтального устройства. От него зависит так же поле температур на выходе из камеры, тепловое состояние стенок ЖТ, уровень дымления, интенсивность нагарообразования и надежность работы КС.



ФУ можно классифицировать по способу подачи топлива в ЖТ:

1. ФУ, распыляющие топливо непосредственно в зону обратных токов.

ФУ этого типа широко применяются в камерах (НК 12, АИ 20, Д-30).

КС с такими ФУ устойчиво работают в широком диапазоне изменения  $\alpha$  и скоростей потока воздуха и обладает удовлетворительными пусковыми характеристиками.

Однако им присущи недостатки:

- Повышенная склонность к короблению;
- Высокий уровень дымления;
- Высокая плотность теплового излучения факела пламени на стенки ЖТ;
- Неудовлетворительные эмиссионные характеристики;

Такие ФУ не могут применяться на двигателях с большим значением  $\lambda$ .

2. ФУ с предварительной аэрацией топливного факела первичного воздуха и незначительным обеднением первичной зоны

НК-8: 1 – зона МГ (33 форсунки), 2 – основная зона (106 форсунок)

Штуцер имеет возможность перемещаться в окружном и радиальном направлении за счет сдерж. вкладыша, состоящего из двух половин, вложенных в кольцевые проточки.

Иногда для обеспечения надежной работы зоны горения применяются двухрядные завихрители (Д-36).

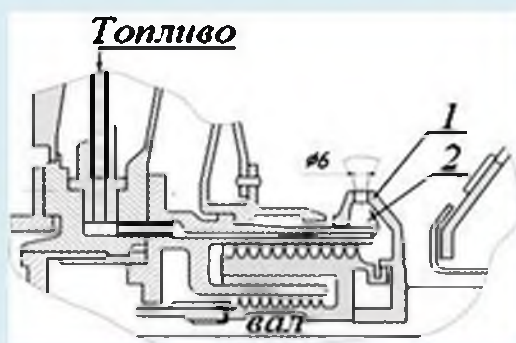
### 3. ФУ, использующие $V_K$ набегающего потока для распыла топлива.

Форсунки позволяют осуществить снижение давления в системе топливоподдачи.

Все камеры, в которых осуществляется предварительное смешение улучшают показатели по дымолению и тепловому состоянию стенок.

Однако диапазон устойчивого горения по  $\alpha$  оказывается более узким, чем в камерах без предварительного смешения.

### 4. Вращающиеся форсунки.



Топливо поступает из втулки лабиринта, увлекается вращающимися поверхностями и под действием ц/б сил выбрасывается в КС. Большие обороты (окружная скорость до 180 м/с) обеспечивают высокое качество распыления топлива, равномерное распределение его по объему КС и хорошее перемешивание капель и паров топлива с воздухом, что создает равномерное поле газового потока на выходе из КС.

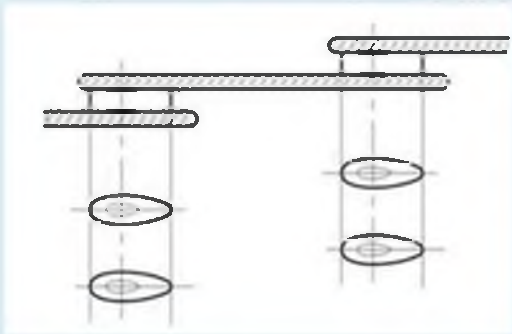
### 5. ФУ испарительного типа двигателя *Olymp*.

Этой КС присущи недостатки:

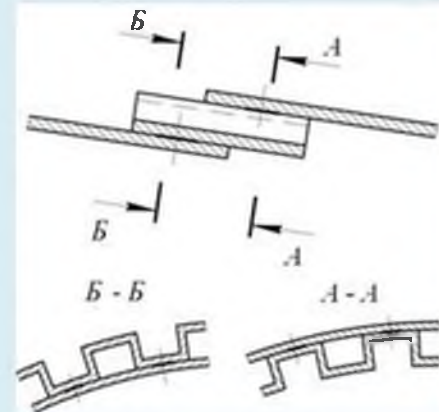
- Пониженный диапазон устойчивого горения;
- Плохой запуск в высотных условиях;
- Высокая эмиссия на режиме малого газа;
- Невысокая надежность используемой трубки, расположенной в зоне горения.

## 5.12 СОЕДИНЕНИЕ СЕКЦИЙ ЖТ

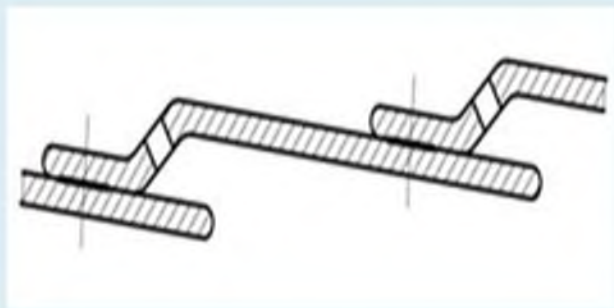
### 1. Соединение с помощью гофров.



### 2. Соединение дистанционными прокладками.



### 3. Сварка.



### 4. Соединение заклепками.

Для увеличения надежности соединение выполняется в виде отдельных лепестков с засверловкой.

Для обеспечения ремонтпригодности ЖТ вводится технологический разъем по наружной или внутренней стенке в виде заклепочного шва или проволочного соединения.

## 5.13 ВЫБОР ТОЛЩИНЫ КОРПУСОВ

Давление в ЖТ ниже, чем в контуре вторичного воздуха.

Для обеспечения устойчивости толщина наружной стенки  $\delta = 1,2\text{--}1,8\text{ мм}$ , для внутренней стенки  $\delta = 0,8\text{--}1,2\text{ мм}$

Спереди (в месте крепления к корпусу компрессора) корпус КС имеет утолщение т.к. он воспринимает осевую нагрузку и работает на растяжение.

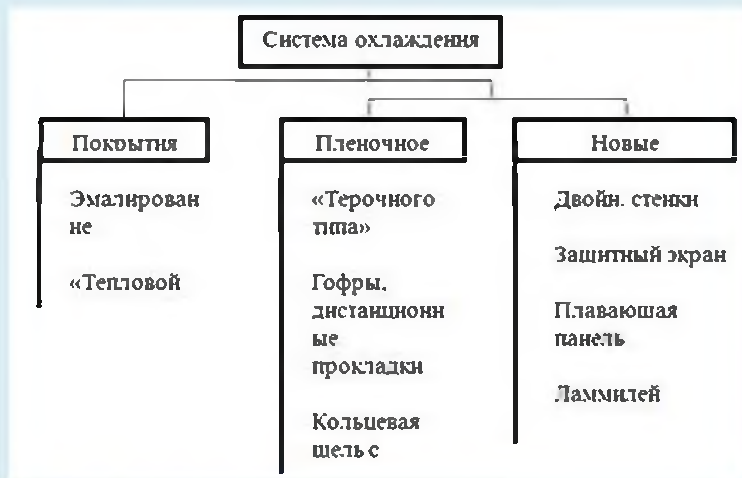
Внутренний корпус воспринимает до 50%  $M_{кр}$  и часто имеет ребра жесткости.

## 5.14 ОХЛАЖДЕНИЕ СТЕНОК ЖТ

Расход воздуха на охлаждение подбирается экспериментально из условия, что  $T$  стенок должна быть на 100-200 градусов ниже допустимой для материала.

$$T_{доп} = 1300 - 1400\text{ К}$$

На охлаждение элементов КС и жаровой трубы тратиться от 20 до 30% от общего  $G_D$ , а нужно расходовать менее 20.



$h$  – калибр

$$l_c = (10...15)h$$

При таких размерах пленка не размывается. Калибр выбирается из условия что бы скорость движения охлаждающего воздуха была равна скорости газа.

$$V_{охл} = V_{газ}$$

Расход воздуха определяется отверстиями.

$$\phi = 0,4; 0,6; 0,8\text{ мм}$$

Скорость истечения воздуха из кольцевого канала определяется из вышесказанных условий.

## 5.15 ДВОЙНЫЕ СТЕНКИ

Их применение позволяет снизить расход охлаждающего воздуха  
Возможны 2 варианта конструкции:

### 1. «Горячая» стенка сплошная

Кавал конвективного охлаждения образует рубашка охлаждения.

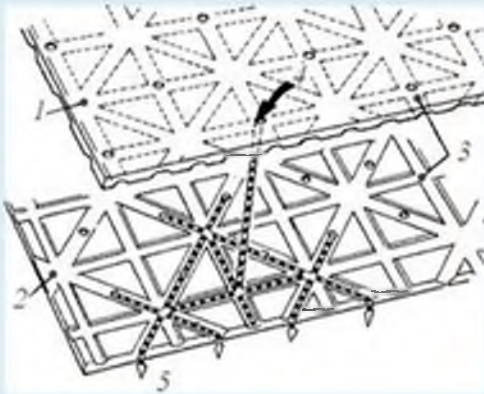
Охладитель втекает на наиболее нагретый участок горячей стенки и затем течет в рубашке охлаждения в направлении, обратном основному потоку.

### 2. Наружная стенка сплошная

Со стороны горячих газов выполнены литые сегменты с продольными ребрами и наклонными отверстиями.

Лампой (Трансплей) – технология получения материала, состоящего из двух листов, на поверхностях которых методом травления образованы каналы для прохода охлаждающего воздуха и затем эти листы соединены друг с другом пайкой или сваркой

### Трансплей



Теплоизоляционные покрытия получают с помощью плазменного напыления керамических порошков.

Керамические покрытия наносят на промежуточные связывающие слои, увеличивающие прочность сцепления.

В качестве керамических порошков используют сплавы на основе  $ZnO_2 + MgO$  или  $ZnO_2 + Na_2O_3$

Используют так же градиентные материалы со стороны горячей поверхности материала на основе керамики, а на холодной – металлы.

Толщина покрытий...0,4мм

При толщине покрытий 0,4мм на двигателе RB211 была обеспечена температура стенки 1200К.

## 5.16 ВЫБОР СИСТЕМЫ СМЕШЕНИЯ

Поле температур газа в выходном сечении КС оказывают существенное влияние на надежность турбины.

Распределение осредненных по пожам температур  $T_{\varphi i}^*$  (радиальная эшора температур) задается с учетом прочности рабочих лопаток.

Для обеспечения надежности соплковых лопаток превышение местных температур  $T_{\max i}^*$  над средней (окружная неравномерность) должно быть минимальным

$$\theta_{\text{ср}i} = \frac{T_{\text{ср}i}^* - T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{R}}^*}; \quad \theta_{\max i} = \frac{T_{\max i}^* - T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^* - T_{\text{R}}^*}$$

Наиболее благоприятна такая эшора температур у которой  $\theta_{\max}$  значение  $\theta_{\text{ср}i} = 0,05 \dots 0,1$  и  $\theta_{\max}$  располагается на расстоянии  $2/3$  высоты лопатки от ее корня.

С увеличением расхода  $G_{\text{окл}}$  эшора «вытягивается», т.е. увеличивается  $\theta_{\text{ср}i}$ .

Для достижения определенной равномерности следует уменьшать суммарную площадь отверстий в стенках ЖТ и это будет приводить к росту потерь полного давления до 5%. Определенный уровень этих потерь необходим для обеспечения надежного охлаждения лопаток Т (истечение охлаждающего воздуха из передних кромок)

Окружной шаг форсунок не должен превышать  $(0,5 \dots 0,7)h_{\text{ЖТ}}$ .

В зону смешения необходимо подать такое количество воздуха, чтобы после его перемешивания с продуктами сгорания температура снизилась и стала равной  $T_{\Gamma \max}^*$ .

При этом нужно обеспечить заявленную эшору температур.

Существует 2 способа подачи воздуха в зону смешения:

1. Отверстия  $\varnothing 20 \dots 25 \text{ мм}$  с отбортовками (отбортовки необходимы для предупреждения образования трещин).
2. Смесительные карманы или патрубки.

При применении отверстий увеличения глубины внедрения улучшает эшору, но приводит к увеличению потерь полного давления. Этот недостаток устраняется применением патрубков (из-за высокой Т патрубки могут подгорать. Для избежания этого их выполняют ступенчатыми).



## 5.17 СТЫК ЖТ С ПЕРВЫМ СА



Тепловое согласование температурных деформаций СА и ЖТ осуществляется или интенсивным охлаждением стыка, или отводом этого стыка вперед (Д-30), или введением специальных компенсационных элементов (Д-20)

Наиболее часто встречается телескопическое соединение обеспечивающее свободу температурных деформаций.

## 5.18 КРЕПЛЕНИЕ ЖТ

Для обеспечения потребной эпюры температуры жаровая труба должна быть центрирована в корпусе КС.

На величины  $H_1$  и  $H_2$  устанавливается допуск по окружности.

Смещение ЖТ на 2мм может привести к изменению эпюры на  $100^\circ$ .

Требования к закрытости ЖТ:

- Свободные тепловые расширения.

- Гарантированное центрирование на всех режимах, причем  $H_1 > H_2$  на  $0,5...1,0\text{мм}$ .

Высота канала должна обеспечивать скорость 80-100 м/с.

- Детали подвески должны быть расположены в зоне малых скоростей вторичного воздуха и спрофилированы.

## 5.19 Розжиг КС

Для поджигания ТВС применяют два типа смесителей:

- воспламенитель факельного типа;
- запальные свечи.

Для обеспечения устойчивости горения топлива в камере воспламенителя устанавливают стабилизирующие устройства в виде завихрителей или козырьков.

Может применяться так же электрический подогрев воздуха на  $60-80^{\circ}\text{C}$  для улучшения запуска в высотных условиях.

Помимо пуска воспламенителей факельного типа для увеличения высотности запуска

$$H_{\text{пас}} = 6...8\text{км}, H_{\text{боев}} = 18...20\text{км}$$

Применяются воспламенители от электрической свечи, установленный в КС такой способ имеет меньшую мощность  $10...12\text{кВ}$  и трудность охлаждения свечи.

## 5.20 МАЛО ЭМИССИОННЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

На выбросы АД и ЭУ влияют нормы ИСАО и ГОСТ.

$$D_j = \sum(EJ_j)_i \cdot G_{\text{тн}} \cdot t_i; D_j = \sum(EJ_j)_i \cdot G_{\text{тн}} \cdot t_i,$$

где  $G_{\text{тн}}$  – расход топлива,

$EJ$  – индекс эмиссии, равный отношению массы вредного вещества в г на 1кг топлива,

$t_i$  – время работы.

В качестве контрольных параметров эмиссии установлены массы эмиссии и взлетной тяги.

Для CO:

$$D_{\text{CO}}/P_{\text{вз}} \leq 118 \frac{\text{г}}{\text{кН}}; D_{\text{HC}}/P_{\text{вз}} \leq 19,6 \frac{\text{г}}{\text{кН}}.$$

Перспективы развития требуют снижения  $NO_x$  на  $5-20 \frac{\%}{кН}$ .

Максимум СО и НС наблюдаются вблизи режима малого газа.

Даже несгоревшее топливо при рулении составляет 94,5%. Это объясняется низкими значениями  $T_x$ ,  $\pi_x$  и плохим распределением.

Улучшение полноты сгорания на пониженном режиме может быть достигнуто за счет:

- улучшение сопротивления топлива, введения устройств для предварительного испарения (карбюрация, гомогенизация смеси);
- обогащение смеси в зоне горения, которая в обычных камерах сгорания сильно обедняется на режиме малого газа;
- применение двухзонных камер сгорания (двухрусных и двухстадийным горением), у которых на пониженном режиме часть форсунок отключается;

После  $T_f^* = 1920K$  скорость образования  $NO_x$  увеличивается в 2 раза на каждые 139 К.

Существуют две принципиальные возможности снижения  $NO_x$ :

1. Уменьшение максимальной температуры в зоне горения;
2. Уменьшение времени пребывания газов в ней.

Снижение  $T_f^*$  в зоне горения может быть достигнуто впрыскиванием воды (1-2% снижают  $EI_{NO_x}$  в несколько раз), однако, для этого необходимо иметь дополнительную систему.

Также может быть достигнуто обеднение ТВС до  $\alpha > 1,25$  вместо  $\alpha < 1$  у обычных КС. Однако, это приводит к сужению диапазона работы КС и противоречит требованию увеличения  $\eta_f$  для снижения выбросов СО и НС на малом газе.

Согласовать эти требования можно при использовании камер с большим числом зон горения и с регулируемой геометрией ФУ.

# 6 ОПОРЫ РОТОРА

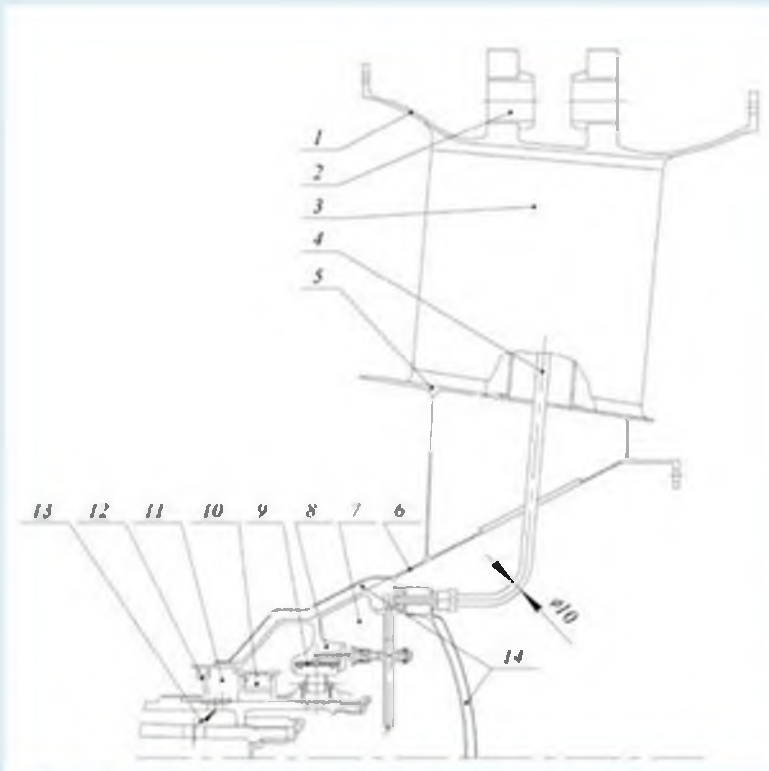
## 6.1 КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ОПОР

С точки зрения проектирования и доводки опоры ротора требуют решения ряда разноплановых задач.

Опоры, являясь связующими элементами системы ротора с статора одновременно составляют часть газовоздушного тракта, представляют основной объект маслосистемы и системы суфлярования.

Опоры включают в себя узлы, через которые передаются тяга и другие нагрузки от двигателя на летательный аппарат.

В одной из опор (обычно в средней) размещается система шестерен с конической передаточной для отбора мощности на привод агрегатов и для передачи крутящего момента от статора на ротор ВД. Опора (рис. 6.1) является модулем двигателя.



*Рис. 6.1* – Конструктивная схема опоры и основные элементы масляной полости и подвески (задняя опора ТРДД PW6000): 1 - внешнее кольцо; 2 – элементы заднего пояса подвески двигателя на самолете; 3 - ребро (стойка); 4 – трубопровод подвода масла к гидродинамическому демиферу (ГДД) и к подшипнику; 5 - внутреннее коромысло кольцо; 6 - диафрагма; 7 - масляная полость; 8 - корпус подшипника; 9 - ГДД; 10 - РТКУ; 11 - предмасляная полость; 12 - лабиринтное уплотнение; 13 - воздух на наддув предмасляной полости; 14 - теплоизоляция масляной полости.

*Классификация опор:*

- передняя опора, совмещается с ВНА;
- средняя опора (между КНД и КВД);
- опора турбины (перед или за ТВД);
- задняя опора турбины.

## 6.2 Требования к конструкции опор

Она должна обеспечивать:

- заданное значение радиальной и осевой податливости - с РУП радиальная податливость допускается  $\leq 0,1..0,2$  мм, а осевая 1..2 мм;
- осевые перемещения ротора относительно статора в опорах с радиальной нагрузкой в пределах 3..25 мм;
- минимальные гидравлические потери в проточной части опоры не более 0,2..0,5% от давления на входе;
- тепловой поток в масляной полости опоры при заданных прокатках масла через опору должен быть таким, чтобы обеспечивать температуру масла;
- уплотнения и система суфлирования опор должны сохранять работоспособность на всех режимах;
- температуры деформирования элементов опоры не должны влиять на ее прочность и на соосность с другими опорами;
- конструкция и месторазмещение подвески двигателя на опоре не должны выводить деформации опоры за допустимые значения и не должны влиять на радиальные зазоры в компрессоре и турбине;
- конструкция опор должна обеспечивать конструкцию двигателя на модуль, сама так же являясь модулем;
- малая масса и материалоемкость;
- технологическое свойство (литье, сварка, минимальное число деталей).

## 6.3 Формирование масляной полости опор

Масленные полости являются основным объектом масляной системы двигателя.

Именно здесь организовывается смазка подшипников, шестерен, шлиц и т.д. и отвод тепла от этих элементов, что бы на всех режимах работы двигателя и полета сохранить заданную температуру масла и масловоздушной смеси.

Назначение суфлярования - поддерживать давление в масляной полости ниже, чем перед и за опорой, чтобы исключить утечки масла через уплотнение в тракт компрессора, т.к. из него производится отбор воздуха на самолетные нужды.

Этим же целям служат и уплотнения опор. Необходимо обеспечивать минимальные утечки воздуха в опору.

### 6.3.1 Тепловая задача

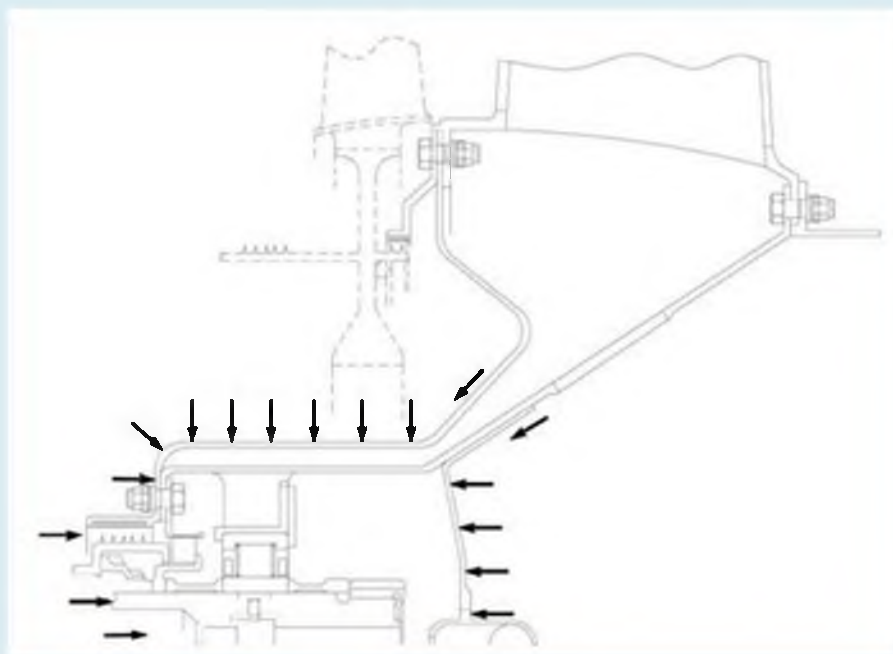


Рис. 6.2 – Схема тепловых потоков в масляной полости опоры (ТРДД PW300)



Масляная полость опоры - это замкнутый объем, количество тепла поступающего в который можно выразить:

$$\begin{aligned} Q_{МП} &= Q_{тр} + Q_{ст} + Q_{упл} \\ Q_{тр} &= Q_{подв} + Q_{всст} + Q_{холл.упл} \\ Q_{стенок} &= Q_{бок.ст} + Q_{фак.ст} + Q_{основ} \end{aligned}$$

Тепловой поток (рис. 6.2) очень интенсивен на цилиндрической стенке, т.к. высоки скорости обдува горячим воздухом.

Температура воздуха в маслополости при  $Mп < 1$  100-150°С, при  $Mп > 1$  120-180°С.

В застойной зоне самая высокая температура и наиболее благоприятные условия для образования "лаковой" масляной пленки, которая преобразуется в твердую темно-коричневую корку, которая при вибрации отслаивается кусками и увеличивает износ трущихся поверхностей.

Для обеспечения заданной температуры масляной полости используют минимизацию масляной полости и поверхности нагрева, теплоизоляцию и охлаждение опоры воздухом из-за n-ой ступени компрессора; повышение эффективности уплотнений; использование оптимизации прокатки масла через опоры и оптимизация подвода и слива масла.

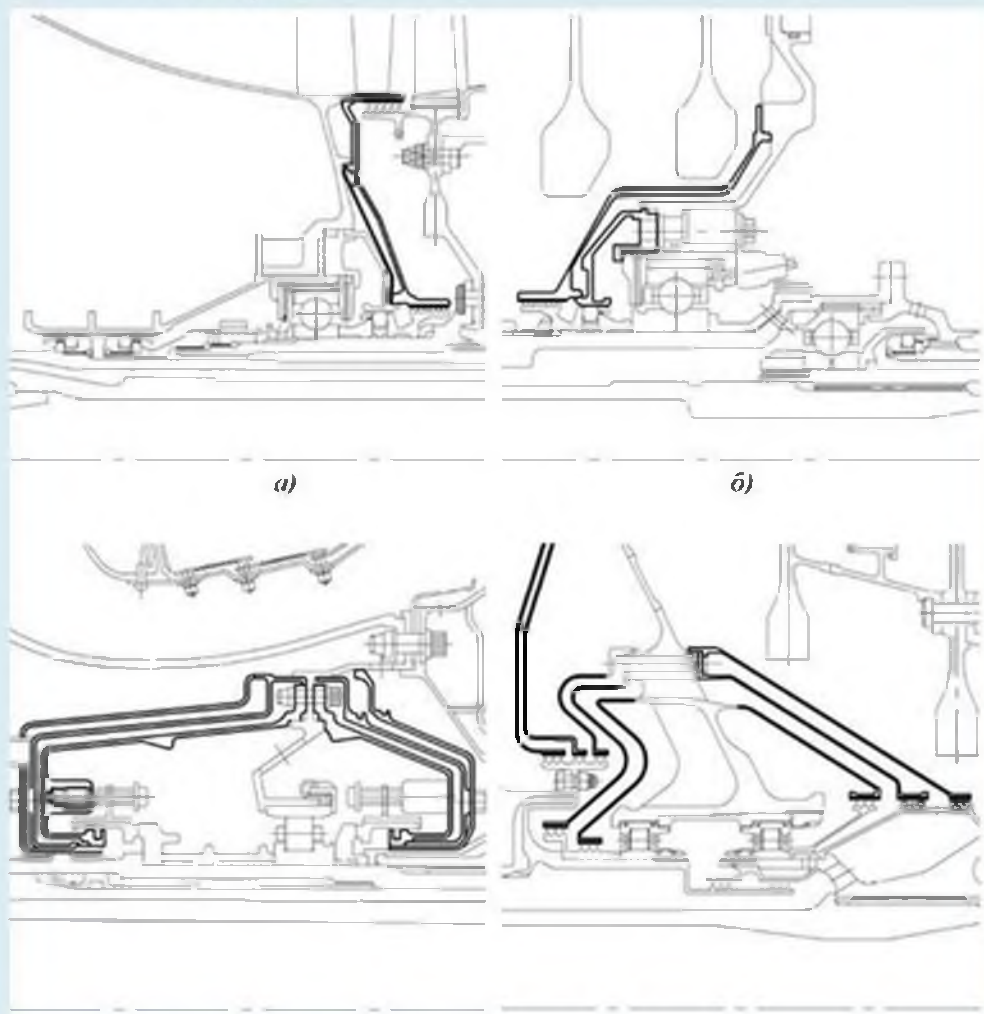
### **6.3.2 Минимизация объема и поверхности нагрева масляной полости**

Уменьшение поверхности необходимо для уменьшения теплопотока в опоре, это возможно с уменьшением объема, однако есть ограничения по минимальному объему, связанное с дефектом "течь масла на стоянке".

### 6.3.3 Теплоизоляция и охлаждение опор воздухом

Для уменьшения теплового потока в опору используют известные методы (рис. 6.3, 6.4) снижения теплового потока:

Теплоизоляция



*Рис. 6.3* – Примеры конструктивного исполнения теплоизоляции опор:

а) средняя опора ТРДД НК-44 (проект);

б) средняя опора ТВВД НК-93;

в) опора турбины ТРДД V2500; г) опора турбины ТРД RB432

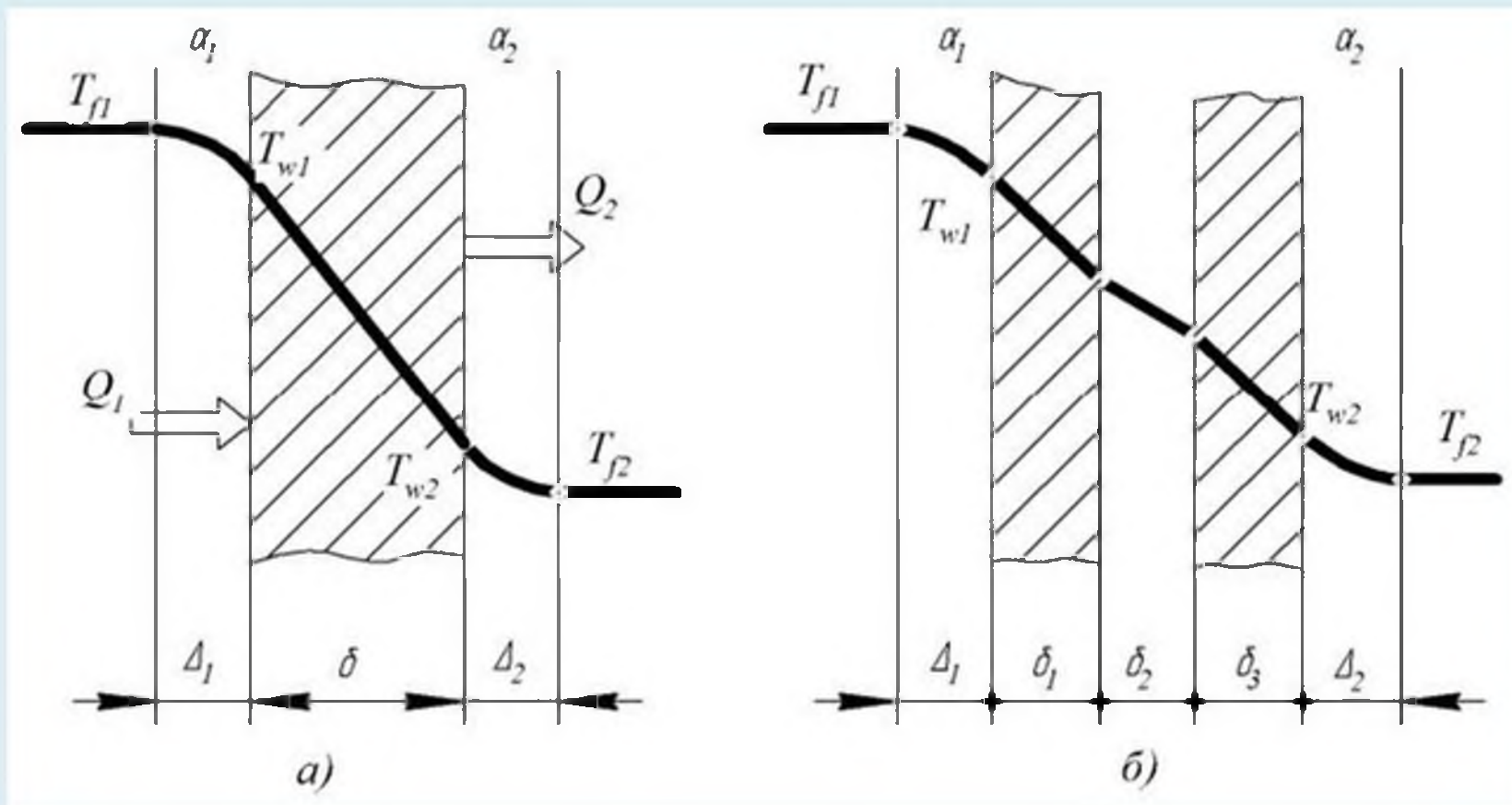


Рис. 6.4 – Теплопередача от газа к стенке через твердую плоскую стенку и от стенки к газу: а) однослойная стенка; б) многослойная стенка

### 6.3.4 Организация подвода масла и элементами опоры

Цель операции - смазка и охлаждение деталей опоры. на смазку необходимо 20-30 г/час.

1) Определение прокачки масла (табл. 6.1) через опору уравнение теплового баланса:

$$\Sigma \theta = V_M + C_M + \rho_M (t_{\text{Мин}} + t_{\text{Мак}});$$

$$V_M = \frac{\Sigma \theta_{\text{опоры}}}{V_M C_M \rho_M \Delta t} \frac{\text{л}}{\text{мин.}}$$

Опора	$\theta, \frac{\text{ккал}}{\text{мин}}$	$V_M = \frac{\text{л}}{\text{мин}}$
Передняя	20	6
Промежуточная	180	14
Средняя	400	21,5
Опора турбины	400	25
Опора коробки приводов	120	5

Таблица 6.1 Прокачка масла через опоры двигателя НК-25

Прокачка через подшипники.

$$V_{i \text{ групп}} = 4..12 \text{ л/мин.},$$

$$\text{Компрессор: } V_{i \text{ групп. подм.}} = 1-3 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$\text{Турбина: } V_{i \text{ групп. подм.}} = 4-12 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Выбор диаметра труб подвода и слива масла и суфлирования (рис 6.5).

$$g = \sqrt{2\Delta p \rho_M}; \Delta p = 0.4 \pm 0.05 \text{ МПа},$$

$$g = 2.5 \text{ м/с};$$

$$d_{\text{вст}} = 8 - 10 - 14 \text{ мм (перед - средн - задн)};$$

$$d_{\text{отст}} = 10 - 14 - 20 \text{ мм};$$

$$g_{\text{М+возд}} = 0,5..2 \text{ м/с}.$$

Выбор числа и диаметра форсунок.

$$v_{\text{М}} = \frac{\pi d_{\text{ф}}^2 g_{\text{ф}} z}{4};$$

$$d_{\text{ф}} = 0,18...1,2 \text{ (ролковые)};$$

$$d_{\text{ф}} = 4...5 \text{ (шариковые)};$$

$$g_{\text{ф}} \leq 25..30 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$z = 3..6.$$

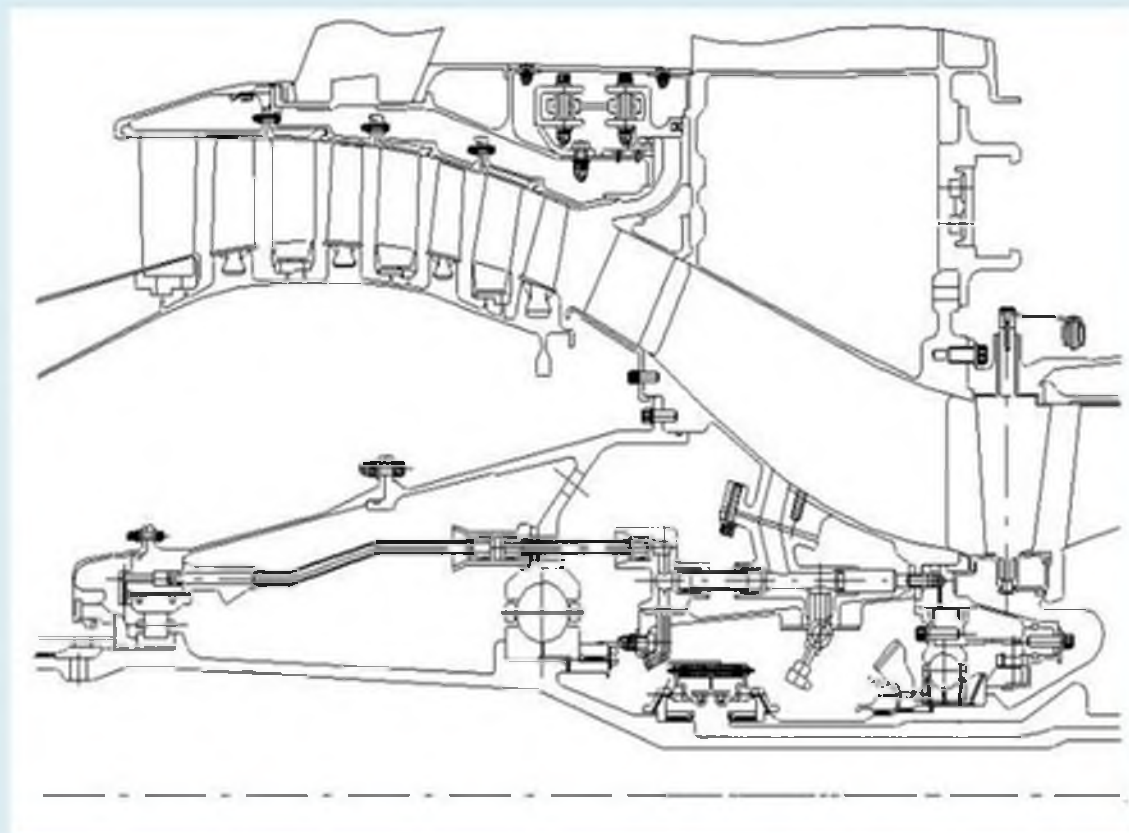
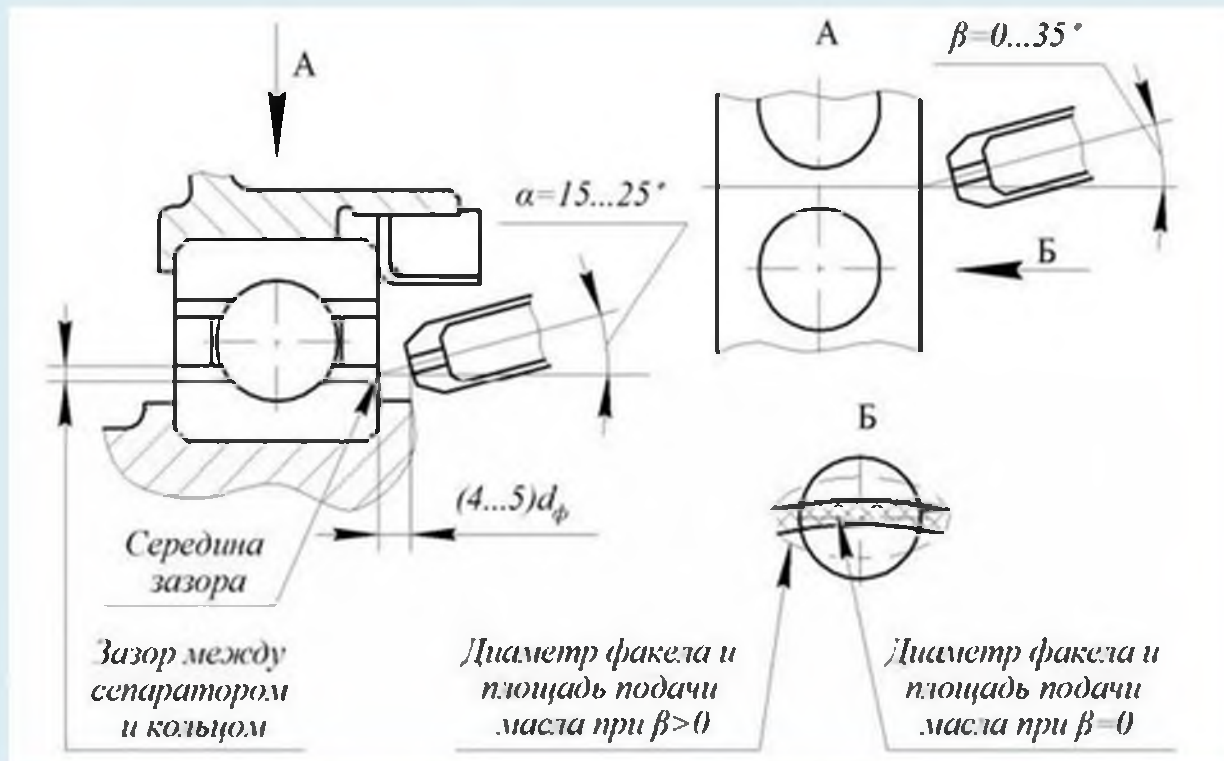


Рис. 6.5 - Разводка трубопроводов в средней опоре PW6000



**Рис. 6.6 – Подвод масла к подшипникам форсункой**

Критериями перехода на внутренний подвод являются:

- значение коэффициента быстроходности подшипника;
- подвод масла (рис. 6.6) к межвальному подшипнику;
- живучесть, особенно для боевых машин.

Граница оптимальности применения подтяга масла через форсунки определяется возможностью попадания масла на тела качения ("прострел"). Это гарантируется до коэффициента быстроходности:

$$d_m \cdot n = 2,2 \cdot 10^6, \text{ где } d_m - \text{средний диаметр по телам качения (мм)}.$$



Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
До $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
2,2...3,5 $\cdot 10^6$	смешанный подвод
Свыше $3,5 \cdot 10^6$	через вал

Таблица 6.2 – Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла

## 6.4. ПРОЧНОСТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОРЫ

### 6.4.1 Оценка деформации и жесткости опоры

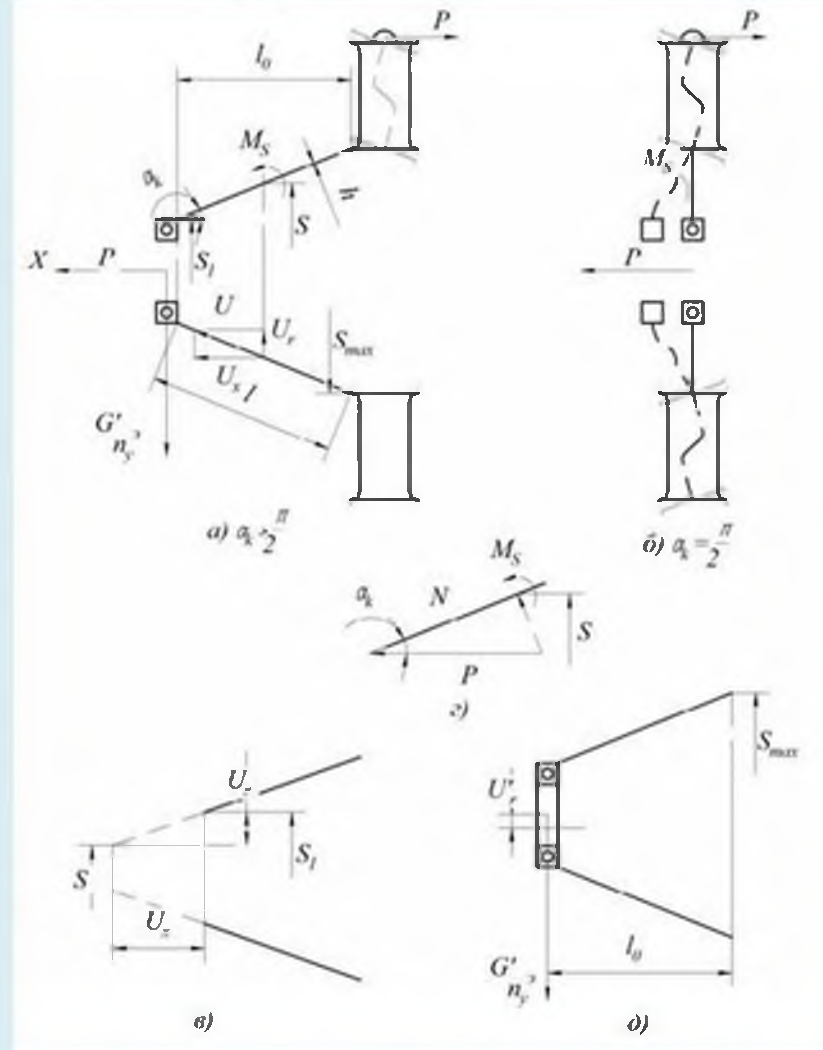


Рис. 6.7 – Схема нагружения опоры с РУП осевой и радиальной силой ротора

Если рассматривать пластину, то она получается из конической оболочки при  $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$  и при действии силы испытывает осесимметричный изгиб.

То же самое происходит и с конической оболочкой, но здесь появляется деформация растяжения.

Если деформацию вдоль конической стенки обозначить  $U$ , то она раскладывается на 2 составляющие:

$U_x$  и  $U_r$ .

$$U_x = \alpha_1 + \frac{P}{2\pi E h \sin \alpha_1 \cdot \cos 2\alpha_1} \ln \frac{S}{S_1};$$

$$\varepsilon \cdot E = \sigma,$$

$$U_r = -\frac{\nu P}{2\pi E h \cos 2\alpha_1}, \text{ где } \nu - \text{коэффициент Пуассона}$$

Осевая жесткость опоры:

$$C_x = \frac{P}{U_x};$$

$$Q_x = P \sin \alpha_1 - \text{изгиб};$$

$$N_x = P \cos \alpha_1 - \text{растяжение};$$

$$\text{при } \alpha_1 \rightarrow \frac{\pi}{2}: Q_x \uparrow, U_x \uparrow \rightarrow C_x \downarrow,$$

$$\text{при } \alpha_1 \rightarrow 0: Q_x \rightarrow 0, N_x \rightarrow P, U_x \rightarrow \alpha_1, C_x \uparrow.$$

Радиальная жесткость опоры:

$$M_{\text{max}} = G'_{\rho} n_y l_0;$$

$$\frac{l_0}{S_{\text{max}}/2} = \text{ctg} \alpha_1;$$

$$\text{при } \alpha_1 \rightarrow \frac{\pi}{2}: \text{ctg} \alpha_1 \rightarrow 0, M_{\text{max}} \rightarrow 0, U_r \downarrow \rightarrow G \uparrow;$$

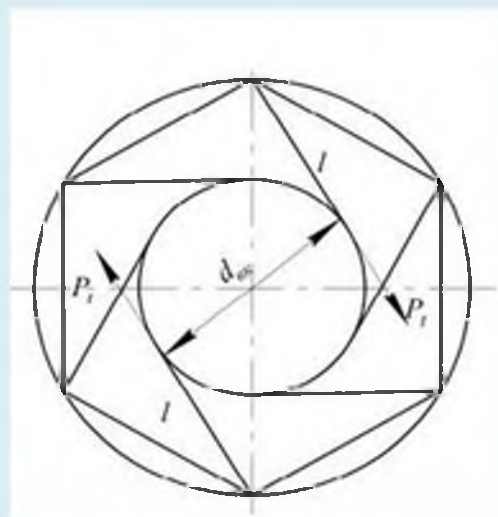
$$\text{при } \alpha_1 \rightarrow 0: U_r \uparrow \rightarrow G \downarrow.$$

## 6.4.2 Температурные деформации опор

Температура элементов опоры неоднородна. Неоднородны и их температурные деформации (рис.6.8). Это приводит к их дополнительным напряжениям и необходимости компенсации температурных деформаций для снижения напряжений.

На установившемся режиме температурные деформации и напряжения должны быть минимальными. Чтобы этого достичь необходимо использовать согласование температурных деформаций элементов опоры за счет:

- выравнивания температур;
- введения охлаждения;
- подбора материала по коэффициента линейного расширения;
- введение компенсационных элементов;
- управление жесткостью.



При удлинении ребер происходит поворот внутри кольца.

Рис. 6.8 – Схема компенсации тепловых деформаций ребер опоры

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

За более чем полвека стремительного развития газотурбинных двигателей создано большое число двигателей разных типов и назначений.

Каждый авиационный ВРД аккумулирует в себе идеи, научные открытия и технические решения своего времени. Это наследие нужно бережно хранить и строить на этом обучение новых поколений конструкторов, не вдаваясь в технические подробности, а основываясь на принципах проектирования, показывать наиболее ценные решения, которые имеют долговременное применение и воздействие на выбор, делаемый конструктором.

Создание отечественного турбореактивного двигателестроения, рождение конструкторских школ – яркая страница в советской и отечественной истории. Сделано это усилиями и талантом выдающихся конструкторов, ученых и организаторов производства. Имена их должны знать молодые люди, связавшие свою судьбу с авиацией.

Первый опыт использования системного анализа в изложении материала показывает, что он находит понимание у студентов, им импонирует рассказ, когда «все разложено по полочкам». Системный подход ломает догму изучаемого материала на «теорию» и «конструкцию» – понимание функциональных и структурных связей ценно в единстве, что позволяет добиваться высокого знания предмета.

Обучение проектированию основывается на знании фундаментальных и многих технических дисциплин. Это особенно зримо проявляется при системном анализе конструкции газотурбинного двигателя и в процессе проектного поиска предпочтительного варианта с оценкой его научно-технического уровня.

Именно при проектировании достигается понимание и углубление студентом изучаемых дисциплин, высокий обучающий эффект.

Многолетний опыт преподавания курса «Конструкция и проектирование авиационных ГТД» помог автору сделать отбор материала, но вечное стремление пишущих «не упустить самое важное» не позволило свести объем учебника к минимуму.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

по курсу

«Конструкция и проектирование авиационных двигателей  
и энергетических установок»

1. Силовые системы АД и ЭУ. Классификация их по типам структурных элементов (ротор и статор) и по воспринимаемым нагрузкам.
2. Виды нагрузок, действующих на элементы АД и ЭУ.
3. Определение осевых газовых сил, действующих на основные узлы АД и ЭУ(ступень осевого компрессора и газовой турбины, камеры сгорания, входного и выходного устройства).
4. Силовые схемы роторов по радиальным связям (двух-, трёх- и четырёх-опорные ). Выбор конструкции и места соединения роторов компрессора и турбины.
5. Силовые схемы по окружным связям. Активные и реактивные моменты. Условия работы корпусов и требования к ним.
6. Классификация способов соединения корпусов компрессора и турбины.
7. Классификация компрессоров. Требования, предъявляемые к компрессорам. Основные параметры.
8. Основные недостатки осевых компрессоров. Способы повышения запасов газодинамической устойчивости (борьба с помпажом).
9. Требования, предъявляемые к роторам. Роторы дискового, барабанного и барабанно-дискового типов. Их достоинства и недостатки.
10. Соединения диска с валом в дисковых роторах. Назначение трактовых колец.
11. Конструкция неразборных соединений барабанно-дисковых роторов (с радиальными штифтами и сварных).
12. Конструкция разборных соединений барабанно-дисковых роторов (фланцевое соединение, соединение с длинными стяжными болтами и распорными втулками).
13. Конструкция замка «ласточкин хвост».
14. Елочный замок и замок типа «проушина» (штифтовый).
15. Требования к корпусам. Типы корпусов.
16. Уплотнения радиальных зазоров.
17. Стадии разработки АД и ЭУ и содержание работ по стадиям.
18. Виды конструкторской документации.
19. Основные материалы, применяемые в компрессорах.
20. Классификация турбин. Основные параметры. Требования, предъявляемые к турбинам.
21. Назначение турбины. Особенности работы. Основные требования.
22. Ротор турбины. Требования. Условия работы.
23. Особенности конструкции дисков турбин.
24. Типы соединений лопаток турбины с диском.
25. Статор турбины. Условия работы. Требования.



26. Осевые и радиальные зазоры. Управление радиальными зазорами.
27. Способы крепления лопаток сопловых аппаратов. Осевая фиксация.
28. Назначение охлаждения лопаток. Требования к системам охлаждения.
29. Способы охлаждения: конвективное и заградительное (пленочное).
30. Выбор места отбора воздуха и его способа его транспортировки.
31. Способы охлаждения дисков и корпусов.
32. Камера сгорания: назначение и требования.
33. Типы КС. Достоинства и недостатки каждого типа.
34. Особенности рабочего процесса в КС. Основные элементы.
35. Пути и методы снижения выхода токсичных веществ.
36. Назначение и условия работы форсажной камеры. Требования, особенности конструкции, способы крепления.
37. Основные конструктивные элементы форсажной камеры.
38. Назначение, условия работы и требования к выходным устройствам. Классификация.
39. Конструктивные элементы выходного устройства. Обеспечение соосности элементов выходного устройства.
40. Реверс и девиация тяги. Назначение, классификация и принципы действия.
41. Система уплотнений двигателей летательных аппаратов. Назначение, классификация, требования.
42. Назначение маслосистемы и требования к ней. Типы маслосистем.
43. Основные элементы циркуляционной маслосистемы.
44. Определение основных параметров маслосистемы (циркуляционный расход, расход смазки, температура, сорт масла).
45. Назначение системы суфлирования. Типы используемых суфлеров.
46. Основные источники шума двигателей летательных аппаратов.
47. Нормирование уровней шума, единицы измерения и способы замера.
48. Система запуска. Основные этапы работы. Типы стартеров.