

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Д. К. НОВИКОВ

**Основы конструирования
авиационных двигателей
и энергетических установок**

Электронное учебное пособие

САМАРА

2012

Автор: **Новиков Дмитрий Константинович**

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. Н. Матвеев

Новиков, Д. К. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / Д. К. Новиков; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т) – Электрон. тестовые и граф. дан. (2,131 Мбайт) - Самара, 2012. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM). – Систем. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

В электронном учебном пособии представлен курс лекций по основам конструирования авиационных двигателей и энергетических установок.

Данный курс лекций разработан для обеспечения учебной подготовки магистров по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», дисциплина «Конструкция двигателей ЛА», 9 семестр и специалистов по специальности 160700.65 – «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», дисциплина «Основы конструкции двигателей», 7 семестр.

Электронное учебное пособие разработано на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

	Введение	5
1	Основные этапы создания двигателя.....	8
	1.1 Стадии проектирования.....	8
	1.2 Этапы жизненного цикла двигателя.....	8
	1.3 Виды конструкторской документации.....	10
2	Конструктивно-силовая схема АД и ЭУ.....	11
	2.1 Силовые системы АД.....	11
	2.2 Силы, действующие в ГТД.....	11
	2.3 Определение газовых сил в канале АД.....	13
	2.4 Газовые силы, действующие в элементах АД.....	14
	2.5 Определение осевой силы ротора АД.....	16
	2.5.1 Осевая разгрузка в ТРД.....	17
	2.5.2 Осевая разгрузка в ТВД.....	17
	2.6 Баланс осевых сил в ТРД.....	18
	2.7 Силовые схемы роторов по радиальным связям.....	19
	2.7.1 Двухопорные.....	19
	2.7.2 Трехопорные.....	20
	2.7.3 Четырехопорные.....	21
	2.8 Силовые схемы по окружным связям.....	22
	2.9 Силовая схема статора.....	22
	2.9.1 Схема с внутренней одинарной связью.....	23
	2.9.2 Схема с внешней одинарной связью.....	23
	2.9.3 Силовая схема с двойной разомкнутой связью.....	24
	2.9.4 Силовая схема с двойной замкнутой связью.....	24
	2.10 Подвеска двигателя на самолете.....	25
3	Критические частоты вращения роторов.....	26
	3.1 Одномассовый ротор с диском посередине. «Гибкие» и «жесткие» роторы.....	26
	3.2 Частота свободных изгибных колебаний невращающегося вала с диском посередине.....	28
	3.3 Влияние жесткости опор и осевой силы на критические частоты.....	29
	3.4 Формы колебаний ротора на упругих опорах.....	30
	3.5 Расчет критических частот вращения многодисковых роторов.....	33
	3.6 Влияние гироскопии диска.....	34
4	Демпфирование колебаний роторов.....	36
	4.1 Вынужденные колебания одномассовой системы.....	36
	4.2 Классификация демпферов опор роторов.....	38
	4.3 Гидродинамические демпферы.....	43
	4.4 Гидродинамические демпферы с упругими элементами.....	45
	4.5 Основы теории гидродинамических демпферов.....	47

5	Компрессоры.....	51
	5.1 Классификация компрессоров.....	51
	5.2 Требования, предъявляемые к компрессорам.....	51
	5.3 Осевые компрессоры.....	52
	5.3.1 Способы повышения запасов ГДУ (борьба с помпа- жом).....	53
	5.3.2 Форма проточной части.....	55
	5.4 Роторы ОК.....	56
	5.4.1 Требования, предъявляемые к роторам.....	56
	5.4.2 Типы роторов.....	56
	5.4.3 Конструкция роторов барабанного типа.....	57
	5.4.4 Конструкция роторов дискового типа.....	58
	5.4.5 Конструкция диско-барабанных роторов.....	60
	5.4.6 Выбор элементов конструкции барабанно-дискового ротора.....	65
	5.5 Лопатки компрессора.....	68
	5.5.1. Требования к лопаткам ОК.....	68
	5.5.2 Основные элементы лопатки.....	68
	5.5.3 Соединение лопаток с диском.....	69
	5.5.3.1 Соединение лопаток с диском типа ласточкин хвост.....	69
	5.5.3.2 Елочный замок	70
	5.5.3.3 Проушина (штифтовый замок).....	71
	5.5.4 Blisk –технология.....	72
	5.5.5 Перо лопатки.....	72
	5.5.6 Осевая фиксация лопаток.....	73
	5.6 Направляющие аппараты.....	75
	5.6.1 Типы НА.....	75
	5.6.2 Способы закрепления лопаток в НА.....	76
	5.7 Корпус.....	77
	5.7.1 Типы корпусов.....	77
	5.7.2 Фланцевые соединения. Центровка фланцев.....	79
	5.8 Зазоры в проточной части и уплотнения.....	81
	5.8.1 Осевые зазоры.....	82
	5.8.2 Радиальные зазоры.....	82
	5.8.3 Уплотнение радиальных зазоров.....	83
	5.9 Материалы, используемые в компрессоре.....	86
6	Модульность конструкции АД и ЭУ.....	87
	Список рекомендованной литературы.....	87

ВВЕДЕНИЕ

В переводе с латинского **constructio** – это построение, составление, расположение частей чего-либо. В энциклопедическом словаре указывается, что конструкция в технике – это

- Схема устройства и работы машины, сооружения или узла, а также природа материалов, из которых сделаны части
- Сами машины, сооружения, узлы и их детали.

. Соответственно «конструирование» – это процесс создания конструкции.

Следует также сказать несколько слов о терминах «конструирование» и «проектирование». В конструкторских бюро под термином «проектирование» подразумевается проведение газодинамических и термодинамических расчетов, а под термином «конструирование» – выполнение чертежей. Однако для создания работоспособной конструкции необходимо не только выполнить рабочий чертеж, но и произвести хотя бы простейшие расчеты на прочность, сформулировать технические требования, выбрать (пусть ориентировочно) технологию изготовления, предусмотреть необходимые испытания и назначить их режимы, что также является предметом проектирования. Именно поэтому наша кафедра называется «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов».

ВАЖНОСТЬ РАЗРАБОТКИ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Академик К.В. Фролов, директор института Машиноведения РАН в статье, посвященной годовщине кончины Н.Д.Кузнецова писал так (цитата из статьи в журнале «Проблемы машиностроения и надежности машин», 1996г, №6): «Авиационные ГТД синтезируют в себе все новейшие достижения фундаментальных и прикладных наук: газовой динамики, теории горения, механики и теории машин, математики, физики, химии, физики и механики твердого тела, термодинамики, тепло- и массообмена, прочности, материаловедения и других областей знаний, используемых при проектировании и доводке изделий». Страны, создающие и производящие авиационные ГТД, однозначно можно отнести к индустриально развитым. Неслучайно один из десятка научно-технических приоритетов США обозначен кратко «Газотурбинные двигатели». От этого приоритета зависит многое».

До конца 80-х годов прошлого столетия в СССР ГТД уделялось много внимания. Поэтому в СССР был изобретен и впервые в мире создан двухконтурный двигатель для пассажирского самолета (Д-20П) и самый мощный в мире ТВД (НК-12). Самолеты с отечественными двигателями выпускались в большом количестве для нужд гражданской и боевой авиации.

СОВРЕМЕННЫЙ РЫНОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Он представлен следующими сегментами:

1. Двигатели для самолётов.
2. Двигатели для вертолётов.

Основные фирмы, производящие авиационные двигатели, представлены в таблице 1.

Объём мирового рынка авиационного двигателестроения по итогам 2010 года составил примерно 40,1 млрд долл. США, и при ожидаемых средне-годовых темпах роста в 4,3% его объём к 2025 году достигнет 75 млрд долл. США. При этом наиболее быстрыми темпами, согласно прогнозам, будут расти рынки Китая и стран Юго-Восточной Азии.

Доля Российской Федерации на рынке по итогам 2010 года составила примерно 3% – около 1,3 млрд долл. США, в том числе поставки на экспорт (в основном для военной авиации) – 1,2 млрд долл. США.

Россия заметно представлена на рынке двигателей для военных самолётов, где её доля составляет примерно 7%. Доли Российской Федерации на рынке двигателей для вертолётов – 3%, а двигателей для гражданских самолётов – менее 1%.

Объём продаж авиационных двигателей в России в 2010 году составил примерно 1 млрд долл. США, из которых около 10% пришлось на российских производителей.

При этом рынок *в секторе двигателей для пассажирских самолётов* в 2010 году был поделён следующим образом:

1. Альянс CFM (в нём в равных долях представлены компании Snecma, Франция и General Electric Aviation, США) – 50%.
2. General Electric Aviation – 16%.
3. Альянс IAE (в него входят компании Pratt&Whitney, США; Rolls-Royce, Великобритания и ряд компаний меньшего размера) – 14%.
4. Pratt&Whitney – 10%.
5. Rolls-Royce – 7%.

Таблица 1. ОСНОВНЫЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫЕ ФИРМЫ

Фирма – изготовитель, двигатель, самолет	Тяга, мощность на взлете	Тг, Град К	год	Цена <u>сер.</u> разраб. Млн \$
РОССИЯ				
ОАО СНТК им. КУЗНЕЦОВА, Самара				
НК-12 ТУ-95, ТУ-114, АН-22	12500- 15000лс	1150	1956	
НК-8 ТУ-154, ИЛ-62	95-110кН	1200	1964	
НК-93	180кН	1520	1990	
ОАО «АВИАДВИГАТЕЛЬ», Пермь				
Д30КП ИЛ-76	120кН	1427	1974	
Д30 КУ ИЛ-62М, ТУ-154М	110кН	1385	1974	
ПС-90 ИЛ-96	160кН	1565	1991	2
ОАО «РЫБИНСКИЕ МОТОРЫ»				
SAM-146	71		2008	
УКРАИНА				
«Прогресс. ЗМКБ им. Ивченко», Запорожье				
АИ-24 АН-24	2400лс	1150	1960	
Д-36 Як-42, АН-72, АН-74	65кН	1450	1977	
Д-18 АН-124, АН-125	234кН	1610	1984	
Д436Т1 Ту-334	75...82кН	1450	1997	
США				
PRATT&WHITNEY				
JT-8D-217 Boeing 727, 737, DC-9	65...95кН	1380	1981	1,95
JT-9D-7R4 Boeing 747, 767, DC-10, A300, A310	200...250	1494-1709	1980	3,9
PW-2037 Boeing 757, McDonnell Douglas C-17, ИЛ-96М	170...200 кН	1669	1983	<u>3,8</u> 1000
PW-4000 A300,310,330, Boeing 747, 777, MD-11	226...455 кН	1626	1987	<u>4,8</u> 700
GENERAL ELECTRIC				
GE-90 Boeing 777	389		1995	5
ВЕЛИКОБРИТАНИЯ				
ROLLS-ROYCE				
RB. 211-525B L-1011-500/200	227кН	1550	1976	2,6
ФРАНЦИЯ-США				
SNECMA				
CFM.-56-3 (SNECMA-GE), B-737/300	92кН	1539	1983	2

1 ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

1.1 Стадии проектирования

Началу проектирования ГТД предшествует выдача конструктору двигателя технического задания (ТЗ) разработчиком летательного аппарата (ЛА). ТЗ формулируется на основании задания на создание ЛА, технических требований (ТТ) к ЛА и предварительных совместных конструктивных проработок ЛА и двигателя. ТЗ содержит:

- Основное назначение
- Основные технические характеристики
- Важнейшие ТТ и показатели качества
- Техничко-экономические и специальные требования, связанные со спецификой применения разрабатываемого двигателя.

Далее начинается непосредственно процесс проектирования двигателя, включающий в себя стадии (ГОСТ2.103-68), приведенные в таблице 1.1.

Каждая стадия проектирования считается завершенной после ее утверждения и проведения необходимых согласований.

1.2 Этапы жизненного цикла двигателя

Основные этапы жизненного цикла двигателя представлены на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1.-Основные этапы жизненного цикла двигателя

В уже упоминаемой статье К.В.Фролова приводятся следующие слова Н.Д. Кузнецова об этапе доводки (цитата): « Этап доводки двигателя более трудоемкий и продолжительный во времени, чем этап проектирования, и характеризуется большим напряжением в работе. Доводка – это период неудач и успехов, проявления острых эмоций, оправдавшихся надежд и разочарований, неожиданных трудностей, пора «загадок» и «открытий», провалов и радостных находок, переоценки некоторых «умных» идей и замыслов и иногда открытие истины в простых решениях, отвергнутых ранее...».

На стадиях разработки эскизного и технических проектов участвует большой коллектив конструкторов, технологов, металлургов и других

специалистов, а также принимают участие отраслевые институты, оценивающие уровень основных параметров и возможности их достижения, надежность с учетом расчетных запасов прочности, а также уровень технологичности изготовления и трудоемкости узлов и деталей, применяемых марок материалов, а также стандартизации, унификации и т.д.

Поэтому знание конструкции двигателя и умение проводить основные прочностные расчет необходимы на всех стадиях проектирования двигателя.

Таблица 1.1. Стадии проектирования

Стадия разработки	Содержание работы
Техническое предложение (ТП) ГОСТ 2.118-73	Подбор материалов. Разработка ТП с присвоением документации литеры П. Рассмотрение и утверждение ТП.
Эскизный проект (ЭП) ГОСТ 2.118-73	Разработка ЭП с присвоением документации литеры Э. Изготовление и испытание макетов при необходимости. Рассмотрение и утверждение ЭП
Технический проект (ТП) ГОСТ 2.120-73	Разработка ТП с присвоением документации литеры Т. Изготовление и испытание макетов при необходимости. Рассмотрение и утверждение ТП
Рабочая конструкторская документация (КД) ГОСТ 2.120-73 • опытного образца изделия, предназначенного для серийного или единичного изготовления	Изготовление и предварительные испытания опытного образца. Корректировка КД по результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца с присвоением документации литеры О. Приемочные испытания опытного образца. Корректировка КД по результатам испытаний с присвоением документам литеры О ₁ . Изготовление и испытание установочной серии по КД с литерой О ₁ . Корректировка КД по результатам изготовления и испытаний установочной серии, а также оснащения технологического процесса изготовления изделия с присвоением КД индекса А.
• серийного (массового) производства	

1.3 Виды конструкторской документации (ГОСТ 2.102-68)

К конструкторским документам относят графические и текстовые документы, которые в отдельности или в совокупности определяют состав и устройство изделия и содержат необходимые данные для его разработки или изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта.

Некоторые из основных из документов представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Перечень некоторых видов КД

Вид документа	Определение
Чертеж детали	Документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля
Сборочный чертеж	Документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля
Чертеж общего вида	Документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его основных частей и поясняющий принцип работы изделия
Спецификация	Документ, определяющий состав сборочной единицы
Ведомость спецификаций	Документ, определяющий состав сборочной единицы
Пояснительная записка	Документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений
Технические условия	Документ, содержащий требования к изделию, его изготовлению, контролю, приемке и поставке, которые целесообразно указывать в другой КД.
Расчет	Документ, содержащий расчеты параметров и величин, например расчеты на прочность

2 КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВАЯ СХЕМА АД И ЭУ

Конструктивная схема формируется в виде условно-стилизованных графических элементов, которые обладают свойствами, необходимыми для выражения данной концепции конструкции.

2.1 Силовые системы АД

Силовая система (СС) ГТД показывает структуру и направление передачи усилий и моментов, возникающих в двигателе. Структура СС представлена на рисунке 2.1. Конкретным выражением СС является силовая схема.

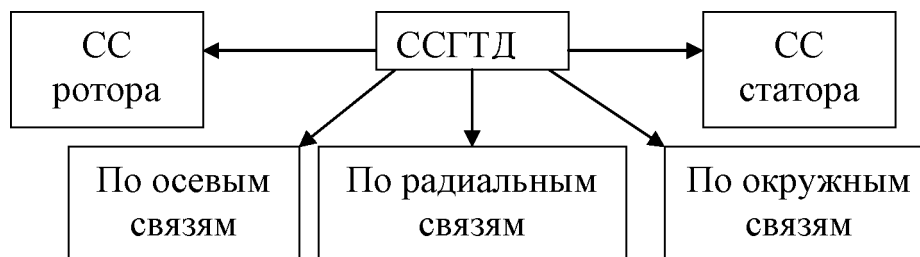


Рисунок 2.1. - Структура силовой системы АД

Для дальнейшего анализа необходимо разобраться в силах, возникающих при работе АД.

2.2 Силы, действующие в ГТД

Силы инерции движущихся масс

- Силы P от статической неуравновешенности ротора e (рисунок 2.2):

$$P = me\omega^2,$$

где m - масса ротора

ω - частота вращения ротора

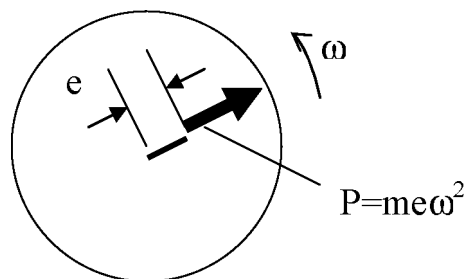


Рисунок 2.2.- Схема сил от статической неуравновешенности ротора

- Силы, вызывающие перегрузку

$$P = Mgn_{\max}^2,$$

где $n_{\max}^2$ - коэффициент максимальной эксплуатационной перегрузки.

Для истребителей $n_{y\max}^2 = 8$ (в вертикальной плоскости). Для пассажирских самолетов $n_{\max}^2 = 2,5 \dots 3,6$ - полет в неспокойном воздухе (ТУ-154).

- Гироскопические моменты

Определение гироскопических моментов

При выполнении самолетом эволюций (рисунок 2.3) на вращающийся ротор двигателя действует гироскопический момент

$$M_r = J_p \Omega \omega \sin \theta,$$

где J_p – полярный момент инерции ротора относительно оси вращения,

$$J_p = \oint r^2 dm,$$

Ω – угловая скорость самолета при его эволюции, θ – угол между векторами ω и Ω . Для цилиндра $J_p = Mr^2$, где M – масса цилиндра, r – его радиус. $\Omega = V/R$, где V – скорость полета самолета, R – радиус кривизны траектории, например, радиус виража или выхода из пике. Чем больше скорость полета и меньше радиус траектории, тем больше угловая скорость самолета.

Направление гироскопического момента определяется по направлению действия поворотного ускорения. Удобно пользоваться системой координат x, y, z , откладывая от начала координат по оси x вектор угловой скорости $\bar{\omega}$ (по

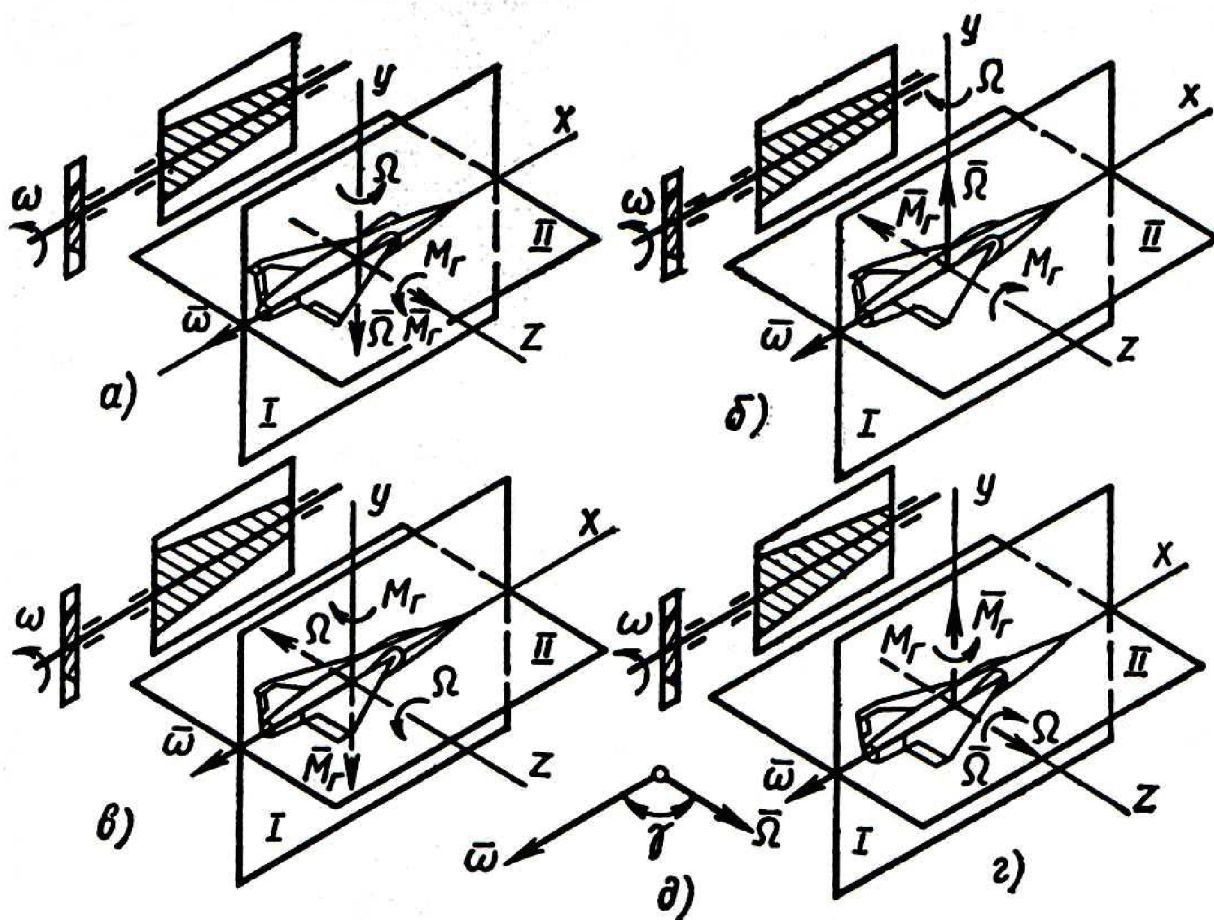


Рисунок 2.3.- Направление действия гироскопического момента при различных эволюциях самолета в полете
отечественному стандарту вращение ротора происходит против часовой стрелки, если смотреть со стороны сопла, поэтому откладываем вектор $\bar{\omega}$,

направленный в отрицательную сторону по оси x . При этом удобно пользоваться следующим правилом: гироскопический момент, возникающий при отклонении самолета от прямолинейной траектории, стремится повернуть самолет в пространстве так, чтобы вектор угловой скорости вращения ротора $\vec{\omega}$ совместился с вектором самолета угловой скорости вращения самолета $\vec{\Omega}$ (при этом вращение происходит в сторону меньшего угла между векторами).

Оценим порядок гироскопических сил. Примем $M=100\text{кг}$, $r=0,5\text{м}$. Тогда $J_p=Mr^2=100\times0,5^2=25\text{кг}\cdot\text{м}^2$. Пусть ротор вращается со скоростью 5000об/мин. Тогда $\omega=\pi n/30\approx0,1n=500\text{с}^{-1}$. Пусть самолет совершает маневр со скоростью вращения, равной 1об/мин. Тогда $\Omega=0,1\text{с}^{-1}$ и $M_g=J_p\Omega\omega=25\times0,1\times500=1250\text{н}\cdot\text{м}$. $M=PL$, отсюда $P=M/L$. Примем $L=2\text{м}$. Тогда получим для гироскопической силы, действующей на подшипник, $P=1250/2=625\text{н}=62,5\text{кг}$, что превышает половину массы ротора.

Температурные нагрузки

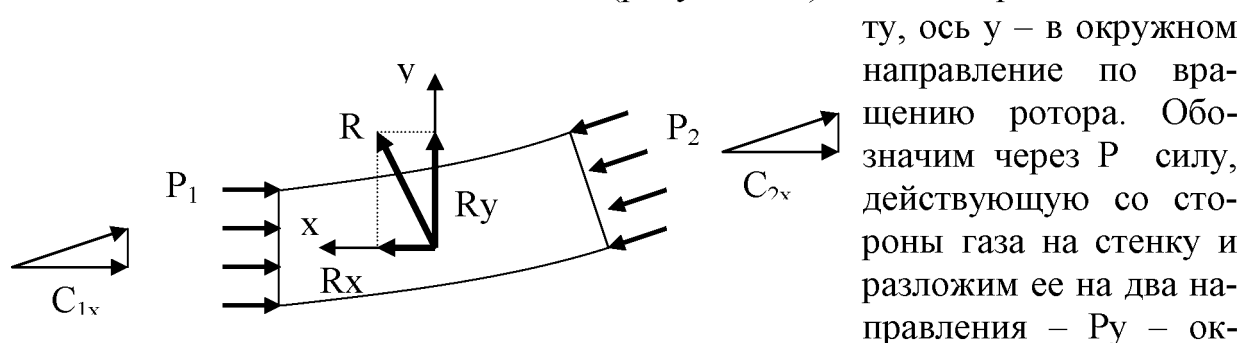
Их стремятся максимально снизить. Для этого в конструкцию вводят специальные компенсаторы (телескопические подвижные соединения и упругие элементы). Однако это приводит к снижению жесткости конструкции.

Газовые силы

Они возникают при течении газа по какому-либо каналу и передаются через стенки на узлы крепления для неподвижных деталей или приводят во вращение или создают условия для перемещения в случае подвижных (рабочие лопатки).

2.3 Определение газовых сил в канале АД

Для их определения выделим канал, ограниченный твердыми стенками, и возьмем в нем два сечения 1-1 и 2-2 (рисунок 2.4). Ось x направим по полету, ось y – в окружном направлении по вращению ротора. Обозначим через P силу, действующую со стороны газа на стенку и разложим ее на два направления – P_y – ок-



ружное и P_x - осевое.

Рисунок 2.4.-Схема течения газа в канале АД

Ограничимся пока определением осевой силы. Она, согласно уравнению Бернулли, состоит из двух компонент – статической $P_{\text{стат}}$ и динамической $P_{\text{дин}}$:

$$R_x = R_{\text{стат}} + R_{\text{дин}} \quad R_{\text{стат}} = P_2 F_2 - P_1 F_1 \quad R_{\text{дин}} \times \tau = m V_2 - m V_1$$

$$R_{\text{дин}} = V_2 \times m / \tau - V_1 \times m / \tau \quad R_{\text{дин}} = G(C_{2x} - C_{1x}) \quad R_x = G(C_{2x} - C_{1x}) + P_2 F_2 - P_1 F_1$$

2.4 Газовые силы, действующие в элементах АД

Ступень осевого компрессора

Усилия, действующие на периферии и у втулки, учитывать не будем, т.к. они зависят от конкретной конструкции ротора. Схема действия сил представлена на рисунке 2.5. Тогда для силы имеем

$$R_{\text{ок}} = G(C_{2a} - C_{1a}) + P_2 F_2 - P_1 F_1$$

где C_{2a} , C_{1a} – осевые составляющие скорости газового потока соответственно на входе и выходе из ступени. Т.к. $C_{2a} \cong C_{1a}$, то $R_{\text{дин}} \cong 0$. Т.к. сжатие идет по

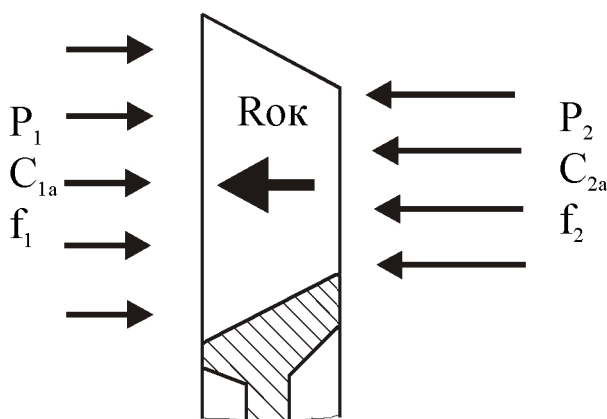


Рисунок 2.5.-Схема газовых сил, действующих на ступень осевого компрессора

адиабате и давление растет быстрее, чем уменьшается площадь, то $R_{\text{стат}} > 0$ и это значение намного больше, чем динамическое, т.е. $R_{\text{стат}} \gg R_{\text{дин}}$

Ступень газовой турбины

Схема действия сил для ступени турбины представлена на рисунке 2.6.

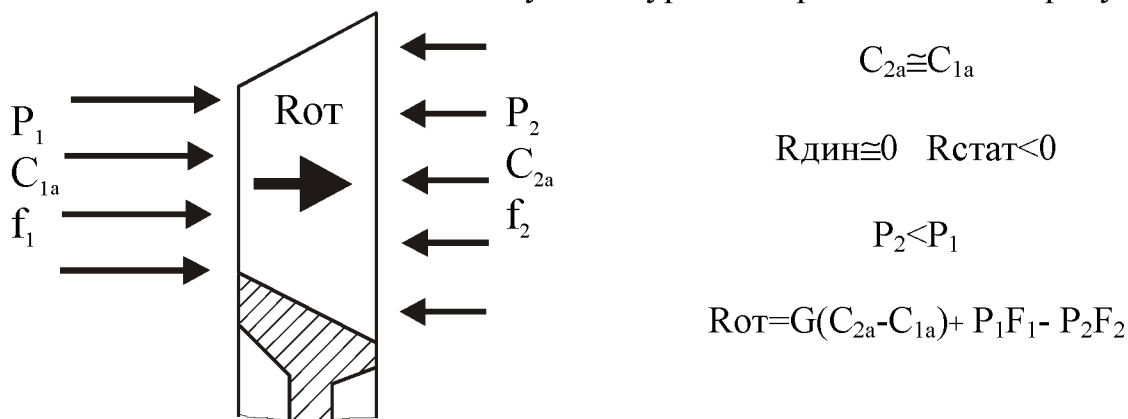
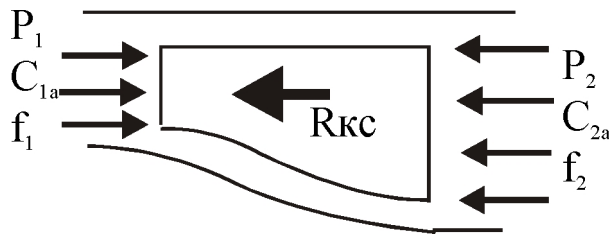


Рисунок 2.6.-Схема газовых сил, действующих на ступень осевой турбины

Осевая сила камеры сгорания

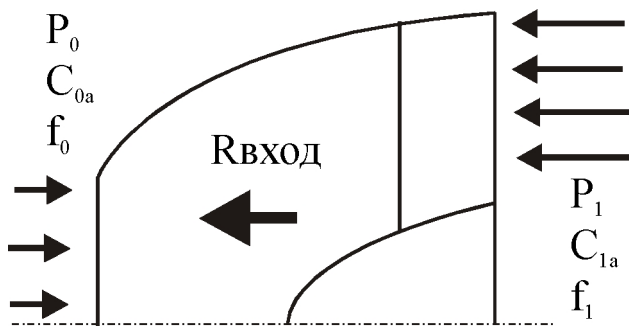


Давление $P_1 \cong P_2$ $C_{1a} < C_{2a}$. Поскольку тепло в КС подводится при постоянном давлении, то увеличивается удельный объем газа, поэтому проходное сечение на выходе из КС необходимо увеличивать. Следовательно, в КС $R_{\text{стат}} \gg 0$. Схема действующих сил представлена на рисунке 2.7.

Рисунок 2.7.-Схема газовых сил, действующих на камеру сгорания

Входное и выходное устройства

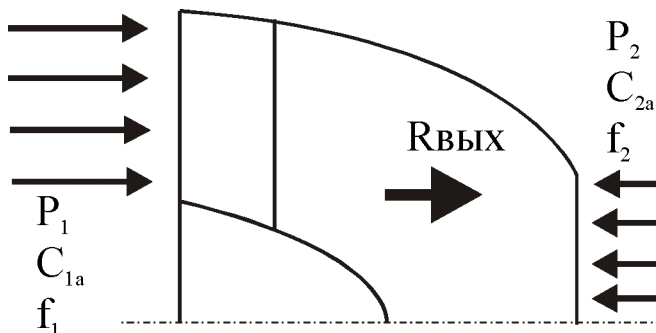
Схемы осевых газовых сил, действующих в этих устройствах, показаны на рисунках 2.8 и 2.9.



$$P_1 > P_0; f_1 > f_0$$

$$R = P_1 f_1 - P_0 f_0 + G(W_1 - W_0)$$

Рисунок 2.8.-Схема газовых сил, действующих на входное устройство



$$P_1 \gg P_2 \quad f_1 > f_2 \quad C_{2a} > C_{1a}$$

$$R_{\text{вых}} = P_2 f_2 - P_1 f_1 + G(C_{2a} - C_{1a})$$

Рисунок 2.9.-Схема газовых сил, действующих на выходное устройство

Вклад основных элементов двигателя в создание осевой силы представлен в таблице 2.1.

Таблица 2.1. Вклад основных элементов двигателя в создание осевой силы

Элемент двигателя	Входное устройство	ОК	КС	ГТ	Выходное устройство
Осевая сила	$(0,1 \dots 0,2)R$	$(1 \dots 2)R$	$2R$	$-(1,5 \dots 1,8)R$	$\pm(0,4 \dots 0,5)R$

2.5 Определение осевой силы ротора АД

Схема осевых сил, действующих на ротор АД, представлена на рисунке 2.10.

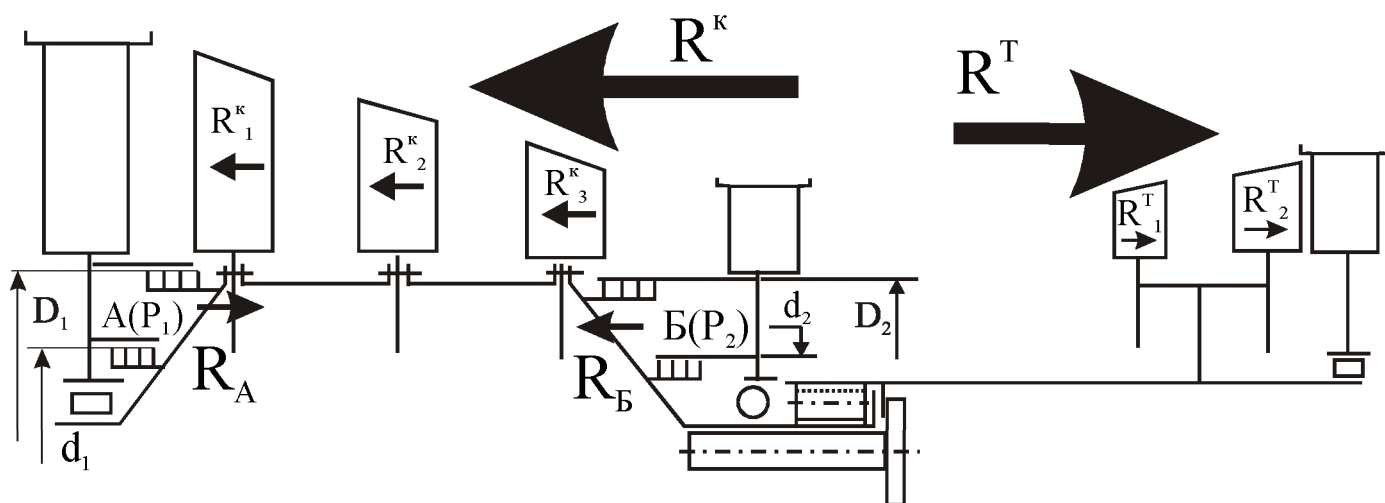


Рисунок 2.10. - Схема осевых сил, действующих на ротор АД

Ротор располагается как минимум на двух подшипниках, один из которых – радиально-упорный (шариковый). В качестве радиальных подшипников обычно используют роликовые подшипники. Радиально-упорный подшипник фиксирует осевое положение ротора, а радиальный подшипник допускает осевое смещение ротора относительно роликов подшипника, которые не препятствуют этому. Так делают для компенсации температурных деформаций, которые всегда имеют место из-за изменения температуры по длине ротора. Осевое удлинение ротора по этой причине может составлять 5-7мм, и если не обеспечить свободы расширения на одном из концов ротора, то в нем возникают недопустимо большие деформации, ведущие к поломке.

В ГТД обычно применяют подшипники легкой серии. Поэтому РУП выдерживает не более 5Т осевой нагрузки. В современных ОК осевая сила достигает 25Т. Обычно в ГТД существует жесткая осевая связь роторов компрессора и турбины, поэтому на РУП передается только разность между осевыми силами ОК и ГТ, которая составляет 10...15Т и превышает допустимую нагрузку на РУП. Значит, требуются дополнительные конструктивные мероприятия для снижения осевой силы на РУП.

Для этого используются специальные разгрузочные полости, например полости А и Б. Осевая сила R_p , действующая на ротор, определяется как сумма осевых сил всех ступеней компрессора и турбины и усилия от разгрузочных полостей R_A и R_B :

$$R_k = R_B + \sum_{i=1}^n R_i^k - R_A \quad R_T = \sum_{i=1}^n R_i^T \quad R_p = R_k - R_T$$

В разгрузочные полости подаются соответственно давления P_1 и P_2 . Отсюда для R_A и R_B имеем:

$$R_A = \frac{\pi}{4} P_1 (D_1^2 - d_1^2) \quad R_B = \frac{\pi}{4} P_2 (D_2^2 - d_2^2).$$

Разгрузка происходит по-разному для ТРД и ТВД, поэтому рассмотрим их отдельно.

2.5.1 Осевая разгрузка в ТРД

Для ТРД осевое усилие ОК по абсолютной величине много больше осевого усилия ГТ, т.е. $|R_{ок}| \gg |R_{гт}|$, т.к. $\pi_k > \pi_T$ (вследствие того, что часть газа расширяется в реактивном сопле). При этом на РУП приходится от 5 до 25% от тяги двигателя. Поэтому для разгрузки необходимо переднюю полость А наддувать воздухом с избыточным давлением, а заднюю Б – суфлировать с атмосферой.

2.5.2 Осевая разгрузка в ТВД

Осевое усилие ГТ намного больше осевого усилия ОК $|R_{гт}| \gg |R_{ок}|$. Это связано с тем, что $\pi_k = \pi_T$, а площадь, на которую действует давление со стороны компрессора, меньше, чем со стороны турбины из-за повышения температуры в КС, благодаря чему увеличивается объемный расход газа и требуется большие проходные сечения. Вследствие этого приходится в ТВД переднюю полость суфлировать, а заднюю – наддувать.

В зависимости от расположения РУП, наличия дополнительных силовых элементов (стяжных болтов), усилий в разгрузочных полостях ротор может быть сжат или растянут, либо частично сжат, а частично растянут. Схема осевых сил, действующих на весь ротор АД, представлена на рисунке 11.

2.6 Баланс осевых сил в ТРД

Схема осевых сил, действующих в ТРД, представлена на рисунке 2.11.

На этой схеме векторы сил, обозначенные белыми стрелками, действуют по полету, черными – против полета. Таким образом, тяга образуется за счет входного устройства, ВНА, направляющих аппаратов всех ступеней компрессора и камеры сгорания. В ГТД тягу увеличивает также осевое усилие на РУП. Эти усилия через корпус двигателя, силовые пояса и узлы крепления двигателя передаются на самолет, создавая тягу.

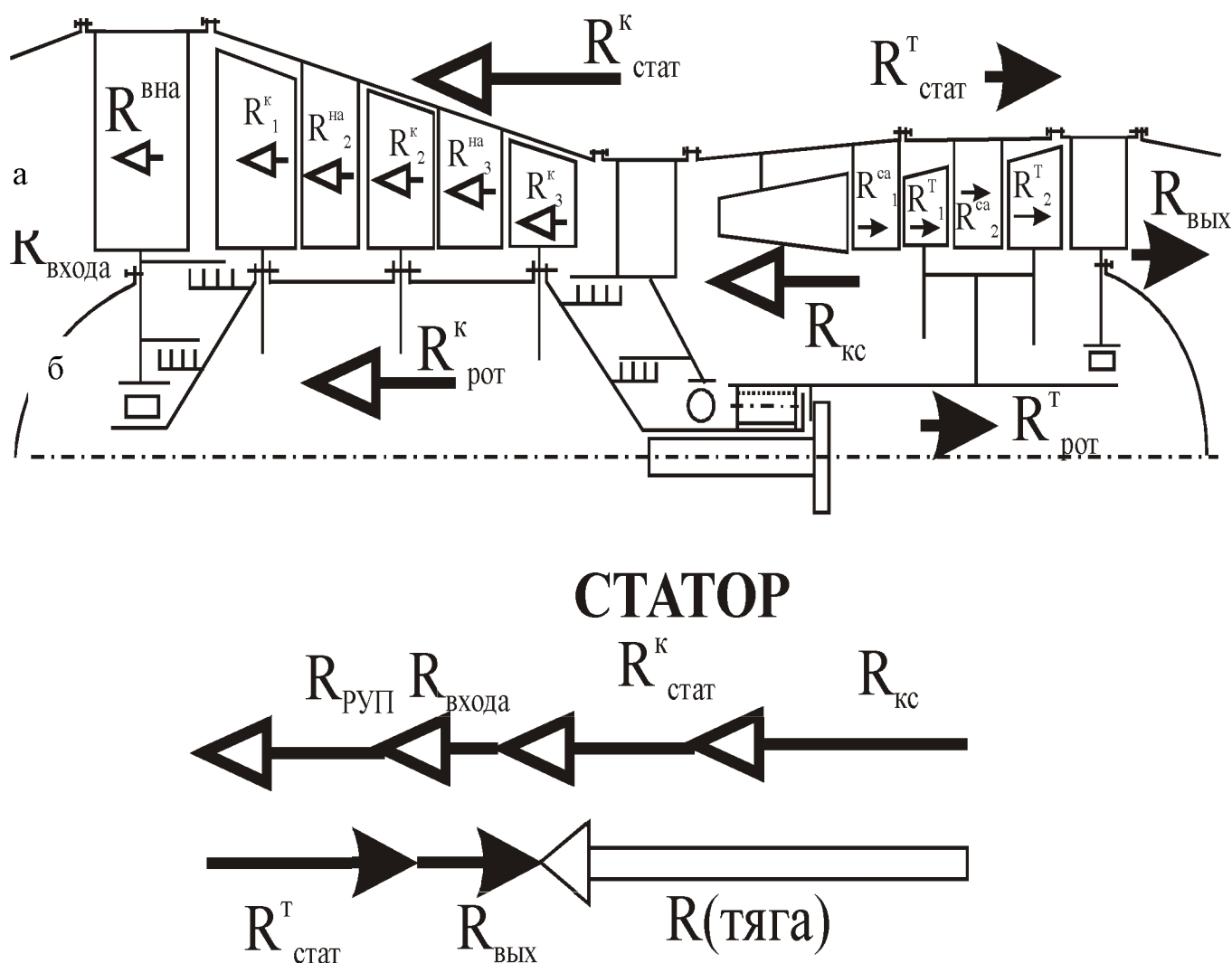
Рисунок 2.11. – Баланс осевых сил в ТРД

а- схема осевых сил в ТРД; б - диаграмма осевых сил, действующих на статор

2.7 Силовые схемы роторов по радиальным связям

Силовая схема ротора включает ротор компрессора, ротор турбины и элементы связи этих роторов. Схема определяется числом валов, типом двигателя, компрессора и турбины, расположением опор и силовых поясов.

Говоря о силовой схеме ротора, необходимо уточнить понятия «опора»

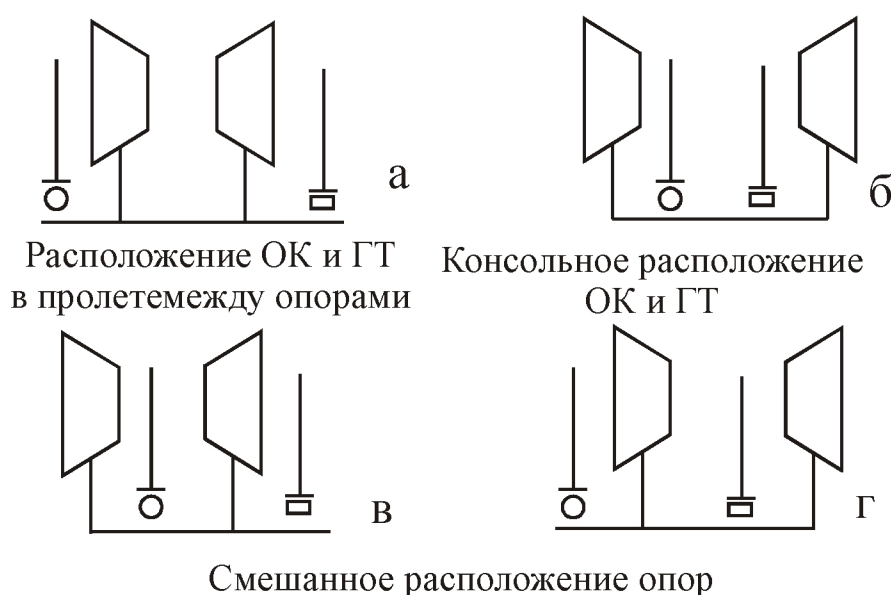


и «силовой пояс». В данном случае мы под опорой понимаем подшипник, а силовой пояс включает в себя подшипник, установленный в корпусную втулку, связанную ребрами, проходящими через газозвдушный тракт двигателя

с наружным корпусом двигателя. Силовой пояс входит в силовую схему всего двигателя, а подшипник, в нем размещаемый, иногда называется статорным. Через силовой пояс инерционные нагрузки от ротора передаются на узлы подвески двигателя. Если подшипник не связан с силовым поясом, а опирается на другой вал, то он называется межвальным.

Рассмотрим одновальный двигатель. По числу опор он может быть двухопорным, трехопорным и четырехопорным.

2.7.1 Двухопорные



Схемы таких роторов представлены на рисунке 12. Достоинство – система статически определима.

Недостаток – большое расстояние между опорами, следовательно, малая жесткость и большие прогибы. Рассмотрим схему а. Достоинство – задняя опора расположена в зоне

Рисунок 2.12.- Схемы двухопорных роторов

низких температур. Недостаток – большое расстояние между опорами. Пример: КВД двигателя Д-36.

Схема б. Достоинство – малое расстояние между опорами.

Недостаток – консольное расположение роторов ОК и ГТ, что возможно при числе ступеней, не превышающем 3.

Поэтому в компрессорах применяется только в каскаде НД – на вентиляторе. При большем числе ступеней увеличиваются прогибы ротора, что и ограничивает применение данной схемы. В чистом виде такая схема практически не применяется.

Схемы в, г. Достоинство – снижается расстояние между опорами.

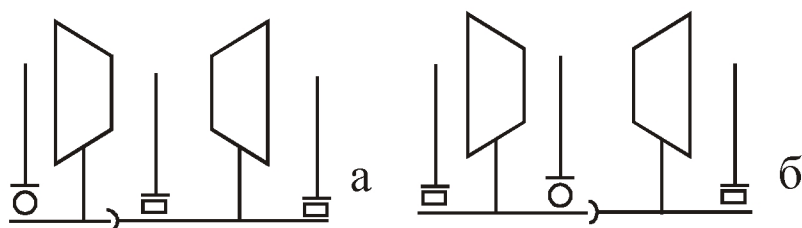
Недостаток – связан с появлением консольных участков, о которых говорилось при рассмотрении схемы б.

Схема в применяется в двигателях без ВНА, в основном для размещения вентилятора (вентилятор двигателя Д-36). Схему г можно использовать только при небольшом количестве ступеней турбины (каскад СД двигателя Д-36).

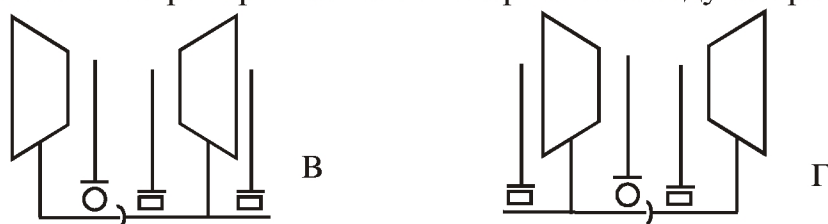
2.7.2 Трехопорные

Радиально-упорный подшипник желательно ставить ближе к узлу, где

осевое смещение ротора влияет на осевой зазор. Обычно РУП ставится в районе средней опоры двигателя.



Расположение роторов ОК и ГТ в пролете между опорами



Консольное расположение ротора ОК

Консольное расположение ротора ГТ

Достоинство – повышенная жесткость ротора.

Недостатки –

1. Система один раз статически неопределима, если ротора ОК и ГТ соедине

Рисунок 2.13. – Схемы трехопорных роторов

ны жестко.

2. Повышенные требования к соосности опор.

Для того, чтобы система была статически определима, в узел соединения вводят шарнир, а крутящий момент передается через шлицы.

Схема а. Достоинство – удобство доступа к РУП в процессе эксплуатации с целью его осмотра и дефектации.

Недостаток – большое удлинение ротора в районе турбины.

Пример – ГТД 3Ф, ТВД-10Б.

Схема б. Достоинство – оптимальное распределение удлинения по оси ротора. Пример – АЛ-21Ф-3, КНД Д-30, Д-30КУ (если не учитывать межвального подшипника).

Схемы в, г. Достоинство – уменьшается расстояние между опорами и, следовательно, повышается жесткость ротора и возрастают критические обороты.

Недостаток – наличие консольных участков требует увеличенных радиальных зазоров по лопаткам, что приводит к снижению КПД.

Примеры. Схема в) может использоваться только для компрессоров без ВНА: АИ-25, каскад НД ПС-90 (без учета межвального подшипника), Р-79В-300 (подъемно-маршевый двигатель, «Союз»).

Схема г): АИ-20, АИ-24, АЛ-7, АМ-3, АМ-5, РУ-19-300, РД-9Б, Д-25В, Д20П.

Как видно из приведенных примеров, наибольшее применение нашли схемы б) и г).

Выбор конструкции и места соединения роторов ОК и ГТ

Соединение может быть выполнено жестким (болтовое) или подвижное (эвольвентные шлицы, стяжные или сферические элементы). Неподвижные элементы соединения используются обычно в двухопорных роторах одноваловых двигателей или каскада ВД ТРДД.

Подвижные – в 3-х и 4-х опорных роторах одноваловых двигателей и в роторах каскадов СД и ВД ТРДД. Они допускают перекося осей до $1,5^\circ$, позволяют снизить требования к соосности, обеспечить модульность и статическую определимость системы.

Требования к подвижным соединениям

1. Конструктивная простота и надежность
2. Допустимость подхода к соединениям инструментами сборки, разборки и контроля.

Место размещения

Рекомендация в одном – соединении стремятся сделать ближе к одной из опор, чтобы исключить нагружение его изгибом от инерционных масс ротора. В 2-х и 3-х опорном роторе СД и НД соединение роторов может располагаться или в опоре ОК, или в опоре ГТ – все определяется конкретной конструкцией.

2.7.3 Четырехопорные

Достоинство – повышенная жесткость ротора.

Недостаток – система дважды статически неопределима. Из-за этого

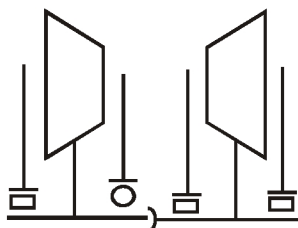


Рисунок 2.14. – Схемы четырехопорных роторов

значительно усложняется сборка ротора. Например, в двигателе НК-12 роликоподшипник перед турбиной зачастую работал с недогрузкой вследствие неопределенности своего положения. Из-за этого возникало проскальзывание роликов, ведущее к их преждевременному износу. Для устранения этого дефекта в настоящее время задняя опора при сборке смещается вниз на 0,17мм, что как бы «переламинает» ось двигателя, за счет чего догружается передний роликовый подшипник турбины.

Другие примеры четырехопорной конструкции роторов – ТР-1 (1947г), АЛ-5 (Люлька, 1952г). Таким образом, четырехопорные двигатели использовались только в самом начале широкого применения газотурбинной техники.

Сейчас в основном используются трехпорные и даже двухпорные (Д-36) роторы.

2.8 Силовые схемы по окружным связям

Образуются двумя силовыми потоками (рисунок 2.15).

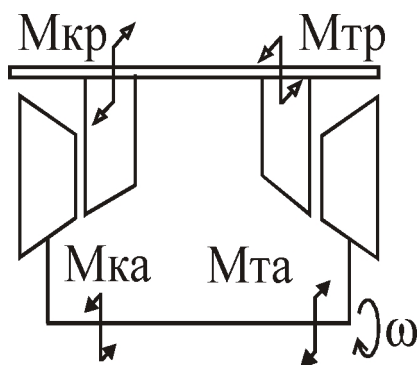


Рисунок 2.15. – Схема действия окружных сил

- 1 Активный – образует роторную часть, передавая активный крутящий момент от турбины к компрессору. Этот поток нагружает ротор крутящим моментом. Он порождается газовыми, изгибающими рабочие лопатки компрессора и турбины.
- 2 По статору передается реактивный крутящий момент от турбины и компрессора на узел крепления двигателя. Этот момент образуется на НА компрессора и СА турбины. Он передается через корпус двигателя на узлы крепления к самолету. Для ТВД силовая схема турбокомпрессорной части двигателя дополняется силовой схемой редуктора.

2.9 Силовая схема статора

Силовую схему статора образуют силовые пояса и силовые корпуса. Основным признаком, определяющим схему силового корпуса ГТД, является способ соединения корпусов компрессора и турбины. По этому признаку различают схемы с одинарной связью и двойной связью, которые, в свою очередь, могут быть с внутренней или внешней силовыми связями.

2.9.1 Схема с внутренней одинарной связью

Такая схема представлена на рисунке 2.16. Из этой схемы видно, что связь между корпусом 3 компрессора и корпусом 5 турбины осуществляется через направляющий аппарат 2 и сопловой аппарат 4 посредством элемента внутренней связи 6.

Достоинства: свободный доступ к КС;

Недостаток: большая масса. Это объясняется тем, что из-за малого радиуса расположения связи система имеет недостаточную жесткость, а для ее повыше-

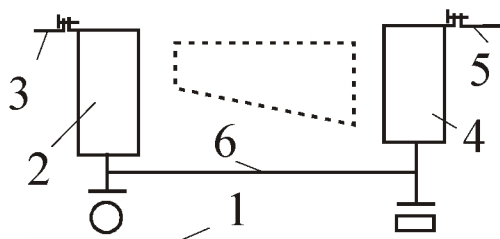


Рисунок 2.16. – Схема с внутренней одинарной связью

1 – вал; 2 – передний силовой пояс; 3 – корпус ОК; 4 – задний силовой пояс; 5 – корпус ГТ; 6 – внутренняя одинарная связь.

ния приходится увеличивать толщину стенок связи. Применяется на двигателях с центробежным компрессором (ВК-1, небольшие двигатели).

2.9.2 Схема с внешней одинарной связью

Из схемы, приведенной на рисунке 2.17 видно, что внешняя силовая связь 3 соединяет корпуса 1 компрессора и 2 турбины по наружному корпусу, который в данном случае включается в силовую схему двигателя.

Достоинства: вследствие большого радиуса расположения силовой связи 3 повышается жесткость корпуса и уменьшается толщина стенок. Поэтому снижается масса корпуса и его можно выполнять из листа.

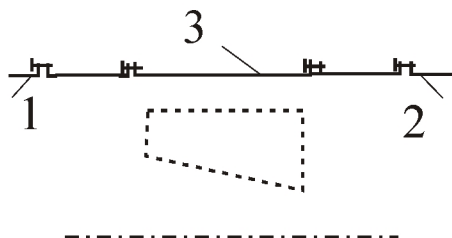


Рисунок 2.17. – Схема с внешней одинарной связью

Недостатки: силовые элементы опор пересекаются горячим потоком газа. Следовательно, надо защищать силовые элементы от горячего потока, что увеличивает массу конструкции.

2.9.3 Силовая схема с двойной разомкнутой связью

Схема приведена на рисунке 2.18. Из нее видно, что связь осуществляется как наружным 7, так и внутренним 6 элементами,

Достоинства: силовой пояс расположен в зоне относительно низких температур после компрессора.

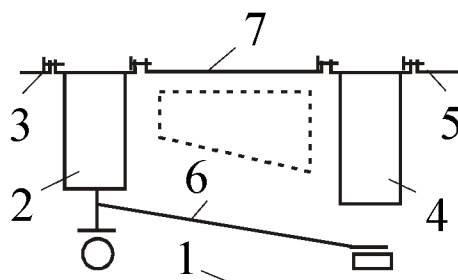


Рисунок 2.18. – Схема с двойной разомкнутой связью

Недостатки: нужна прочная и жесткая силовая связь в месте пересечения внутренней силовой связи с опорой. В противном случае снижается жесткость конструкции.

2.9.4 Силовая схема с двойной замкнутой связью

Схема приведена на рисунке 2.19. Основное отличие от предыдущей схемы заключается в том, что сопловой аппарат 4 включается в силовую

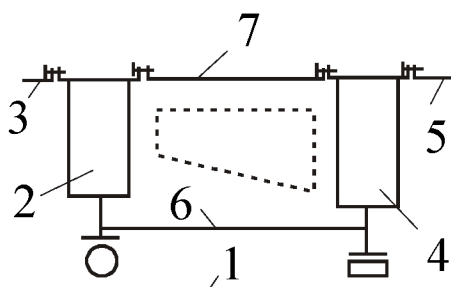


Рисунок 2.19. – Схема с двойной замкнутой связью

схему и, следовательно, передает инерционные нагрузки на корпус АД.

Достоинства: большая жесткость при малой массе.

Недостатки: необходимо компенсировать большие температурные деформации, возникающие от существенной разности температур.

2.10 Подвеска двигателя на самолете

Крепление двигателя осуществляется в 2-х плоскостях перпендикулярно оси двигателя (рисунок 2.20). Передний (основной) узел подвески располагается вблизи центра масс двигателя. Обычно он располагается в районе средней опоры. Задний (вспомогательный) узел стремятся отнести на воз-

можно большее расстояние, чтобы уменьшить влияние гироскопического момента:

$$M=PL, \text{ откуда } P=M/L,$$

Отсюда следует, что чем больше расстояние между опорами L , тем меньше величина дополнительных сил, возникающих в опорах от гироскопических моментов при эволюциях самолета.

Фиксация двигателя в осевом направлении осуществляется только в одной – передней плоскости, а в поперечном направлении – только одним элементом. Это обеспечивает свободное расширение двигателя при нагреве.

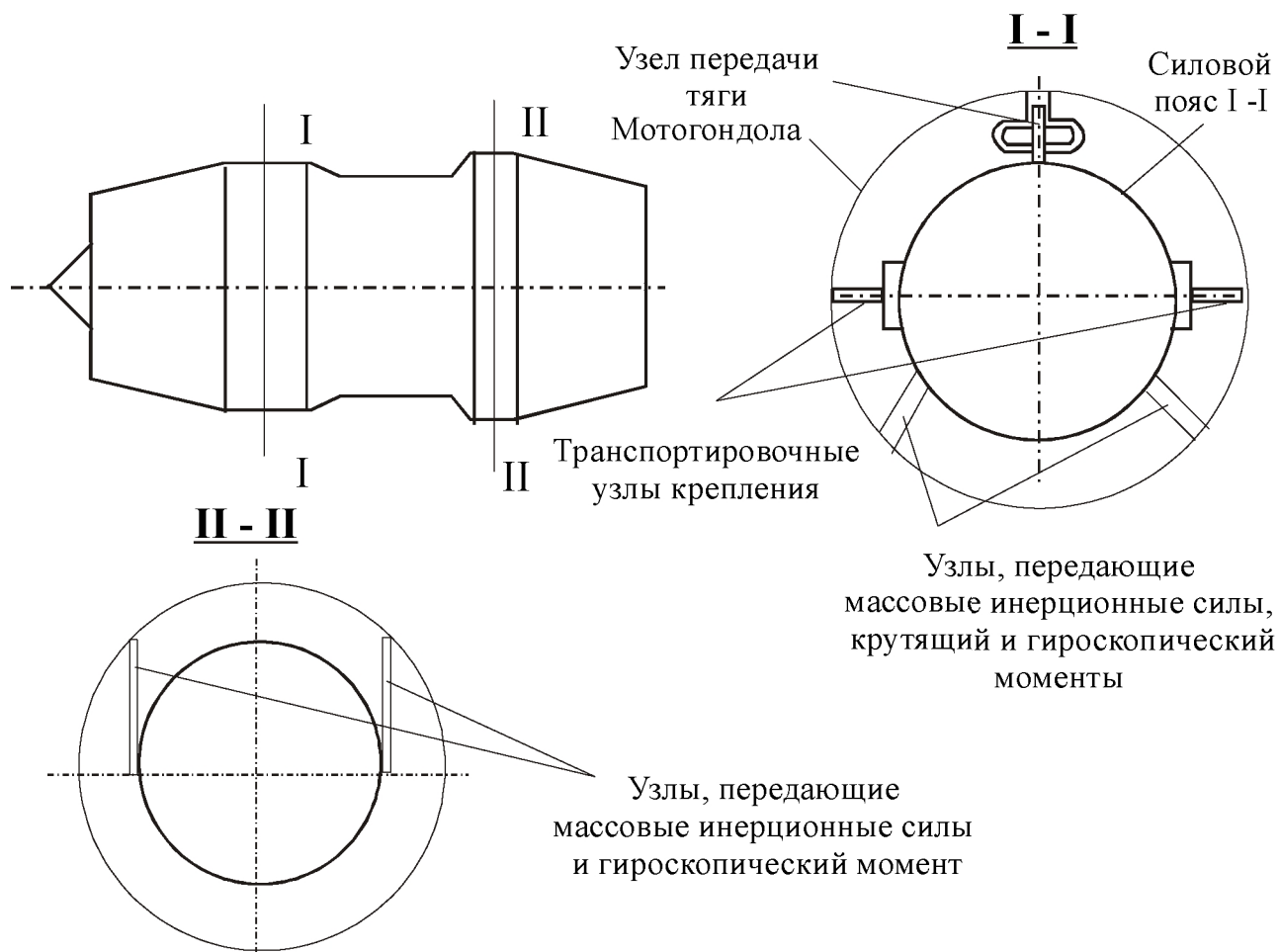


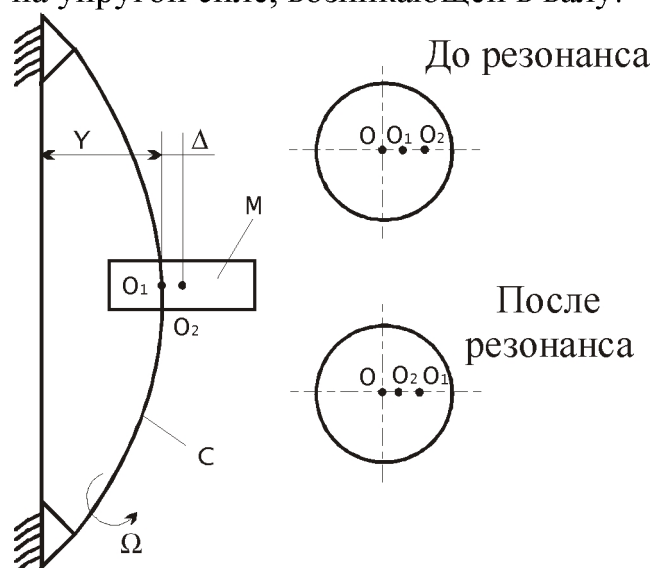
Рисунок 2.20. – Схема подвески двигателя на самолете

3 Критические частоты вращения роторов

3.1 Одномассовый ротор с диском посередине.

«Гибкие» и «жесткие» роторы

Рассмотрим симметричный вертикально расположенный ротор с диском посередине. Вертикальный ротор рассматривается для исключения влияния веса ротора. К такой же схеме сводится задача о колебаниях ротора в условиях невесомости. Вначале будем рассматривать задачу в отсутствии трения. Определим амплитуду колебаний y точки, в которой расположен диск. При этом сила инерции, возникающая в центре масс диска, должна быть равна упругой силе, возникающей в валу:



$$M\Omega^2(y + \Delta) = cy$$

$$M\Omega^2 y + M\Omega^2 \Delta = cy$$

$$y(c - M\Omega^2) = M\Omega^2 \Delta$$

$$y = \frac{M\Omega^2 \Delta}{c - M\Omega^2}$$

$$y = \frac{\Omega^2 \Delta}{\frac{c}{M} - \Omega^2}$$

$$y = \frac{\Omega^2 \Delta}{\omega_s^2 - \Omega^2} \quad (3.1)$$

Рисунок 3.1. Схема симметричного ротора

O – положение оси ротора

O₁ – геометрический центр диска

O₂ – центр масс диска

Δ - эксцентриситет масс (остаточный статический дисбаланс ротора).

$\omega_s = \sqrt{\frac{c}{M}}$ - собственная частота колебаний, или критическая частота вращения ротора

c – изгибная жесткость ротора, которая зависит от условий закрепления.

$c = 48 \frac{EJ}{l^3}$ - при закреплении ротора в обычных подшипниках (один радиальный, другой – радиально-упорный).

E, l – модуль упругости материала вала и его длина, $J = \frac{\pi d^4}{64}$ – момент инерции поперечного сечения вала.

$c = 192 \frac{EJ}{l^3}$ – при жестком (беззазорном закреплении ротора, например, на сдвоенных подшипниках).

Анализируя полученную формулу (3.1), видно, что при $\Omega = \omega_s$ знаменатель обращается в ноль и уходит в бесконечность (положительную), а возвращается из отрицательной бесконечности. Таким образом, $\omega_s = \sqrt{\frac{c}{M}}$ является собственной частотой, или критической скоростью вращения ротора и видно, что это выражение аналогично собственной частоте одномассовой

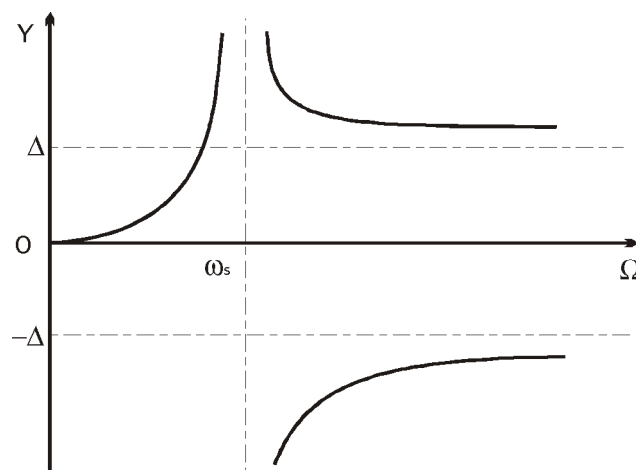


Рисунок 3.2. – Амплитудно-частотная характеристика ротора

упруго-инерционной системы. С дальнейшим ростом частоты колебаний до бесконечности происходит «самоцентрирование» системы, и y стремится к величине остаточного дисбаланса - Δ . Поскольку напряжения в валу зависят не от направления смещения упругой линии вала, а от ее абсолютной величины, то y обычно берут положительным. В итоге получается обычная амплитудно-частотная характеристика колебаний ротора по первой изгибной форме колебаний.

Если проследить за положением точек O_1 и O_2 при изменении частоты вращения Ω , то получим, что до резонанса перемещение геометрического центра O_1 диска следует за точкой приложения неуравновешенной силы O_2 , а после резонанса они происходят в противофазе, за счет чего и происходит самоцентрирование ротора, причем чем лучше ротор отбалансирован, тем меньше величина амплитуды колебаний на рабочем режиме.

Роторы, работающие с переходом критической скорости, называются гибкими, без перехода – жесткими. В момент перехода через критические скорости у гибких роторов возникает вибрация, поэтому переход нужно осуществлять быстро. Недопустимо, чтобы рабочие частоты вращения ротора находились вблизи от критических.

Увеличить критические частоты, согласно (3.1), можно уменьшением расстояния между опорами, т.е. увеличением их количества, что, однако ведет к усложнению конструкции двигателя и росту его массы. Можно поднять жесткость увеличением диаметра вала, но это также ведет к росту массы. Изменение граничных условий – закрепление вала в опорах также сильно влияет на критические частоты. Однако применение беззазорных подшипниковых опор усложняет возможности компенсации температурных деформаций вала.

Как правило, ротора каскадов ВД бывают жесткими (большой диаметр и малое расстояние между опорами), а ротора НД – гибкими. Жесткие и гибкие роторы по-разному балансируют, поэтому определение критических частот роторов необходимо проводить еще на этапе эскизного проектирования двигателя.

3.2 Частота свободных изгибных колебаний невращающегося вала с диском посередине

Рассмотрим такой же ротор, как и в предыдущем случае, но без учета вращения. Поэтому в данном случае неуравновешенная сила не возникает. Положение центра масс диска характеризуется координатами x и y . Дифференциальные уравнения движения получим согласно принципу Даламбера, приравнивая силу инерции колеблющегося диска силам упругости, действующим со стороны вала:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 y}{dt^2} + cy = 0, \\ M \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = 0 \end{cases} \quad (3.2)$$

Эти выражения можно переписать в виде

$$\begin{cases} M \frac{d^2 y}{dt^2} + \omega_s^2 y = 0, \\ M \frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_s^2 x = 0 \end{cases},$$

где $\omega_s = \sqrt{\frac{c}{M}}$ в данном случае – собственная частота колебаний невращающегося ротора. Как видно из полученного результата, собственная час-

тота колебаний невращающегося ротора совпадает с критической частотой вращающегося ротора.

Решение полученной системы уравнений можно представить в виде

$$x = X \cos \omega_s t, \quad y = Y \sin \omega_s t.$$

Если $V=X$, то движение центра масс диска будет складываться из двух движений, совершающихся по осям координат, и будет круговым. Если вал при этом вращается с частотой вращения Ω , то колебательное движение вала называется прецессионным движением с частотой, которая в общем случае может быть равной какой-то величине ω . Если $\omega=\Omega$, то говорят, что имеет место прямая синхронная прецессия ротора, если $\omega=-\Omega$, то обратная синхронная прецессия. Прецессия представляет собой плоскопараллельное колебательное движение ротора – вала с дисками.

3.3 Влияние жесткости опор и осевой силы на критические частоты

Для управления (изменения) критической частоты ротора в опоры вводят специальные упругие элементы, обладающие жесткостью $C_{оп}$ (рисунок 3.3). Их влияние на критические частоты можно оценить, например, методом

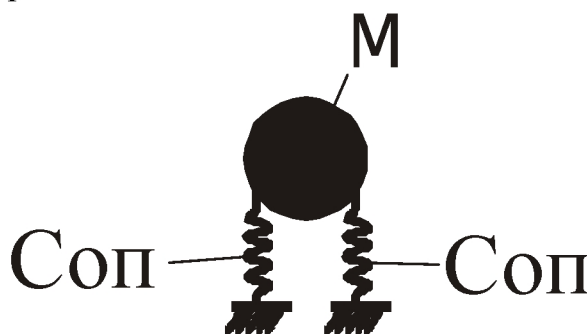


Рисунок 3.3. – Влияние жесткости опор на критические частоты

динамической жесткости. Не приводя здесь математических выкладок, дадим ниже формулу, показывающую влияние жесткости опор на критические частоты:

$$\omega_y = \omega_s \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{c}{2c_{on}}}}$$

C_{on} может изменяться в широких пределах, поэтому в созданной конструкции двигателя критические частоты удобно изменять за счет жесткости опор. Подбор жесткости опор путем введения втулок различной конструкции называется частотной отстройкой ротора от резонансных режимов работы.

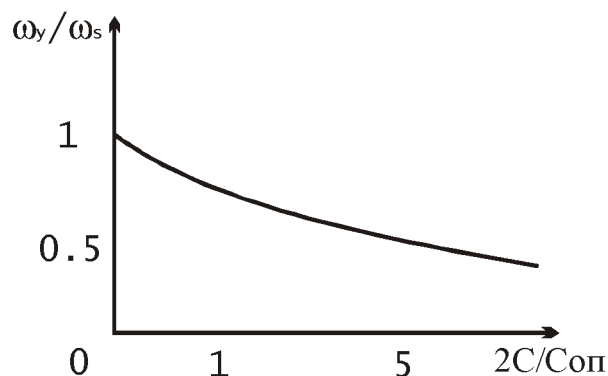


Рисунок 3.4 – График зависимости собственной частоты от жесткости опор

Влияние осевой силы

Осевая сила, действующая на ротор, также сильно влияет на собственную частоту. Ниже приведем эту формулу также без вывода:

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 \pm \frac{P_0}{P_{кр}}},$$

где P_0 – осевая сила,

$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{L^2}$ – критическая сжимающая сила,

EJ – изгибная жесткость вала,

E – модуль упругости,

J – момент инерции поперечного сечения вала,

L – расстояние между опорами.

В этой формуле знак «+» берется в случае, если ротор растянут, а «-» – если сжат. Отсюда можно сделать вывод, что растянутый ротор имеет повышенную собственную частоту, а сжатый – уменьшенную. Следовательно, надувая разгрузочные полости воздухом, можно также изменять критическую частоту вращения ротора.

3.4 Формы колебаний ротора на упругих опорах

При введении упругости в опоры появляются дополнительные формы колебаний ротора как жесткого тела. Для простоты анализа предположим, что имеется симметричный цилиндрический ротор постоянного сечения. Если он имеет две одинаковые опоры, то вначале возникает резонанс по так называемой цилиндрической форме, обусловленный жесткостью опор (рисунок 3.5). Схема ротора при этом соответствует рисунку 3.3. Резонансная частота колебаний определяется по известному соотношению

$$\omega_s = \sqrt{2 \frac{c_{on}}{M}}$$

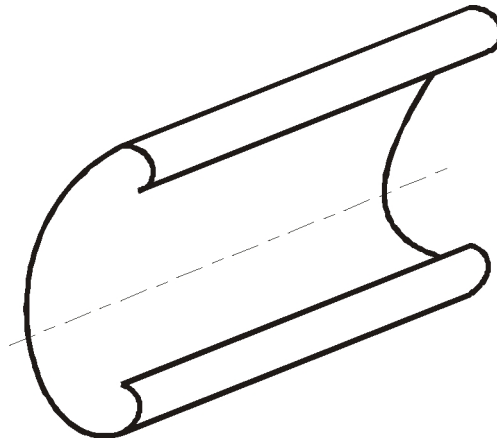


Рисунок 3.5. – Схема колебаний жесткого ротора на упругих опорах по цилиндрической форме

С дальнейшим ростом частоты вращения проявляется резонанс по так называемой конической форме колебаний, обусловленной динамическими свойствами ротора как жесткого тела, обладающего моментом инерции (рисунок 3.7). При этом собственная частота колебаний определяется по формуле

$$\omega_s = \sqrt{6 \frac{c_{on}}{M}}.$$

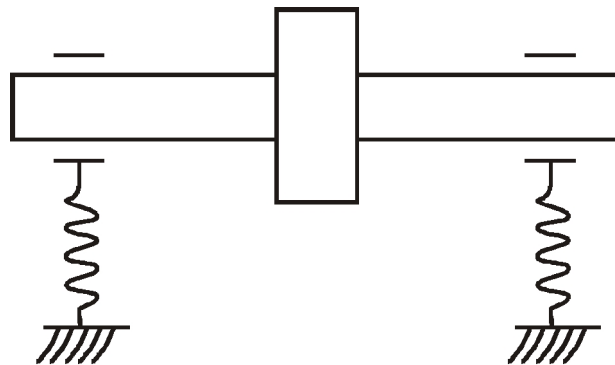


Рисунок 3.6. – Схема жесткого ротора как твердого тела на упругих опорах

И только после этого возникает резонанс по первой изгибной форме колебаний ротора, определяемый с учетом жесткости опор.

Таким образом, АЧХ ротора с упругими опорами имеет следующий вид:

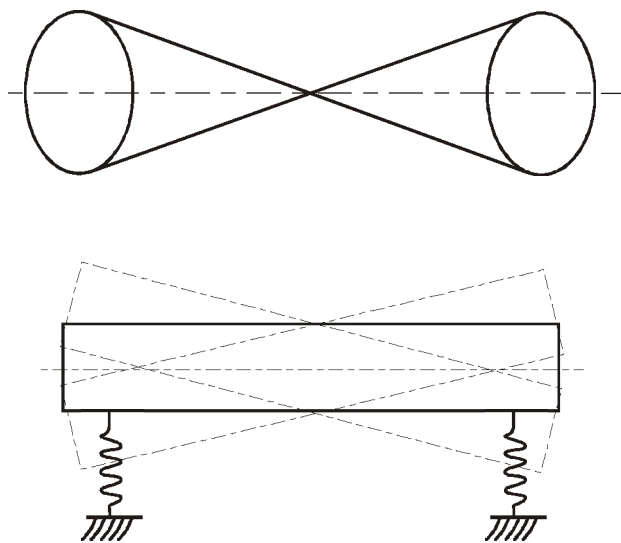


Рисунок 3.7. – Схема колебаний жесткого ротора на упругих опорах по конической форме

Отметим еще раз, что первый резонанс возникает из-за колебаний ротора как материальной точки, имеющей две упругих опоры, второй – из-за колебаний ротора как жесткого тела на упругих опорах и только третий резонанс обусловлен гибкостью ротора. Введение упругих опор позволяет увести резонансные режимы от рабочих в случае необходимости, но при этом появляются два дополнительных резонанса. Однако они находятся, как правило, далеко от режимов холостого хода и малого газа, а тем более рабочего режима и поэтому проходятся быстро и не доставляют проблем по вибрации.

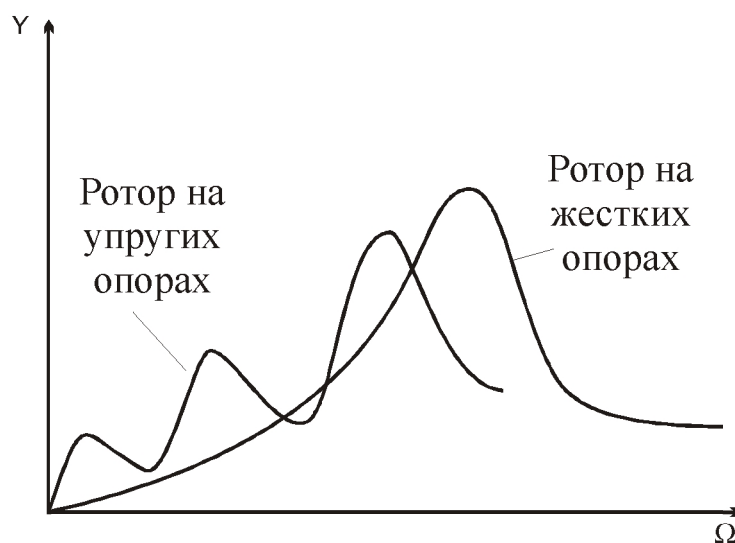


Рисунок 3.8. Сравнение амплитудно-частотных характеристик роторов на жестких и упругих опорах

3.5 Расчет критических частот вращения многодисковых роторов

Если на валу размещено n дисков (рисунок 3.9), то первую (низшую)

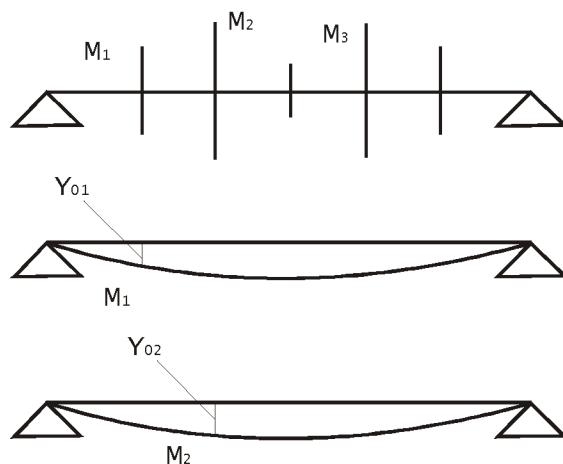


Рисунок 3.9. – Расчетная схема многодискового ротора (а) и парциальных систем (б,в)

частоту колебаний ω можно определить, как и для лопатки, энергетическим методом, приравнявая максимальное значение кинетической и потенциальной энергии.

Для случая гармонических колебаний $y_i = y_{0i} \sin \omega t$, где y_{0i} – значение амплитуды колебаний i -го диска получим для максимальной кинетической энергии системы следующее выражение

$$T_{\max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i y_{0i}^2.$$

Из энергетического соотношения получим следующее уравнение

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i y_{0i}^2.$$

Отсюда для искомой частоты колебаний системы имеем

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_{0i}^2}{2P_{\max}} = \frac{m_1 y_{01}^2}{2P_{\max}} + \frac{m_2 y_{02}^2}{2P_{\max}} + \dots + \frac{m_n y_{0n}^2}{2P_{\max}}.$$

Далее можно использовать приближенный метод Дункерлея, согласно которому многодисковый ротор заменяется системой однодисковых роторов (парциальных систем) таким образом, что при наложении всех парциальных систем получающаяся система должна иметь расположение дисков, совпадающее с их расположением в исходной системе (рисунок 3.9, б,в). Каждое из полученных слагаемых в правой части уравнения представляет собой обратное значение квадрата частоты собственных колебаний соответствующей парциальной системы при следующих допущениях:

- Максимальное значение потенциальной энергии каждой парциальной системы равно максимальному значению потенциальной энергии исходной многодисковой системы
- Форма колебаний каждой парциальной системы не отличается от формы колебаний исходной многодисковой системы.

Отсюда для собственной частоты колебаний многодискового ротора получается следующая формула (приближенно):

$$\frac{1}{\omega^2} \cong \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_i^2},$$

где ω_i – критическая частота при «невесомом» роторе, имеющем в каждом случае только один диск (пример, при $i=1$ – с первым диском, $i=2$ – со вторым и т.д.),

$$\omega_i = \sqrt{\frac{c_i}{m_i}}, \text{ где } c_i \text{ – жесткость парциальной системы.}$$

Формула Дункерлея дает заниженное значение собственной частоты вследствие того, что при этом методе как бы завышается масса диска парциальных систем.

3.6 Влияние гироскопии диска

Полученные формулы были выведены в предположении, что диск при колебаниях ротора перемещается параллельно самому себе, т.е. без учета его поворота относительно диаметра при колебаниях. Однако на самом деле такой поворот имеет место. Для оценки его влияния необходимо учитывать возникающий от диска гироскопический момент. Рассмотрим это явление только качественно. Наиболее сильно гироскопический момент влияет на консольных участках ротора, поэтому они и представлены далее на рисунке 3.10.

Из приведенных схем видно, что в случае прямой синхронной прецессии гироскопический эффект вызывает уменьшение прогиба вала, т.е. повышение его жесткости и, соответственно собственной частоты, а при обратной синхронной прецессии – увеличение прогиба, т.е. снижение жесткости и собственной частоты.

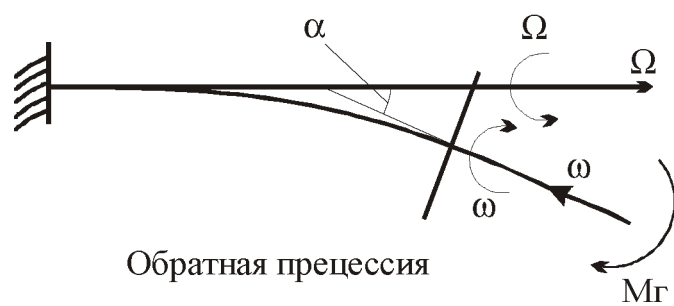
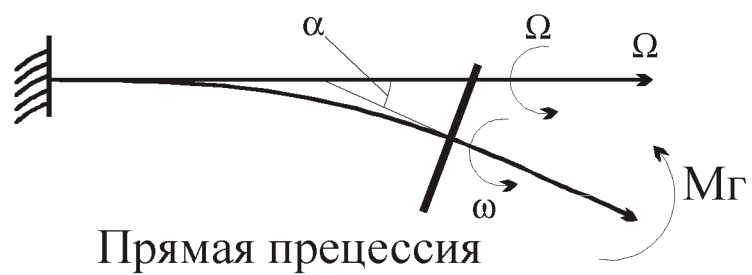


Рисунок 3.10. – Схема моментов, действующих на вал, при прямой и обратной прецессиях

4 Демпфирование колебаний роторов

4.1 Вынужденные колебания одномассовой системы

При рассмотрении критических частот в разделе 3 не учитывалось трение. Поэтому формула (3.1) давала бесконечное значение амплитуды колебаний на резонансе. Однако в реальности в природе существует трение, кото-

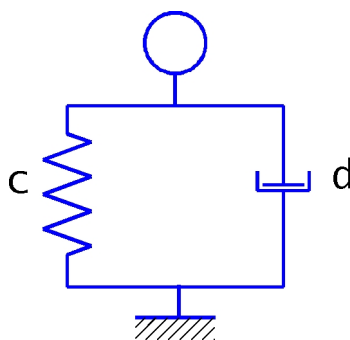


Рисунок 4.1. – Динамическая схема одномассовой системы

рое сильно влияет на динамику. В первом приближении трение можно считать пропорциональным скорости колебаний и силу F трения записать в виде

$$F = -d\dot{x}, \quad (4.1)$$

d – коэффициент демпфирования,

$\dot{x}$ – скорость колебаний.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний также, как и в разделе 3 выводится на основании принципа Даламбера. Однако для простоты рассмотрим только одноосные колебания относительно оси x . Уравнение будет отличаться от уравнения свободных колебаний (3.2) наличием правой части. Вынуждающая сила при гармоническом возбуждении записывается в виде:

$$P(t) = P_0 \sin \omega t,$$

где P_0 – амплитудное значение силы.

С учетом силы демпфирования (4.1) уравнение вынужденных колебаний одномассовой системы имеет вид:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = P_0 \sin \omega t. \quad (4.2)$$

Общее решение этого уравнения, как известно из теории дифференциальных уравнений, представляется суммой рассмотренного выше решения (3.2) однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения. Решение однородного уравнения описывает затухающие со временем свободные колебания, которые в данном случае не представляют особого интереса. Решение неоднородного уравнения имеет вид

$$x = A \sin(\omega_s t + \varphi),$$

где A – амплитуда колебаний; φ – угол сдвига фаз между силой и перемещением. Для них имеем

$$A = \frac{P}{m} \frac{1}{\sqrt{(\omega_s^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} = \frac{P}{c} \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + \left(\frac{2h}{\omega_s}\right)^2 \gamma^2}}, \quad (4.3)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2h}{\omega_s} \frac{\gamma}{\gamma^2 - 1}, \quad \gamma = \frac{\omega}{\omega_s}, \quad h = \frac{d}{2m}.$$

Зависимости (4.3) представлены на рисунке 4.2 в виде графиков. Из рисунка 4.2,а видно, что при отсутствии демпфирования угол сдвига фаз на резонансе изменяется скачком от 0 до 180° , что говорит о том, что масса до резонанса в точности следует за направлением силы, а после резонанса колеблется в противофазе. При наличии демпфирования это происходит постепенно.

Из графика на рисунке 4.2,б видно, что при $\gamma=1$ и малом демпфировании амплитуда колебаний достигает больших величин, уходя в бесконечность при нулевом демпфировании. С ростом демпфирования резонансное значение частоты несколько снижается, а амплитуда колебаний на резонансе снижается значительно.

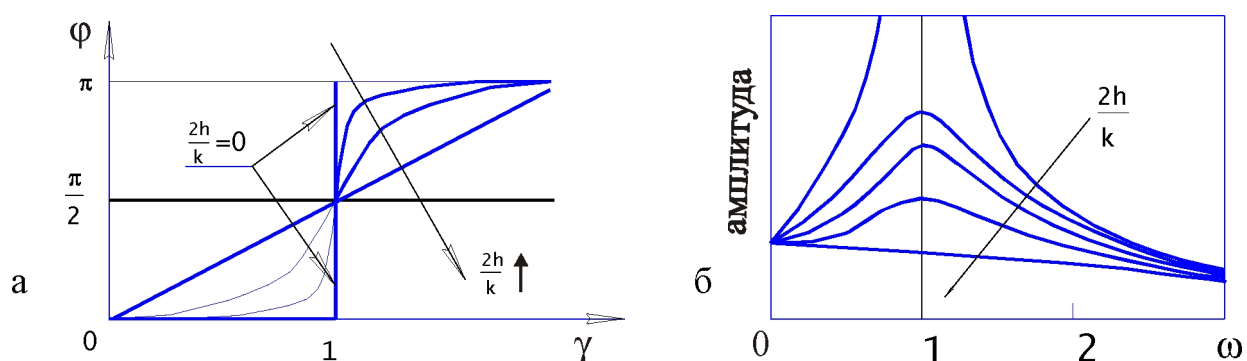


Рисунок 4.2. – Фазо-частотная (а) и амплитудно-частотная (б) характеристики

Усилие N , передаваемое на корпус, определяется как

$$N = d\dot{x} + cx.$$

Введем понятие коэффициента передачи усилия, который показывает, во сколько раз сила, передаваемая основанию, больше амплитуды заданной возмущающей силы.

$$\mu_* = \frac{N_{\max}}{P} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2h}{k}\right)^2 \gamma^2}{(1 - \gamma^2)^2 + \left(\frac{2h}{k}\right)^2 \gamma^2}}. \quad (4.4)$$

Если $\mu_* > 1$, то упруго-демпферная опора работает хуже жесткой, т.к. она увеличивает нагрузки, передаваемые на корпус.

Графически зависимость (4.4) представлена на рисунке 4.3. Проанализируем полученный результат. Как видно из графика, здесь также имеется резонансное значение коэффициента передачи. При $\gamma=1$ значение коэффициента передачи не зависит от уровня демпфирования и равно 1. С ростом демпфирования резонансное значение коэффициента снижается, однако при относительной частоте, большей $\sqrt{2}$, коэффициент передачи начинает возрастать с ростом демпфирования. В пределе, при бесконечно большом демпфировании, $\mu_*=1$ на всех режимах работы, т.е. усилие передается на корпус без ослабления.

Отсюда можно сформулировать основной принцип виброизоляции: частота возбуждающей силы на рабочем режиме должна быть больше $\sqrt{2}$ собственной частоты колебаний. При этом эффективность виброизоляции тем выше, чем меньше демпфирование в системе. Максимальная эффективность достигается при отсутствии демпфирования. Это случай чистой виброизоляции. Однако его трудно осуществить, т.к. все реальные конструкции упругих элементов обладают трением. К тому же это не оптимальный вариант. При упругом подвешивании машины неизбежен проход через резонанс, где демпфирование необходимо. Поэтому необходимо уметь рассчитывать оптимальное демпфирование.

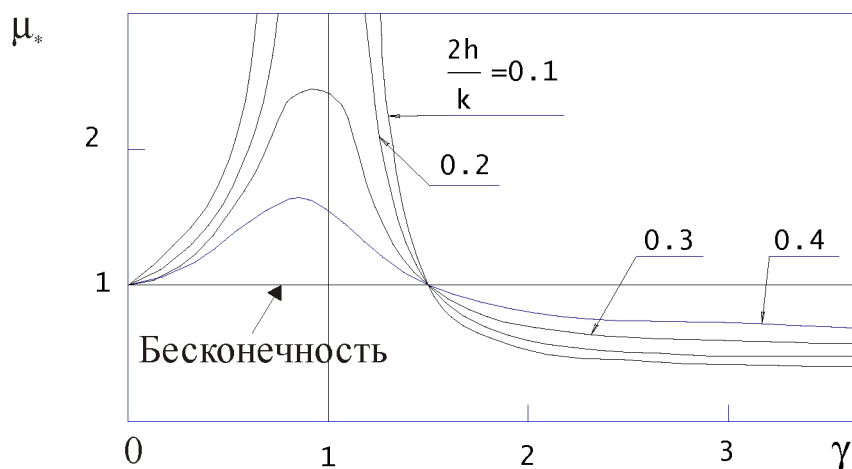


Рисунок 4.3. — Зависимость коэффициента передачи от частоты

4.2 Классификация демпферов опор роторов

В настоящее время считается доказанным, что большая часть вибрационных дефектов может быть успешно устранена за счет грамотного применения демпфирования колебаний деталей и узлов ДЛА — роторов, трубопроводов, лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов компрессоров и турбин, оболочек корпусов, агрегатов и ДЛА в целом. Из известных в настоящее время методов в ДЛА наибольшее распространение получили гидродинамическое и конструкционное демпфирование. Последний метод нашел особенно широкое применение в двигателях семейства НК.

Демпфирующие устройства применяются преимущественно в опорах роторов, так как именно в этом месте осуществляется связь вращающейся части (ротора) с корпусом (статором). Демпфирующий элемент (рисунок 4.4) располагается между наружной обоймой подшипника качения и корпусом. В качестве демпфирующих устройств могут использоваться элементы сухого или жидкостного трения, а также их комбинация (рисунок 4.6).

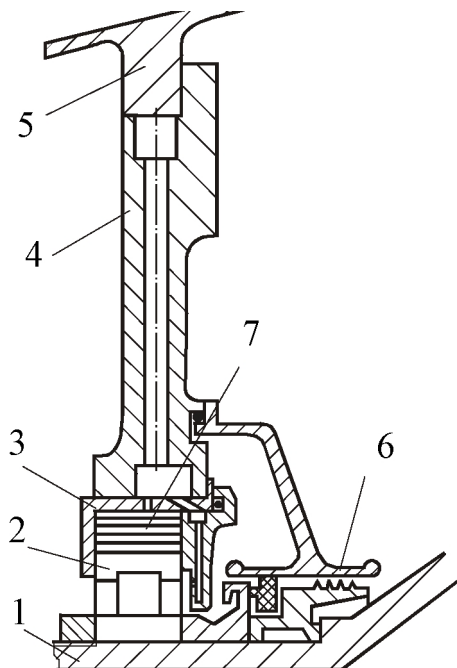


Рисунок 4.4. – Схема размещения демпфера опоры ротора

Исторически демпферы в опорах роторов появились еще в начале XX века в первых быстроходных турбинах. Впервые демпфер был применен Парсоном. Он представляет собой (рисунок 4.5) несколько стальных стака-

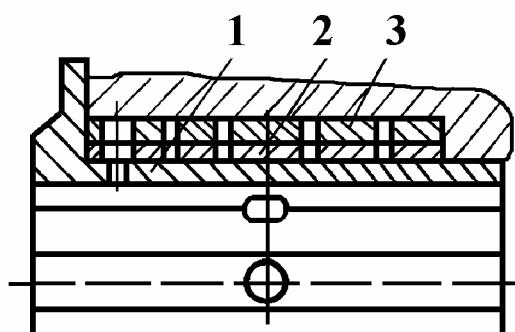


Рисунок 4.5. – Демпферная опора Парсона

нов 1, 2 и 3, установленных один в другой с зазорами порядка 0,1 мм, в которые подается масло. Во время колебаний цапфы масло по пути в подшипник то всасывается в зазоры между стаканами, то вытесняется из них. Возникающая при этом гидродинамическая сила трения демпфирует колебания.

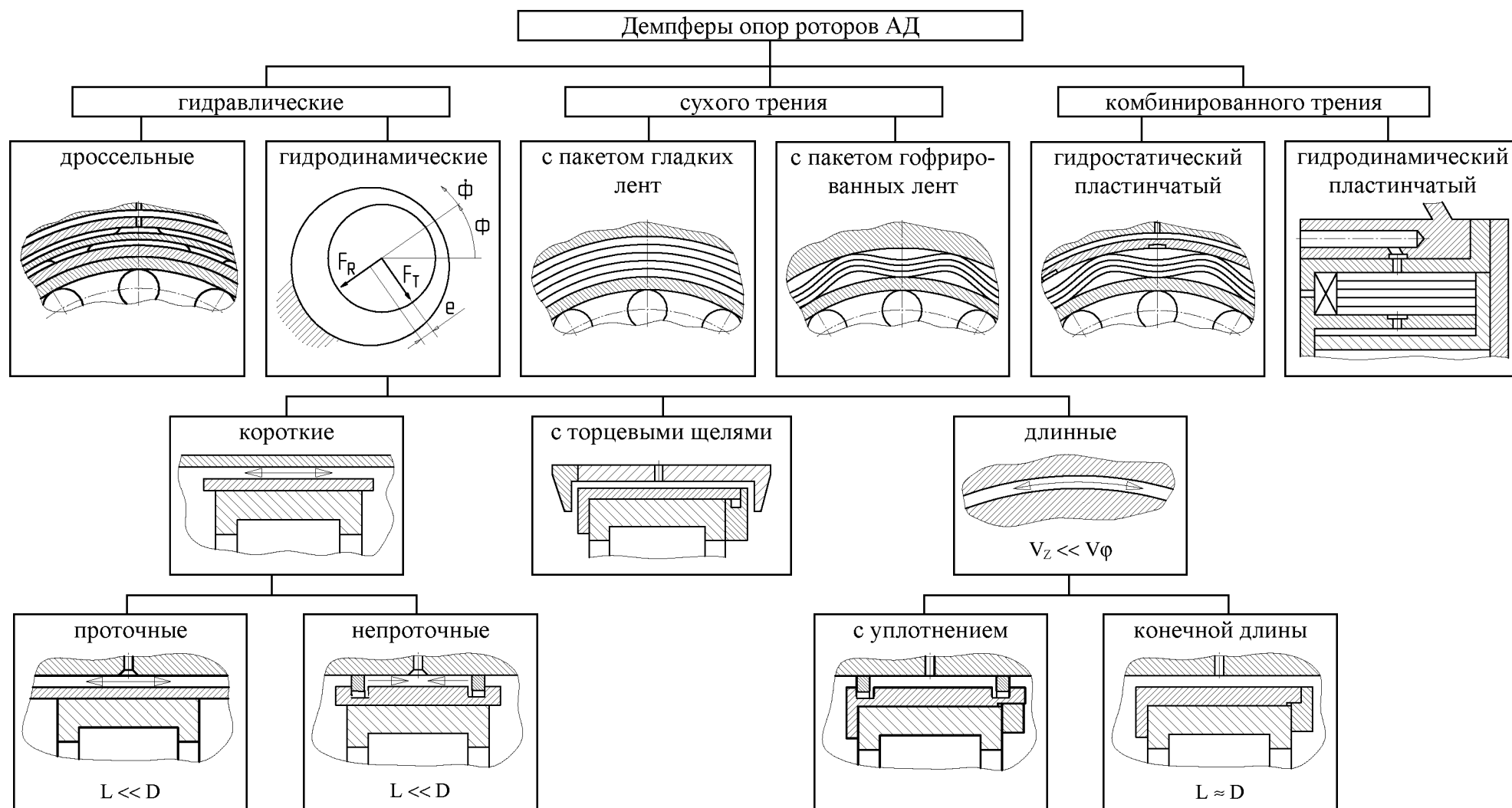


Рисунок 4.6. Типы демпферов опор роторов АД

В двадцатых годах XX века в турбокомпрессоре фирмы Броун-Бовери получила распространение демпферная опора, показанная на рисунке 4.7. Здесь между вибратором 1 и корпусом 2 помещен с некоторым зазором пакет 3 из стальных лент, смачиваемых маслом. От проворота пакет фиксируется штифтом 4.

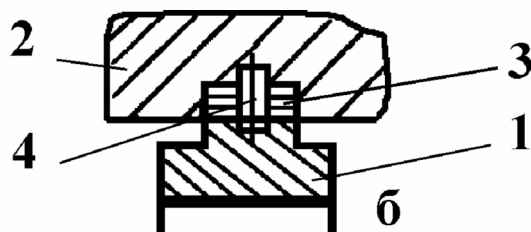


Рисунок 4.7. – Демпфер фирмы Броун-Бовери

Аналогичные демпферы нашли применение в двигателях семейства НК. На рисунке 4.8 показан демпфер с пакетом гладких лент для задней опоры турбины. Демпфер представляет собой набор тонких стальных лент 3 (20 лент толщиной 0,5мм каждая). Ленты свернуты в кольцо и помещены между наружным кольцом 1 пакета, установленным в корпус 2 демпфера, и внут

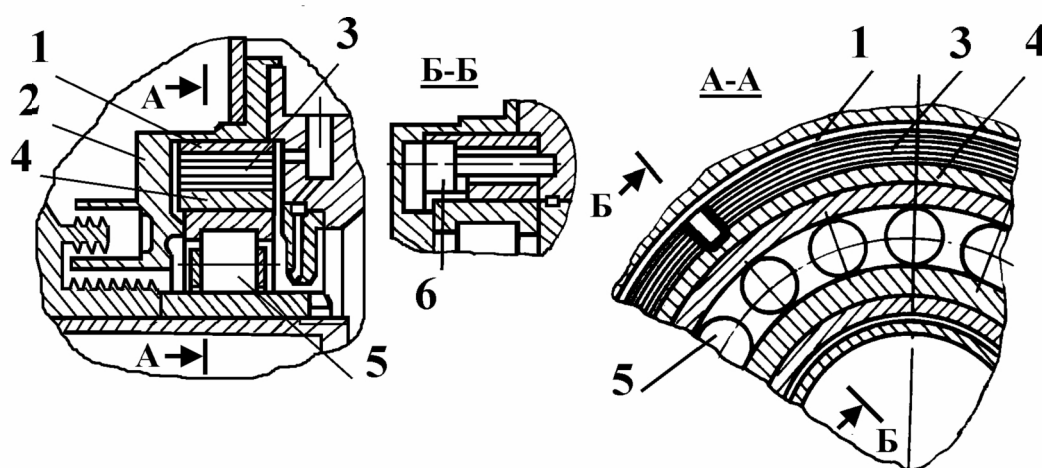


Рисунок 4.8. – Демпфер опоры турбины двигателя НК-12
 ренным кольцом 4, которое монтируется на подшипнике 5. Шпонка 6 фиксирует пакет от проворота. Колебания гасятся силами сухого трения между лентами пакета.

В этой опоре использован также нелинейный элемент в виде упругой втулки (рисунок 4.9,а). Когда амплитуда колебаний превышает величину зазора между втулкой и цапфой вала, то жесткость опоры резко возрастает и АЧХ изменяет свой вид (см. рисунок 4.9,б). Амплитуда при этом падает, цапфа сходит с упругой втулки и АЧХ становится прежней. Возникающий переходный процесс носит пилообразный характер и для его смягчения вводится описанный выше демпфер.

Более совершенным является демпфер с пакетом, набранным из чередующихся гладких 1 и гофрированных 2 лент, свернутых в кольцо (рисунок

4.10). Однако для изготовления такого пакета требуются дорогостоящие штампы. Поэтому вследствие сложности их изготовления и большого разбро-

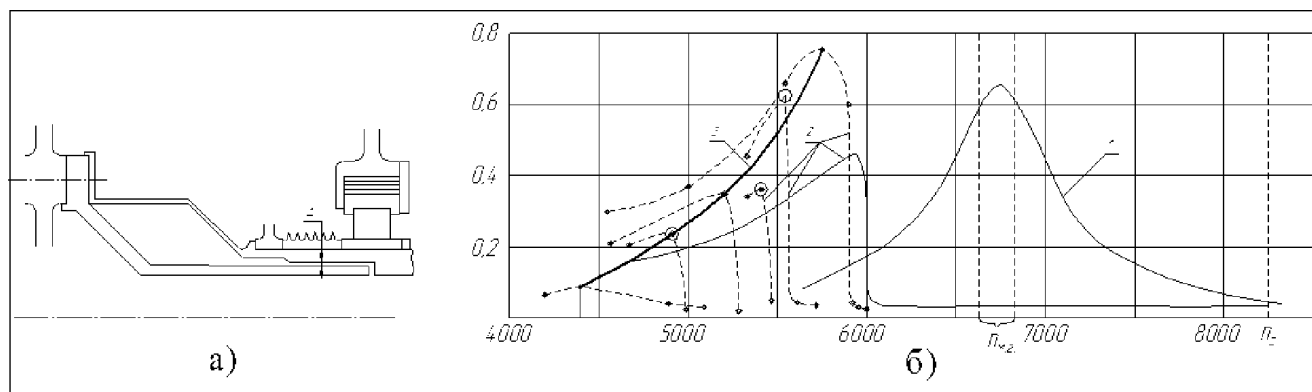


Рисунок 4.9. – Схема нелинейной упруго-демпферной опоры

са характеристик с 70-х годов и на этих двигателях стали использоваться гидравлические демпферы

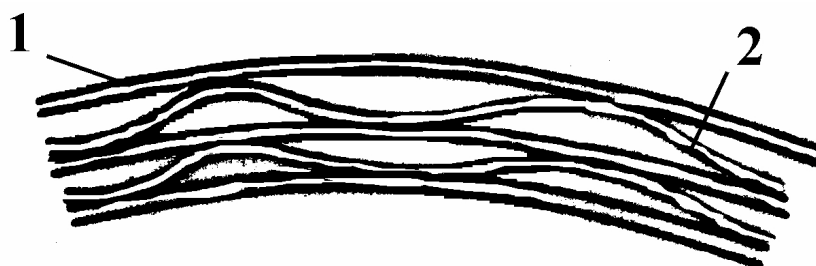


Рисунок 4.10. – Демпфер с чередующимися гладкими и гофрированными лентами

Гидравлические демпферы по физической природе создания демпфирующей силы разделяются на гидродинамические (ГДД) и дроссельные.

Пример дроссельного демпфера приведен на рисунке 4.11, где в качест

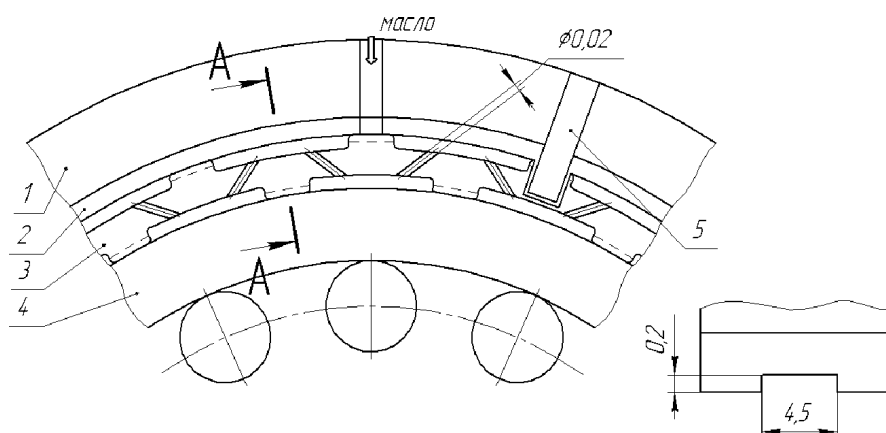


Рисунок 4.11. – Дроссельный демпфер

ве дросселирующего элемента используются отверстия малого диаметра (не более 0,8 мм), выполненные на гибких участках упругих колец (кольца Аллисона) в местах действия минимальных изгибных напряжений. Демпферы такого типа нашли широкое применение в отечественных ГТД.

В ГДД демпфирующая сила возникает при перетекании жидкости по тонкому демпферному зазору, а в дроссельных - за счет передавливания жидкости через какие-либо ограничители расхода (отверстия, канавки).

4.3 Гидродинамические демпферы

В иностранной литературе ГДД обычно называются демпферами с выдавливаемой пленкой смазки (от английского *squeeze film damper* - демпфирование сжатой пленкой), в монографии С.И. Сергеева - демпферами с тонким слоем рабочей жидкости (так как радиальный зазор не превышает 0,1...0,5 мм).

ГДД образуются (рисунок 4.12) путем установки наружной обоймы подшипника или втулки, с ней связанной (втулки вибратора 1), в корпус 2 с зазором 3 величиной 0,1...0,5мм, в который через питающие отверстия 4 подается смазка. Вибратор закрепляют от вращения с помощью штифта 5, оставляя, однако, свободу колебательного движения. Для этого штифт устанавливают в корпус с зазором, не меньшим зазора 3 в демпфере. Таким образом, для создания ГДД не требуется специальный пакет, не нужны дорогостоящие штампы, достаточно лишь установить подшипник в корпус с зазором. Необходимый элемент конструкции любого демпфера - сухого или гидравлического - это штифт, закрепляющий втулку вибратора от вращения.

При колебаниях втулки вибратора жидкость перетекает по демпферному зазору в двух направлениях (рисунок 4.12,б) - вдоль оси Z (продольная ось двигателя) и вдоль оси X (по окружности, в плоскости, перпендикулярной оси вращения). Если при колебаниях преобладают потоки в осевом направлении, то демпфер считается коротким, если в окружном - то длинным. Для длинного ГДД должно выполняться условие $L/R \geq 3$, а для короткого - $L/R < 0,3$, где L - длина демпфера. В коротком ГДД для улучшения питания демпфера маслом питающие отверстия зачастую связываются питающей канавкой 6, в результате чего образуются два коротких ГДД длиной L_k каждый (рисунок 4.12,в). Для снижения расхода смазки через демпфер в коротких ГДД часто используют уплотнения 7 (рисунок 4.12,г). В таких демпферах при колебаниях масло вытесняется назад в канавку. В опорах ДЛА длинный ГДД обычно реализуется постановкой концевых уплотнений различного типа (рисунок 4.12,д), однако питающая канавка при этом исключается.

Правильно спроектированный демпфер позволяет в несколько раз снизить вибрацию и оптимизировать конструктивно-силовую схему двигателя. Например, трехвальный двигатель Д-36 имеет всего шесть опор.

Основным недостатком ГДД в чистом виде являются свойства анизотропии жесткостных и резкое ухудшение демпфирующих свойств при действии на устройство статической нагрузки от веса ротора. Естественным решением задачи о разгрузке явилось параллельное включение в систему демпфе

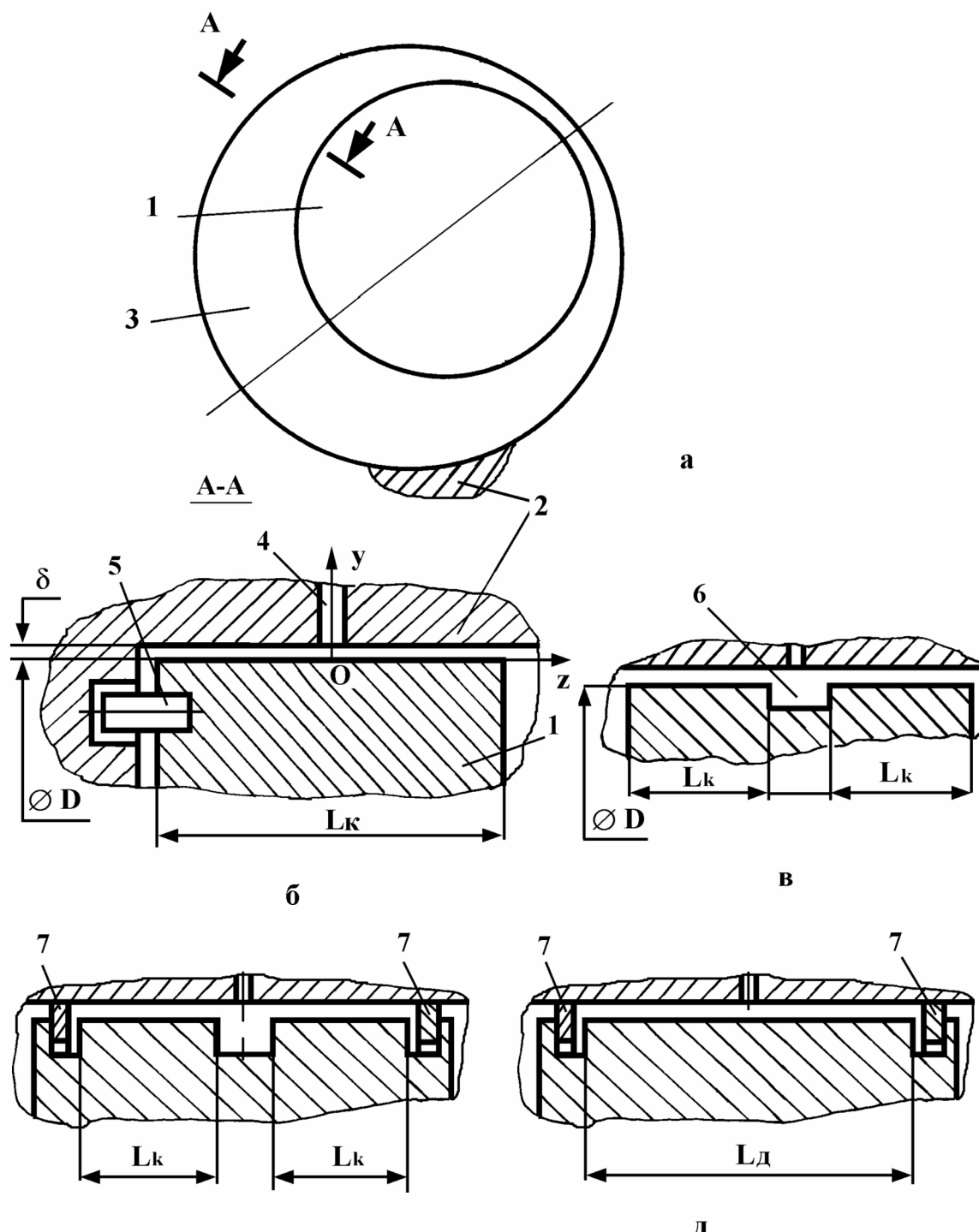


Рисунок 4.12. – Схема гидродинамического демпфера

ра упругости, воспринимающей вес ротора и создающей более благоприятные условия для рассеяния энергии, или создание специальных разгрузочных устройств или компенсационных элементов.

4.4 Гидродинамические демпферы с упругими элементами

Впервые конструкции ГДД с параллельным включением упругости были созданы академиком П.Л. Капицей еще до второй мировой войны. Основными элементами такого демпфера являются (рисунок 4.13) повторяющий колебания ротора подшипник качения 1 и связанный с ним вибратор 2, представляющий собой цилиндр, установленный на упругом элементе - «бе-

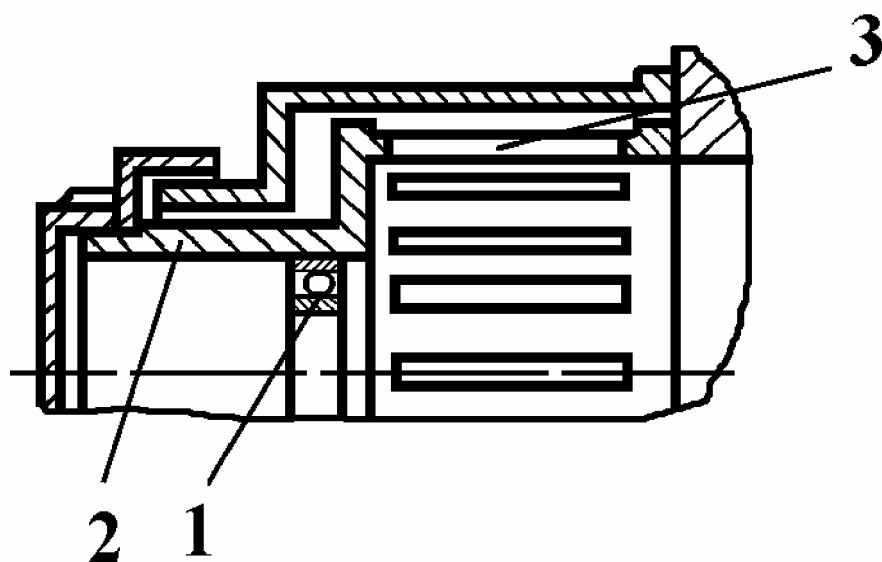


Рисунок 4.13. – ГДД с «беличьим колесом»

личьем колесе» 3. Оно представляет собой втулку с аксиальными прорезями. При деформации упругого элемента ось подшипника перемещается в пространстве, сохраняя свое направление, благодаря чему исключаются перекосы и местная перегрузка подшипника.

«Беличье колесо» применяется при весе ротора до 150 килограмм. Основные его недостатки – это большие осевые габариты и сложность изготовления. Поэтому появились конструкции с упругим элементом (УЭ) в виде консольно расположенных стержней 1 (рисунок 4.14,а). Для снижения чувствительности к перекосам стержни 1 (рисунок 4.14,б) с податливыми участками 2 и 3 могут быть выполнены с двумя опорами.

Если жесткость УЭ, необходимая для частотной отстройки ротора от опасных режимов, будет мала, то может оказаться так, что под действием веса ротора весь зазор в демпфере будет выбран и вибратор в нижней точке соприкоснется со статором. Аналогичная картина будет наблюдаться при отсутствии УЭ. В этих случаях вибратор всплывает лишь при определенной частоте прецессии. Если вес ротора слишком велик, то вибратор может вообще не всплыть. Однако и всплывший вибратор совершает колебания не относительно центрального положения, а со смещением, зависящим от веса ротора. Вследствие этого демпфер имеет резко выраженную анизотропию уп-

ругих и демпфирующих свойств, что может привести к потере устойчивости движения ротора. Поэтому при больших статических нагрузках необходимо применять специальные меры для восприятия веса ротора. Обычно для этого

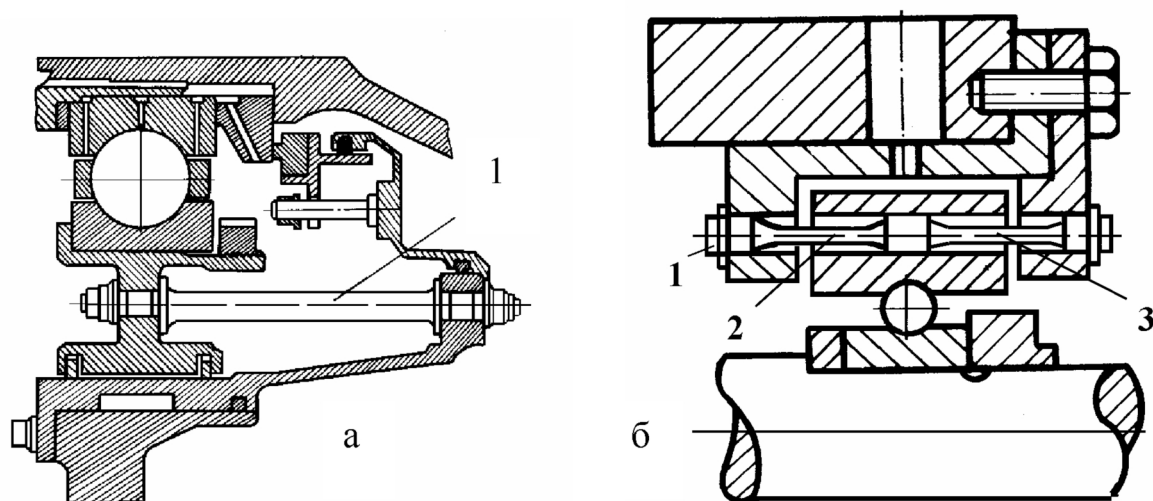


Рисунок 4.14. – ГДД с упругими элементами в виде стержней используются специальные разгрузочные устройства (РУ).

Один из вариантов РУ показан на рисунке 4.15,а. Оно состоит из корпуса 1, опорного башмака 7 со штоком 6 и пакета тарельчатых пружин 5

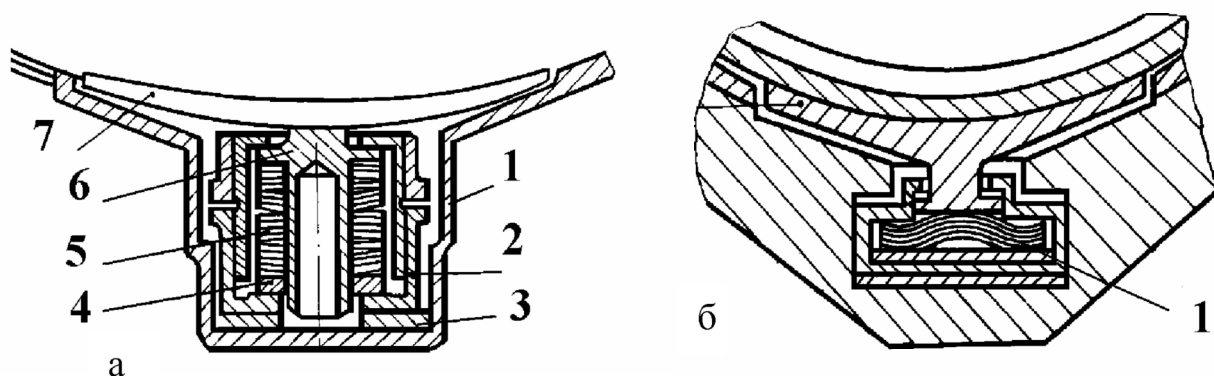


Рисунок 4.15. – ГДД с разгрузочным устройством

(пружин Бельвилля), собранных в дополнительном разборном корпусе 2. Жесткость пружин подбирается таким образом, чтобы она была в 10....100 раз меньше жесткости масляной пленки в демпферном зазоре, за счет чего анизотропия характеристик, вносимая самим РУ, сводится к минимуму. При действии веса ротора пружина перемещается на величину большую демпферного зазора из-за малой жесткости пружины. Поэтому пружина собирается с предварительным поджатием, которое обеспечивается шайбой 4. После этого РУ устанавливается в гнезде опоры. При этом выступание опорного башмака 7 относительно поверхности демпфера до установки подшипника в

гнездо должно быть таким, чтобы обеспечить concentricность зазора при установленном роторе. Подбор потребной величины выступания осуществляется за счет толщины шайбы 3. Недостатком такого РУ являются большие габариты тарельчатой пружины. На рисунке 4.15,б представлено РУ, в котором в качестве пружины использован пакет гофров 1, имеющий гораздо меньшие габариты.

4.5 Основы теории гидродинамических демпферов

При работе демпфера вибратор совершает сложное движение, которое можно представить как сумму двух движений (рисунок 4.16): прецессии линии центров O_1O_2 , соединяющей геометрические центры O_1 корпуса и O_2 вибратора с частотой $\Omega = \dot{\Phi}$, и движение вдоль линии центров со скоростью $\dot{e}$. Для описания течения жидкости в зазоре введем декартову систему координат xOy , жестко связанную с вибратором. Начало координат – произволь-

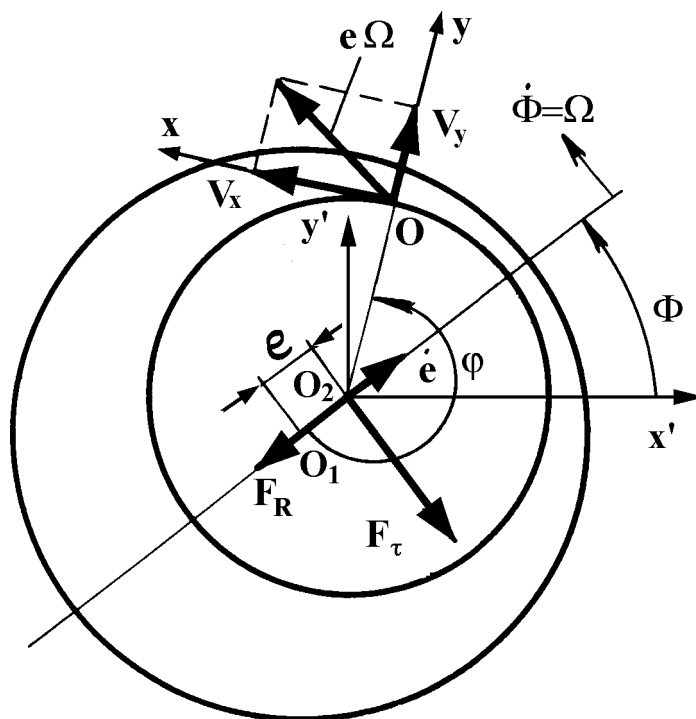


Рисунок 4.16. – Расчетная схема гидродинамического демпфера
ная точка O на поверхности вибратора. Ее угловое положение относительно линии центров определяется углом φ . Положение линии центров O_1O_2 определяется углом Φ , отсчитываемым от неподвижной горизонтальной оси O_1x' . Так как вибратор совершает прецессионное движение, то все его точки будут в данный момент иметь линейную скорость прецессии $V=e\Omega$, в том числе и точка O начала декартовой системы координат xOy . Течение жидкости в демпферном зазоре описывается системой уравнений сохранения массы

(уравнение неразрывности) и второго закона Ньютона (уравнение Навье-Стокса). В описанной системе координат эти уравнения имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div} \vec{V} &= 0, \\ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} &= \vec{F} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{V}, \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

где $\vec{V}$, $\vec{F}$ – векторы скорости и массовой силы элементарной частички жидкости; ∇ – оператор Лапласа; P – давление; μ – коэффициент динамической вязкости смазки; ρ – плотность смазки; t – время.

Эти уравнения выводятся в предположении изотермичности и ламинарности течения. За один цикл колебаний температура демпферной жидкости поднимается не больше, чем на $0,03^\circ\text{C}$, поэтому, обеспечив небольшой проток, течение можно считать изотермическим.

Общего метода решения системы дифференциальных уравнений (4.5) не существует, поэтому необходимы некоторые упрощения. В частности, можно использовать обычные в теории смазки допущения о малости массовых сил и коэффициента $\psi = 2 \cdot \delta_0 / D = \delta_0 / R = 0,001 \dots 0,003$, где δ_0 – радиальный зазор в демпфере при концентричном положении вибратора; D и R – диаметр и радиус вибратора. Малая величина ψ позволяет пренебречь градиентом давления по толщине смазочного слоя (оси y). В случае медленных течений можно пренебречь также и силами инерции смазочного слоя. При таких предположениях уравнения Навье-Стокса и неразрывности преобразуются в уравнение Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \delta^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \bar{z}^2} = 12\mu \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2 (\varepsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi), \quad (4.6)$$

где $\bar{z} = z/L$ – безразмерная осевая координата; L – длина вибратора; $\delta = \delta_0(1 + \varepsilon \cos \varphi)$ – величина демпферного зазора на угле φ , который отсчитывается от максимального зазора; $\varepsilon = e / \delta_0$ – относительный эксцентриситет или амплитуда колебаний; $\dot{\varepsilon}$ – относительная скорость движения вибратора вдоль линии центров.

Интегрирование уравнения (4.6) затруднительно, поэтому принимаются дополнительные упрощения. В частности, у длинного демпфера

$$\frac{L}{R} > 3, \quad (4.7)$$

и течение в торцы практически отсутствует. Поэтому в левой части уравнения можно пренебречь слагаемым, включающим координату z . При этом имеем

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) = 12\mu \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2 (\epsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\epsilon} \cos \varphi). \quad (4.8)$$

Полученное уравнение является дифференциальным уравнением второго порядка. Для его интегрирования необходимо знать граничные условия, которые зависят от границ смазочного слоя φ_1 и φ_2 . Очевидно, что при полном охвате вибратора слоем смазки они будут иметь вид

$$P = P_{\Pi} \text{ при } \varphi_1 = 0 \text{ и } \varphi_2 = 2\pi, \quad (4.9)$$

где P_{Π} – давление подачи смазки. Однако в зоне отрицательных давлений $(0, \pi)$ давление может превысить величину давления насыщающих паров P_y . В этом случае возникнет разрыв смазочного слоя, и граничные условия примут вид

$$P = P_y \text{ при } \varphi_1 = \pi \text{ и } P = P_n \text{ при } \varphi_2 = 2\pi. \quad (4.10)$$

Если выполняется условие

$$L/R < 0,3, \quad (4.11)$$

то демпфер считается коротким. При колебаниях в коротких ГДД преобладают потоки в торцы демпфера. Поэтому пренебрегают первым слагаемым по сравнению со вторым в левой части уравнения (4.6). Для короткого ГДД уравнение (4.6) принимает вид

$$\delta^3 \frac{d^2 P}{dz^2} = 12\mu \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2 (\epsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\epsilon} \cos \varphi). \quad (4.12)$$

Граничные условия в этом случае очевидны: давление при $z=0$ соответствует давлению подачи P_{Π} , а на торцах - давлению окружающей среды P_a , т.е.

$$P(0) = P_{\Pi}, P(L) = P_a. \quad (4.13)$$

Длина L в условиях (4.7, 4.11) определяется в соответствии с рисунком 4.15,б,в,г. В случае использования канавки демпфер разделяется на два участка длиной $L=L_k$ каждый (рисунок 4.15,в,г). Гидродинамическая сила в демпфере определяется интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченной жидкостным слоем и является основной характеристикой ГДД. Силу разлагают на две составляющие (см. рисунок 4.16): радиальную F_R , действующую вдоль линии центров, и тангенциальную $F\tau$, направленную перпендикулярно ей:

$$\left. \begin{aligned} F_R &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cos \varphi d\varphi dz, \\ F_\tau &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \sin \varphi d\varphi dz. \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

В случае длинного ГДД выражения для сил упрощаются:

$$\left. \begin{aligned} F_R &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \\ F_\tau &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi) \sin \varphi d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

Тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё, а радиальная составляющая - упругой динамической силе, так как она действует против смещения. В случае малых стационарных колебаний относительно центра корпусной втулки ($\varepsilon < 0,4$) и прямой синхронной прецессии ($\dot{\varepsilon} = 0, \dot{\Phi} = \Omega$) тангенциальную силу можно записать в виде $F_\tau = d\dot{V}$, где d – коэффициент демпфирования. Выражения для коэффициентов демпфирования приведены в табл.4.1. Если сравнить коэффициенты

Таблица 4.1

Полный охват	
Длинный ГДД	Короткий ГДД
$d_\delta^f = 24\pi\mu L \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2$	$d_\kappa^f = \pi\mu R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^2$
Половинный охват	
$d_\delta^h = 12\pi\mu L \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^3$	$d_\kappa^h = \frac{\pi}{2} \mu R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3$

демпфирования длинного d_δ и короткого d_κ демпфера при одинаковом зазоре, то получим $d_\delta = 12(R/L)^2 d_\kappa$. Учитывая, что в реальных опорах $R/L = 1..5$, получим, что длинный демпфер в 10...300 раз эффективнее короткого.

5 КОМПРЕССОРЫ

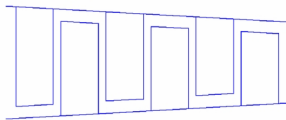
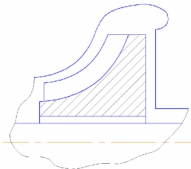
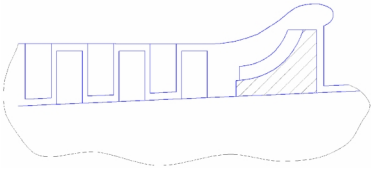
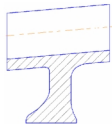
5.1 Классификация компрессоров

Одной из основных характеристик компрессора является степень сжатия π , равная отношению заторможенных давлений за компрессором P_2^* и перед ним P_1^*

$$\pi^* = \frac{P_2^*}{P_1^*}$$

Классификация компрессоров представлена в таблице 5.1.

Таблица 5.1. Классификация компрессоров

Тип	Схема	Применяемость	π_k
Осевые		90%	8 и выше (до 44)
Центробежные		При малых степенях сжатия	2...12
Осецетробежные		Для малоразмерных ГТД, ТВАД (вертолеты, ВСУ)	10...15
Диагональные		Применяются Редко	3...5

5.2 Требования, предъявляемые к компрессорам

1. Минимальные габаритные размеры и масса
2. Высокая надежность и живучесть
3. Удобство контроля технического состояния
4. Технологичность конструкции
5. Противопожарная безопасность
6. Высокий $\kappa_{пд}$ (снижение $\kappa_{пд}$ на 1% увеличивает удельный расход топлива на 3%)
7. Достаточные запасы по газодинамической устойчивости на всех режимах эксплуатации

Требования по габаритам и массе характерно для любых узлов ДЛА. Поскольку относительная масса компрессора (отношение массы компрессора к массе двигателя) составляет 35...50%, то разработка легкого и надежного

компрессора – это одна из важнейших проблем. Основные параметры – см. лекции по ТРЛМ.

5.3 Осевые компрессоры

Осевые компрессора (ОК) образуются набором ступеней, схема которой представлена на рисунке 5.1

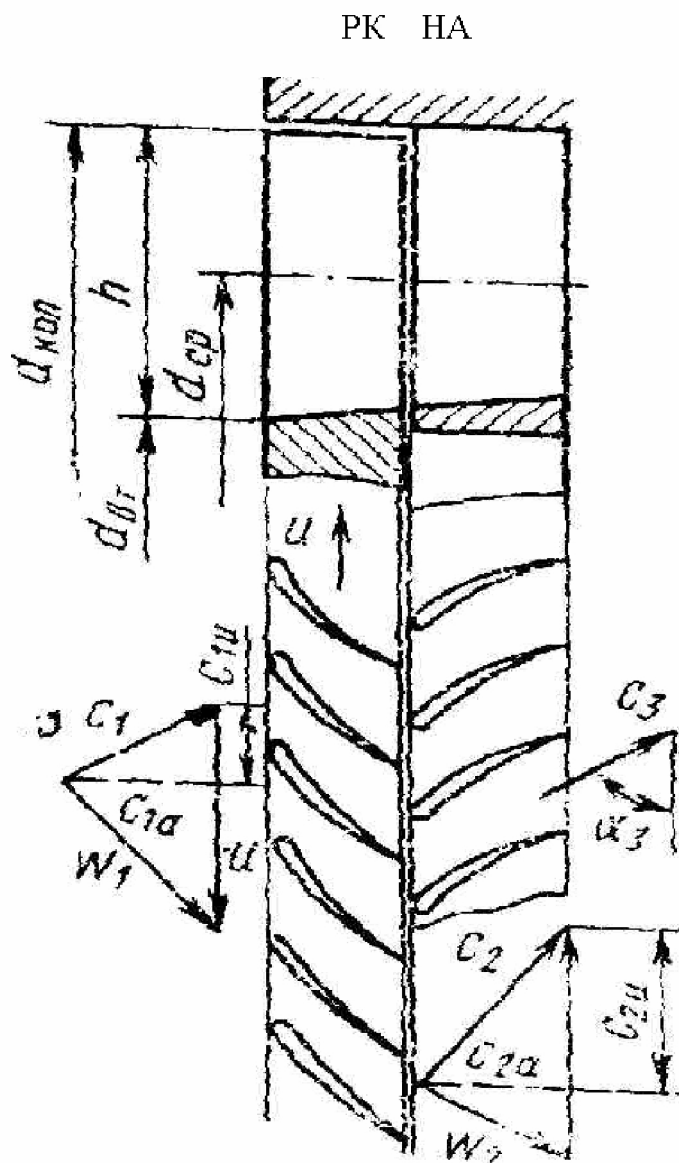


Рисунок 5.1. – Схема ступени ОК

Принцип работы ступени заключается в том, что воздух сжимается в расширяющемся канале РК и (или) НА. Ступень также характеризуется степенью сжатия $\pi_{ст}$. Ступень ОК может быть дозвуковой (1,15...1,35), трансзвуковой (1,4...1,75) и сверхзвуковой (1,75...2,0).

Осевые компрессоры могут быть дозвуковыми и сверхзвуковыми. Сверхзвуковой ОК имеет меньшее количество ступеней, чем дозвуковой.

Следовательно, он имеет и меньшую массу, но обладает менее благоприятными характеристиками, поэтому требуется более трудоемкая работа по обеспечению ГДУ. Кроме того, сверхзвуковые лопатки очень чувствительны к точности изготовления и к повреждениям посторонними предметами. Поэтому целесообразно выполнять сверхзвуковыми лишь несколько ступеней.

Достоинства: в осевых компрессорах возможны высокие π_k^* и большие расходы воздуха G при высоких $k\eta$ и сравнительно малых габаритах и массе.

Недостатки:

- Относительно узкая область устойчивых режимов работы
- Снижение $k\eta$ на нерасчетных режимах
- Чувствительность к износу лопаток в процессе эксплуатации (приводит к снижению $k\eta$)
- Большое количество лопаток (несколько сотен), повышающее трудоемкость изготовления

Для улучшения характеристик и сохранения эффективности компрессора на всех режимах работы необходимо вводить механизацию его регулирования, применять износостойкие материалы или специальные покрытия, использовать устройства, предотвращающие попадание посторонних предметов в проточную часть, т.е. существенно усложнять конструкцию.

Компрессоры различаются количеством и конструкцией роторов, проточной части, корпусов, конструктивными способами повышения экономичности и обеспечения ГДУ.

5.3.1 Способы повышения запасов ГДУ (борьба с помпажом)

На нерасчетных режимах (взлет самолета) в компрессоре углы натекания воздушного потока могут существенно отклоняться от оптимальных (рисунок 5.2). При этом возникает вращающийся срыв, который затем может

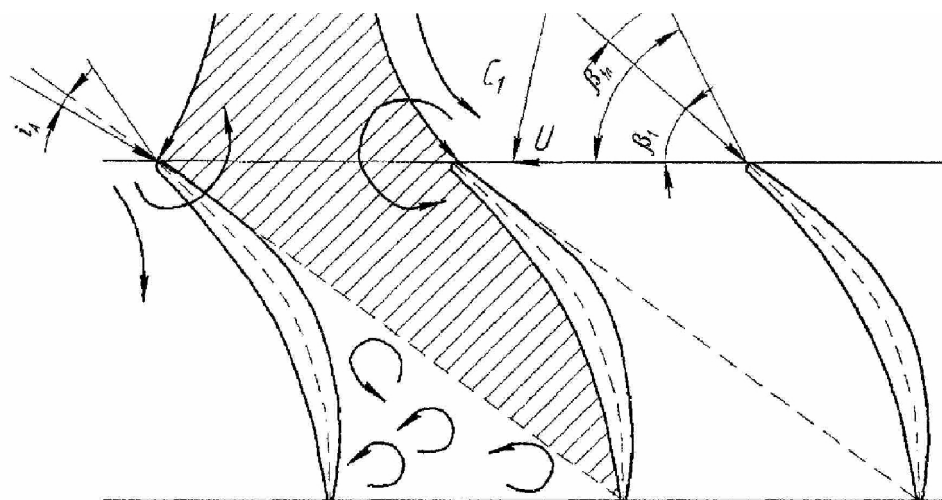


Рисунок 5.2. – Схема образования вращающегося срыва

перейти в режим развитого помпажа - низкочастотной осевой вибрации (до 30Гц). Эти режимы вызывают неустойчивую работу компрессора и могут привести к разрушению всего двигателя. Один из способов борьбы с вращающимся срывом показан на рисунке 5.3. Здесь эффект срыва снижается

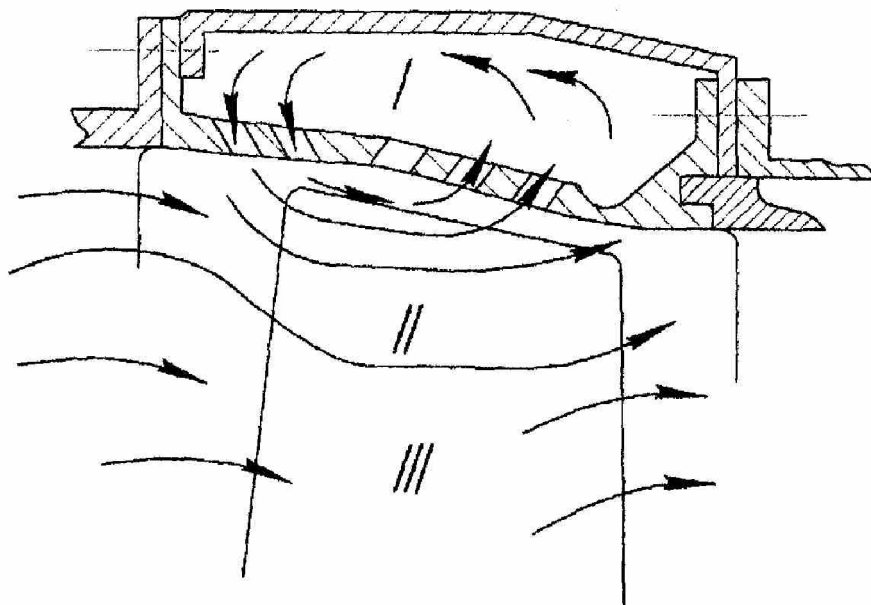


Рисунок 5.3. – Устройство для устранения вращающегося срыва

путем отбора воздуха от РК в ресивер через перфорированное рабочее кольцо. При этом увеличивается расход воздуха, и, следовательно, снижается угол атаки и вероятность возникновения срыва.

На рисунке 5.4 представлена характеристика компрессора, из которой видно, что с уменьшением частоты вращения и расхода воздух может быть

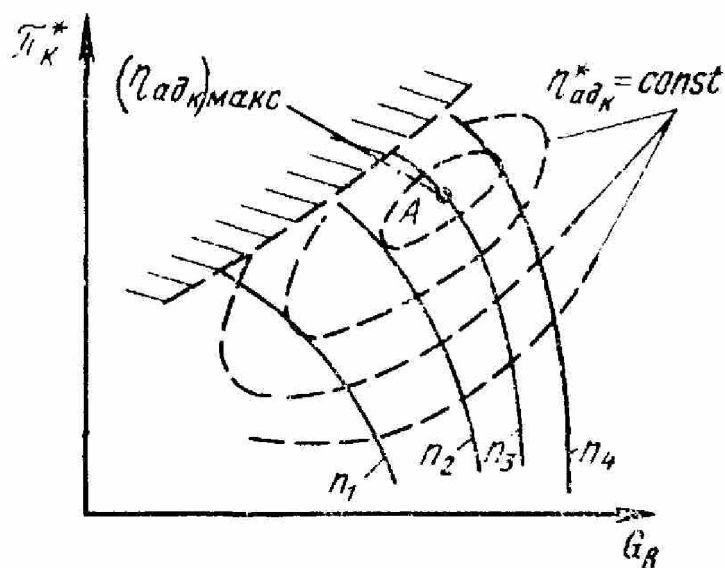


Рисунок 5.4. - Характеристика компрессора

достигнута граница устойчивости (заштрихованная линия) компрессора. Поэтому в конструкции компрессора должны быть предусмотрены меры для повышения запасов устойчивости.

В одноконтурных двигателях ОК может быть однокаскадным (однороторным) и двухкаскадным (двухроторным). При использовании однокаскадного компрессора для обеспечения необходимой ГДУ на всех режимах используют поворотные лопатки, а также перепуск воздуха через клапан или ленты перепуска. При применении двухкаскадного компрессора специальных средств механизации, как правило, не требуется, т.к. вращение роторов НД и ВД с разными скоростями (скольжение роторов) и обеспечивает необходимые запасы (ТРДФ Р11-Ф2-300). Однако в двухкаскадном ОК увеличивается число роторов, опор и усложняется конструкция.

В ТРДД используются двух- и трехкаскадные компрессоры. Применение трехкаскадного компрессора позволяет уменьшить общее число его ступеней в среднем на три, и как правило, не требует использования поворотных лопаток. Но при этом также усложняется конструкция валов и опор. Примеры – двигатели RB-211, RB-199, Д-36, НК-25. Однако трехкаскадная схема компрессора позволяет обеспечить необходимую ГДУ при наиболее простой системе регулирования расхода воздуха.

5.3.2 Форма проточной части

Возможные формы проточной части компрессора представлены на рисунке 5.5.

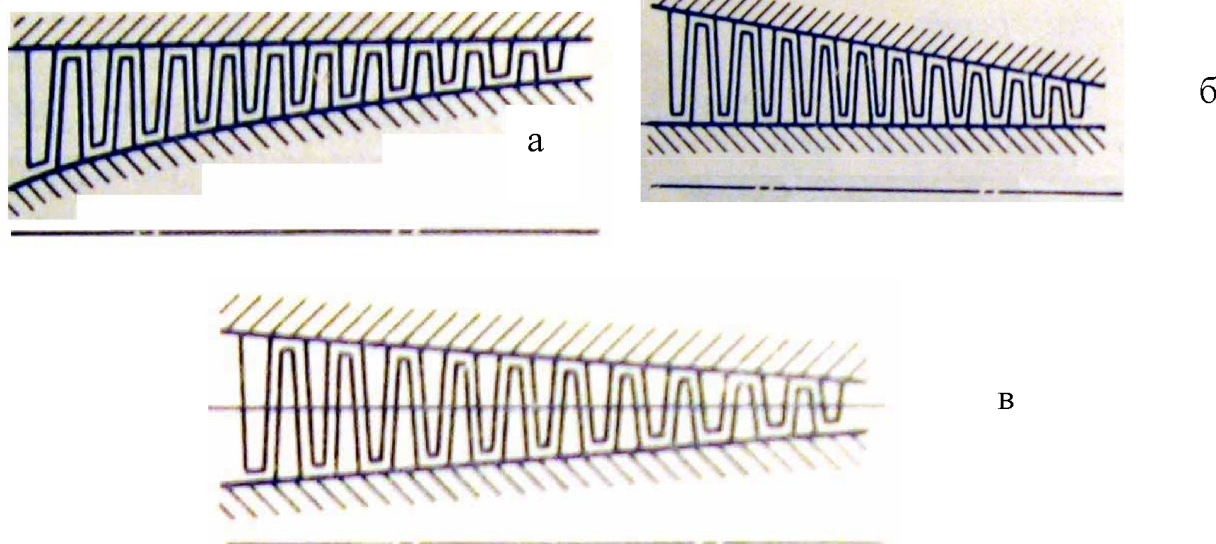


Рисунок 5.5. – Возможные формы проточной части компрессора

Проточная часть $D_{нар} = \text{const}$ (рисунок 5.5,а).

Достоинства: к последним ступеням $D_{ср} \uparrow$ и следовательно, увеличивается средняя окружная скорость, возрастает напорность ступеней и уменьшается и

уменьшается их число для получения заданного π_k^* . Упрощается изготовление корпуса, имеющего цилиндрическую форму. Достоинством является также независимость радиального зазора по рабочим лопаткам от места расположения упорного подшипника.

Недостатки:

при такой форме проточной части возможно сильное уменьшение длины лопаток последних ступеней, что приводит к увеличению концевых потерь и уменьшению кпд ступени.

Поэтому используются также компрессоры с $D_{вт} = \text{const}$ (рисунок 5.5,б).

Достоинства:

- возможность получения более длинных лопаток последних ступеней
- коническая форма корпуса позволяет разместить агрегаты практически не изменяя мидель двигателя
- упрощается технология изготовления элементов ротора, имеющих при этом цилиндрическую форму

Недостатки:

- средний диаметр уменьшается от ступени к ступени, снижается окружная скорость и, следовательно, напорность, что может привести к росту числа ступеней для достижения заданного π_k^* .
- Величина радиального зазора по рабочим лопаткам зависит от положения упорного подшипника.

Конструктивная схема ОК с $D_{ср} = \text{const}$ (рисунок 5.5,в) занимает промежуточное положение между рассмотренными выше.

5.4 Роторы ОК

5.4.1. Требования, предъявляемые к роторам

1. Минимальная масса
2. Технологичность изготовления
3. Достаточная прочность (определяется окружной скоростью)
4. Высокая поперечная жесткость и ее постоянство в окружном направлении

5.4.2 Типы роторов

Основные типы роторов ОК представлены на рисунке 5.6.

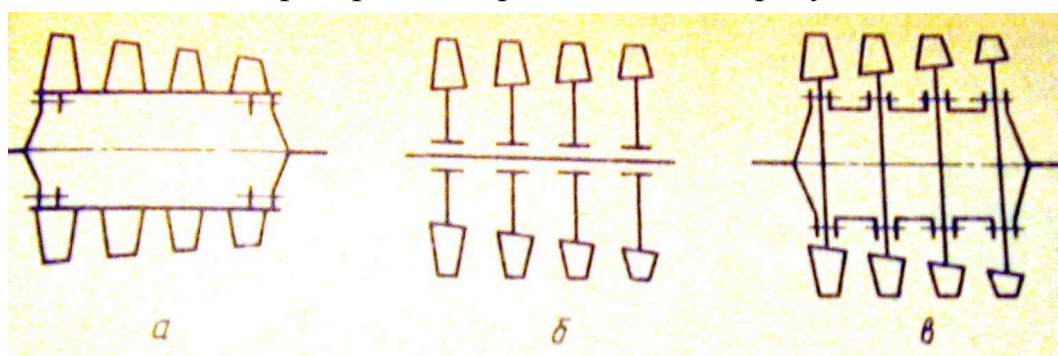


Рисунок 5.6. – Типы роторов ОК

1. Барабанный тип (рисунок 5.6,а)

Барабан – это цилиндрическая или коническая оболочка с пазами или другими элементами для крепления лопаток.

Достоинства:

- высокая изгибная жесткость (т.к. барабан располагается на большом диаметре)
- малое число составных элементов.

Недостаток:

Малая допустимая окружная скорость ($U \leq 200 \dots 250 \text{ м/с}$) из-за низкой прочности барабана.

2. Дисковый (рисунок 5.6,б).

1 – диск; 2 – вал.

Характерная особенность - крутящий момент передается к каждому диску.

Ограничение по окружной скорости $U = 300 \dots 380 \text{ м/с}$.

Достоинства:

- высокая прочность
- простота передачи крутящего момента от вала к диску (через шлицы).

Недостатки:

- малая поперечная (изгибная) жесткость
- большое количество составных элементов ротора.

3. Диско – барабанный тип (рисунок 5.6,в).

Достоинства:

Высокая прочность и жесткость

Недостатки:

Конструктивная сложность.

5.4.3 Конструкция роторов барабанного типа

Конструкция ротора представлена на рисунке 5.7.

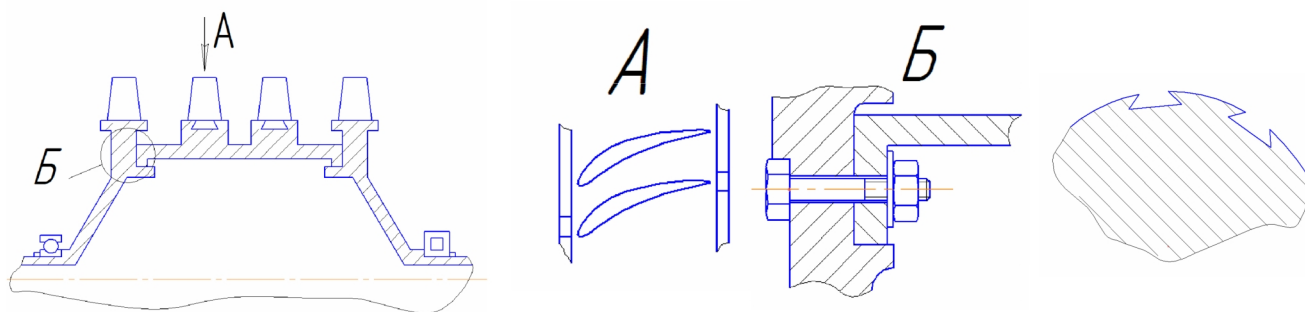


Рисунок 5.7. – Конструкция ротора барабанного типа

1- барабан; 2 – призонные болты; 3,4 – передний и задний диски, изготовленные заодно с цапфами вала.

На наружной поверхности барабана имеются кольцевые пазы для крепления лопаток. Монтаж лопаток производится через окно, которое закрывается пластиной 5. От проворота лопатки контрятся стопорной пластиной 6.

Есть примеры конструкций с продольными пазами для лопаток. Преимущество таких пазов состоит в простоте изготовления, однако при этом в каждой ступени должно быть одинаковое число лопаток, поэтому этот параметр будет оптимальным только для одной ступени ротора. Встречаются барабаны, полученные сваркой отдельных частей (рисунок 5.8).

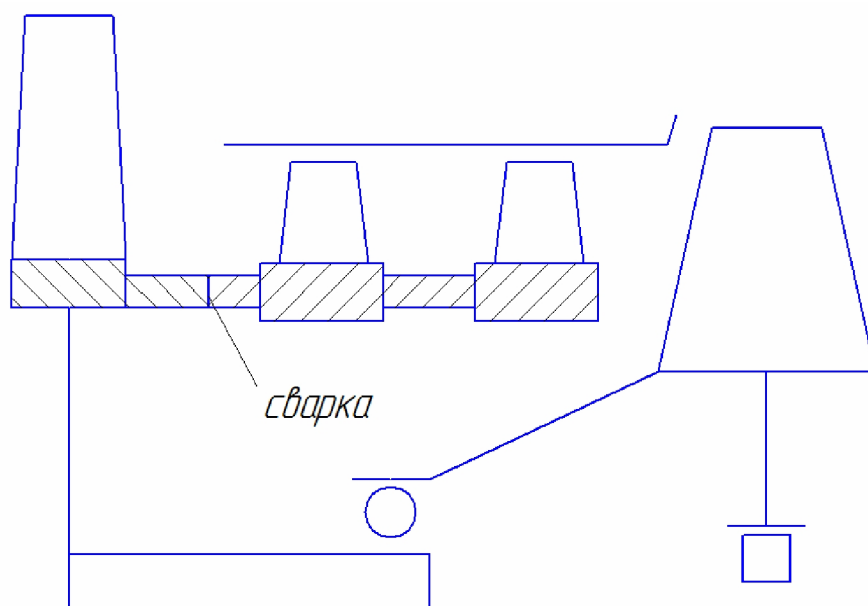


Рисунок. 5.8.- Ротор барабанного типа с подпорными (бустерными) ступенями

5.4.4 Конструкция роторов дискового типа

Такой ротор состоит из отдельных дисков, ступицы которых соединены с центральным валом. Диски воспринимают центробежные силы от массы лопаток и самого диска.

Соединение диска с валом

1. Соединение с натягом (рисунок 5.9)

При использовании сил трения посадка дисков осуществляется на ко-

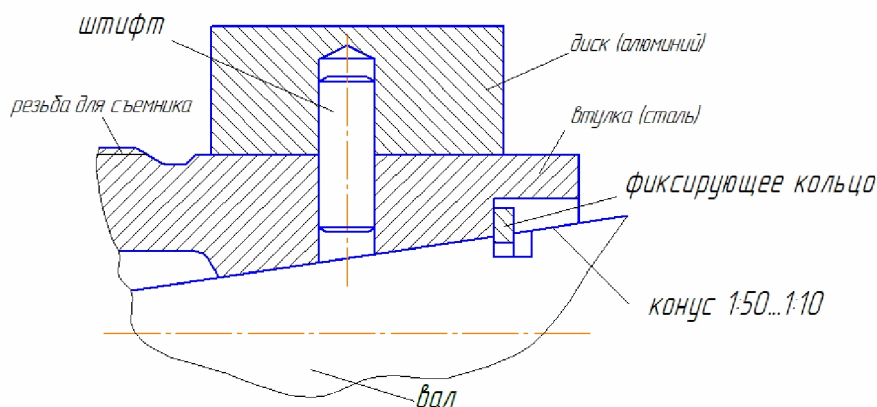


Рисунок 5.9. – Соединение с натягом

нические поверхности вала с конусностью 1:50.....1:100 тарированным усилием. В отверстия дисков из алюминиевого сплава запрессовываются стальные втулки с внутренней поверхностью, имеющей такую же конусность, которые зафиксированы в дисках радиальными штифтами, обеспечивающими центровку диска относительно втулок независимо от тепловых расширений дисков. Наличие большого натяга затрудняет сборку и разборку компрессора. Такое соединение используется в небольших двигателях и применяется довольно редко.

2. Шлицевое соединение (рисунок 5.10)

Центрирование обычно осуществляется по эвольвентным шлицам. Для роторов с такими дисками характерна малая изгибная и крутильная жесткости. Для их увеличения необходимо значительно увеличивать диаметр вала,

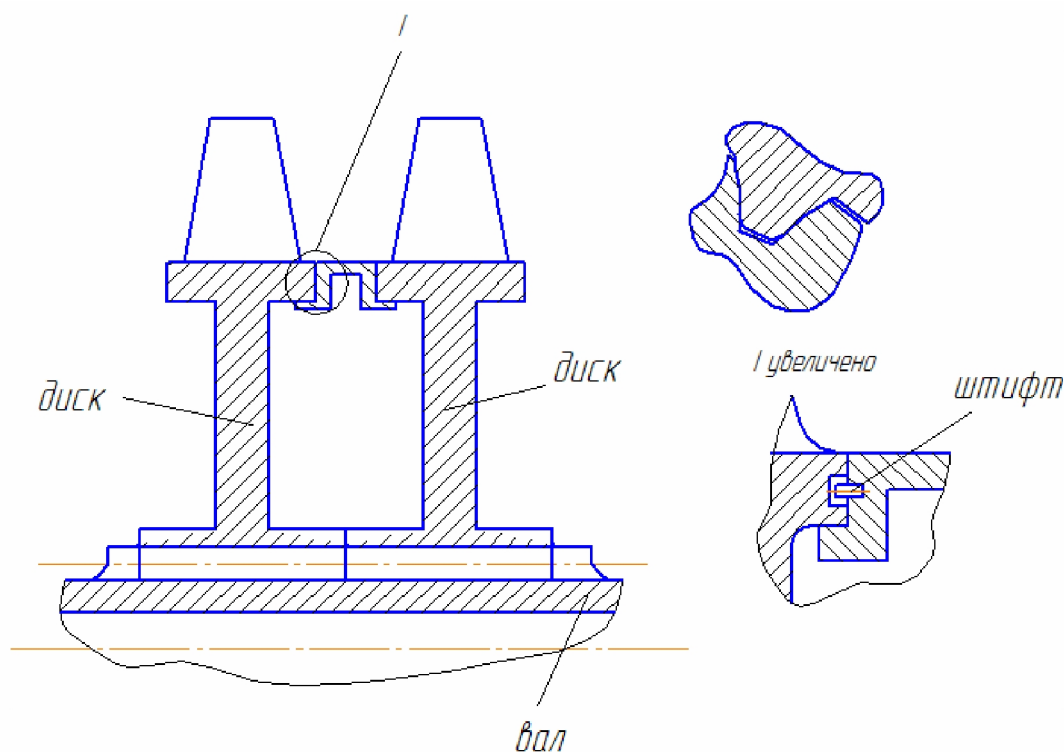


Рисунок 5.10. – Шлицевое соединение дисковых роторов

а, следовательно, увеличивать толщину ступиц дисков и утяжелять ротор. Вследствие малой жесткости имеется повышенная склонность к возбуждению колебаний дисков. Для предотвращения резонансных колебаний между ободами дисков под лопатками НА устанавливают кольцевые проставки – трактовые кольца, которые не участвуют в передаче крутящего момента. Они ограничивают проточную часть компрессора и позволяют использовать кон-

сольные лопатки направляющих аппаратов. Для фиксации колец от проворота используются штифты.

Под действием центробежных сил и нагрева ступица диска деформируется и центровка нарушается. Если увеличить натяг, то возникают трудности при сборке. Для компенсации действия центробежных сил и нагрева применяют различные методы (рисунок 5.11): гибкий компенсатор (Спей, RB-193) (а) и использование трапецеидальных шлицев (б). Применяется обычно для соединения алюминиевого диска со стальным валом, т.е. для малоразмерных низкооборотных компрессоров.

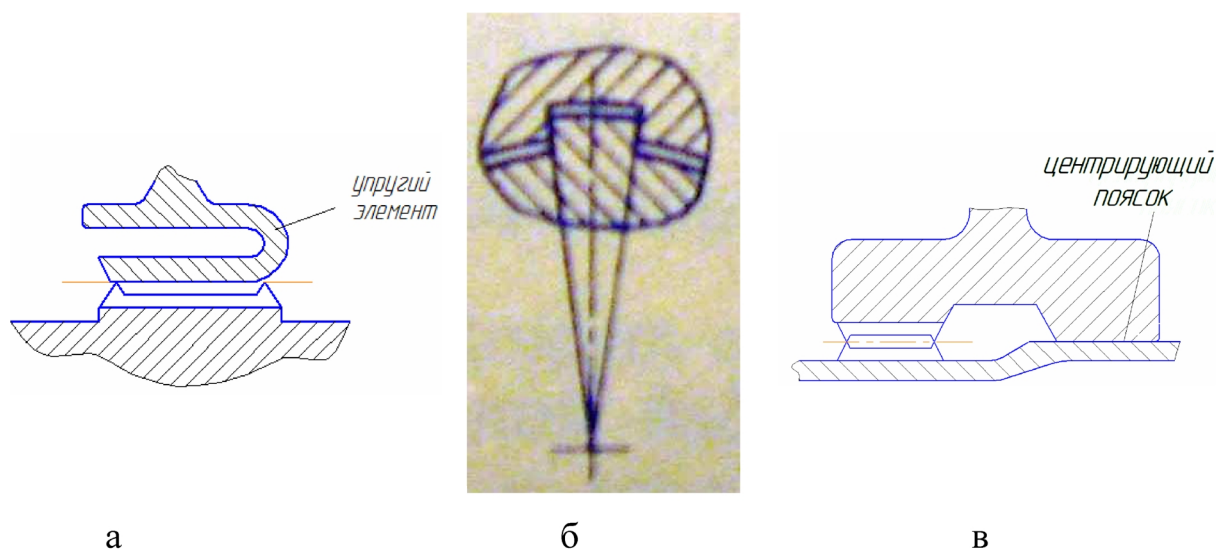


Рисунок 5.11. – Способы компенсации

Иногда посадка дисков осуществляется с помощью центрирующих поясков (рисунок 5.11,в).

5.4.5 Конструкция диско-барабанных роторов

1.Неразборные соединения

а) Соединение с натягом радиальными штифтами

Конструкция ротора может быть при этом различна, как показано на рисунке 5.12.

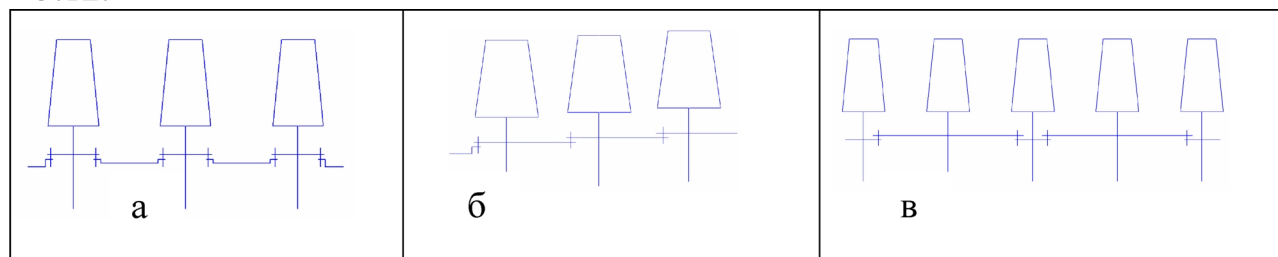


Рисунок 5.12. – Возможная конструкция ротора при соединении радиальными штифтами

а - диск и барабан выполнены отдельно; б - диск и барабан выполнены слитно; в - сочетание отдельных дисков с дисками, имеющими барабанные полки
Все эти соединения стандартизованы по ОСТ 111140-73 – соединение

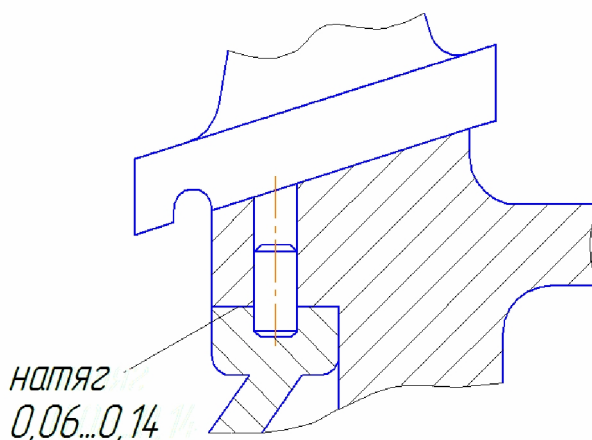


Рисунок 5.13. - Соединение дисков радиальными штифтами

дисков компрессора радиальными штифтами (рисунок 5.13). При установке штифтов в глухие отверстия штифты выполняются полыми при диаметре, большем 5мм. Для меньших диаметров штифты выполняются с лыской. Лыска или отверстие необходимы для выхода воздуха при запрессовке штифта. Глухие отверстия делают, если нельзя удалить из ротора стружку, которая образуется при окончательном разворачивании отверстий в собранном роторе. При сборке ротор обычно ставят в вертикальное положение, сжимают нагрузкой до 70 т, сверлят и разворачивают отверстия, штифтуют и снимают усилие. Перед напрессовкой охватывающий диск нагревают на 50°С выше рабочей температуры. Контровка штифтов от выпадания под действием центробежных сил осуществляется обычно лопатками.

Достоинством соединения радиальными штифтами является то, что направленные по радиусу штифты обеспечивают сохранение центровки и балансировки ротора при радиальных деформациях.

Недостатки:

1. Барабанные переключатели приходится располагать на максимальном радиусе, что не всегда оптимально
 2. Трудность выполнения дисков за одно целое с развитыми барабанными буртиками
 3. Неразборность конструкции.
- б) Сварные ротора (рисунок 5.14)

Соединение производится аргонно-дуговой сваркой, электронно-лучевой, диффузионной, сваркой трением. Такие роторы имеют наименьшую массу и наибольшую жесткость из всех возможных конструктивных типов роторов. При использовании неразъемных роторов для обеспечения

сборки компрессора корпус должен иметь разъем в плоскости оси двигателя (продольный разъем).

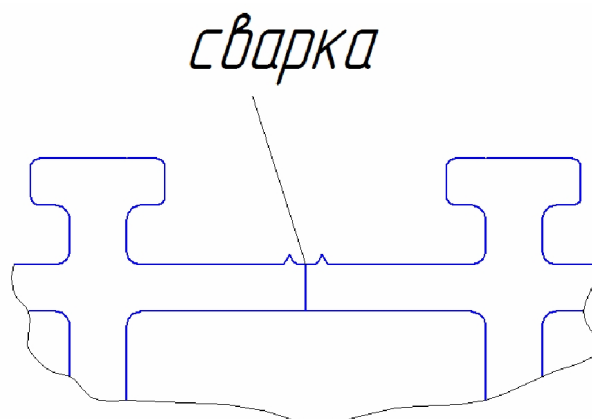


Рисунок 5.14. – Сварные ротора

2. Разборные роторы

1. Фланцевое соединение

а) Черновыми болтами

Соединение диска 1 (рисунок 5.15) с барабанами 2 осуществляется

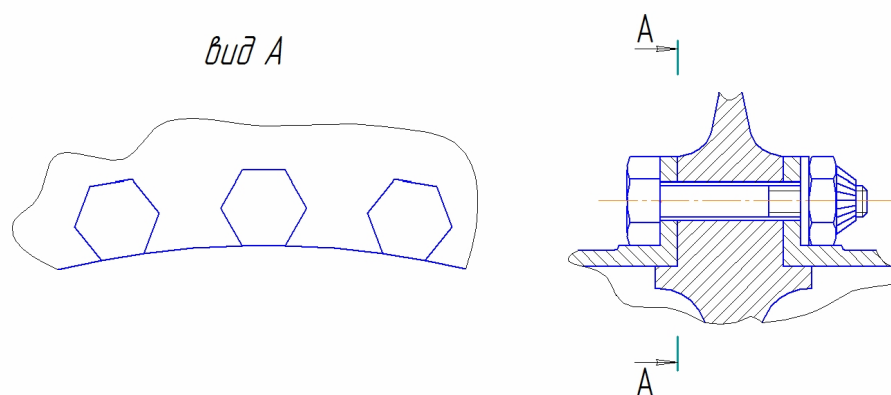


Рисунок 5.15. – Соединение черновыми болтами

черновыми болтами 3, крутящий момент передается по поверхностям А силами трения. Монтажная и рабочая центровка осуществляется по цилиндрическим посадочным поясам Б, где предусматривается зазор 0...0,012мм. Применяется такое соединение при небольших крутящих моментах (диаметр ротора до 400мм). Проточка 4 предназначена для установки в нее шайбы 5, которая предотвращает болт от выпадания и при отгибании усика контрит болт.

б) Соединение с беззазорной посадкой (призонными болтами) – ОСТ 111139-73 (рисунок 5.16).

Соединение рассчитывается таким образом, чтобы примерно 80% передачи крутящего момента осуществлялось болтами при их работе на срез, а остальные 20% передавались трением по поверхности А. Кольцо 1 (разрез

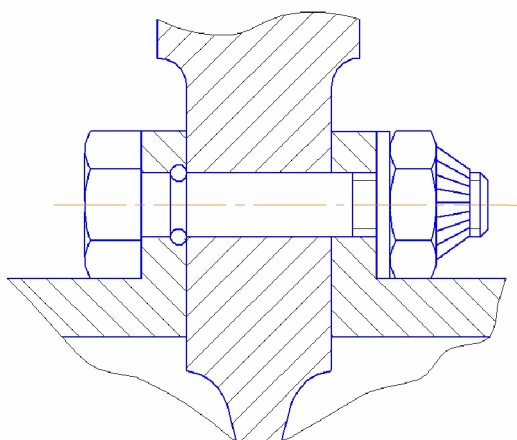


Рисунок 5.16. – Соединение с призонными болтами

ное пружинное) вставляется в канавку для удержания болта от выпадания.

в) Соединение с длинными стяжными болтами и распорными втулками (рисунок 5.17).

Используется, если расстояние между дисками мало для размещения болта.

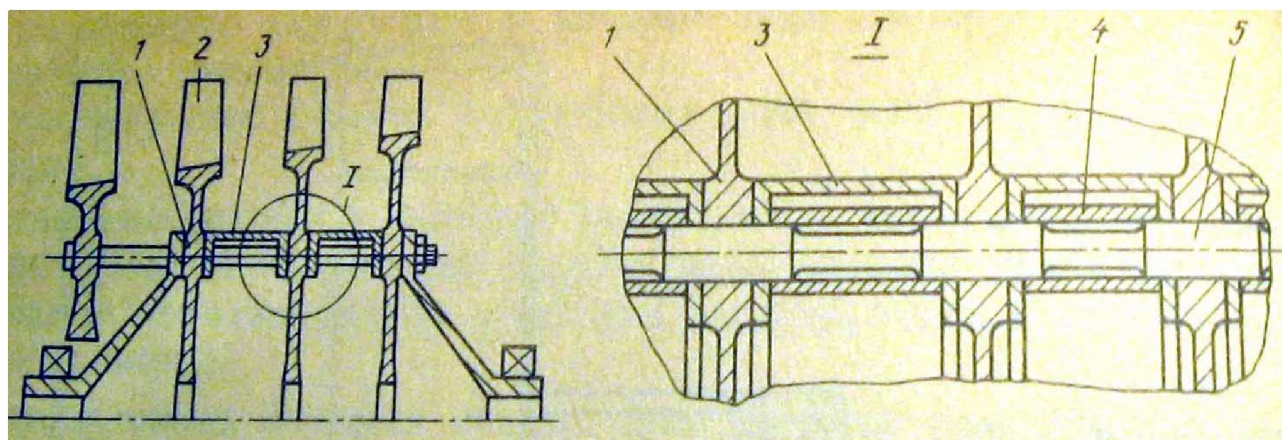


Рисунок 5.17. – Соединение с распорными втулками

Центрирование и передача крутящего момента осуществляется через цилиндрические поверхности стяжного болта, осевая стяжка – по распорным втулкам.

2. Шлицевое соединение

а) Торцовыми шлицами

Преимущества – торцовые шлицы обладают автоцентрированием, надежно передают крутящий момент, просты в сборке.

Недостатки: повышенное усилие затяжки и технологическая сложность, негерметичность вала.

Стяжка осуществляется двумя способами

1 – несколькими болтами, расположенными по окружности (рисунок 5.18).

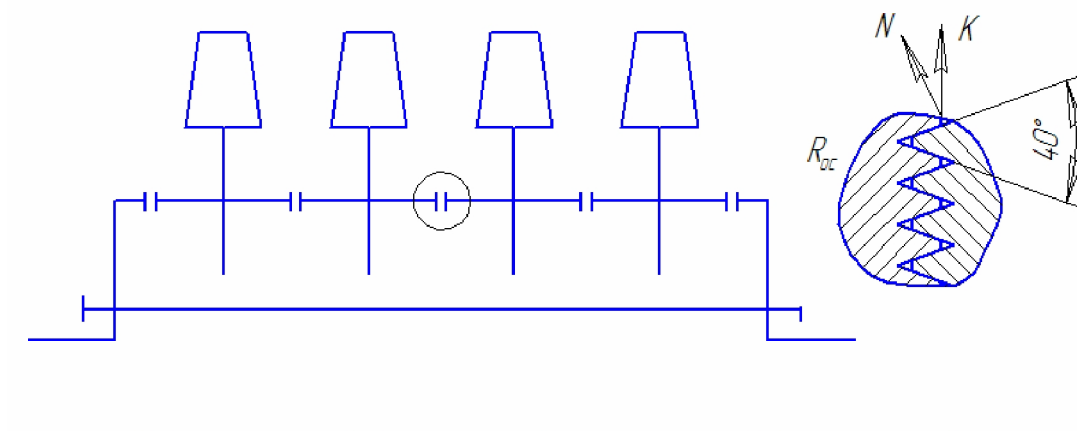


Рисунок 5.18. – Стяжка несколькими болтами

На разных болтах может быть разное осевое усилие затяжки, поэтому жесткость получается неравномерной

2 - одним центральным болтом (рисунок 5.19)

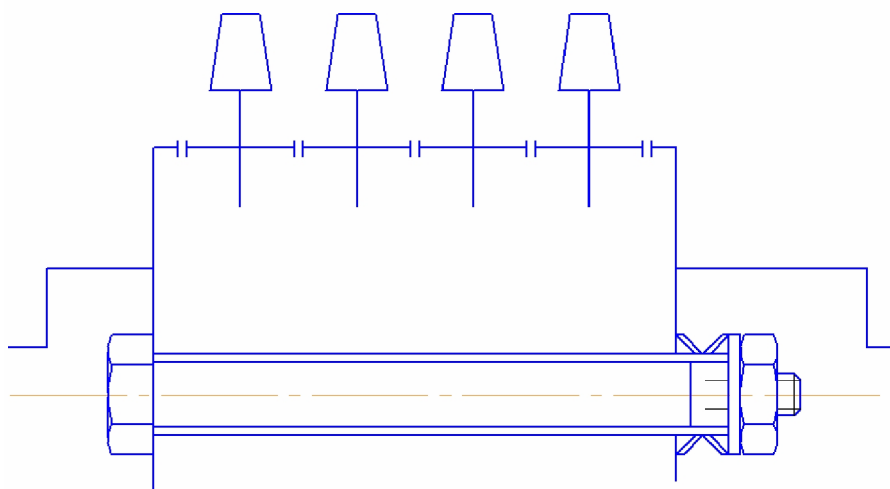


Рисунок 5.19. – Стяжка одним центральным болтом

В этом случае имеем массивный болт 1, по жесткости сравнимый с валом. Однако болт нагрет меньше, чем ротор, поэтому при расширении ротора у болта возникают температурные расширения, которые устраняются компенсатором 3

б) Радиальные шлицы (RB-193) (рисунок 5.20)

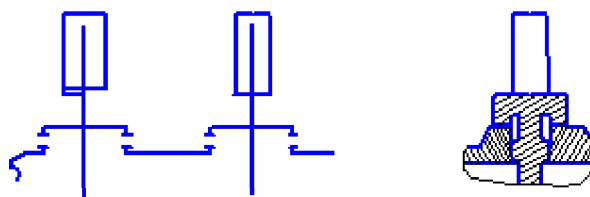


Рисунок 5.20. – Стяжка радиальными шлицами

5.4.6 Выбор элементов конструкции барабанно-дискового ротора

РОТОР

Элементы, определяющие изгибную жесткость ротора, стараются выполнить так, чтобы получилось тело вращения, близкое по форме к двух-опорной балке равного сопротивления при нагружении изгибом. Однако стремление уменьшить габариты и вес, а в ряде случаев и необходимость увеличить критические частоты ротора приводит к отступлению от этого правила, что позволяет уменьшить расстояние между опорами или избежать введения дополнительных опор (например, консольное расположение дисков), что показано на рисунке 5.21.

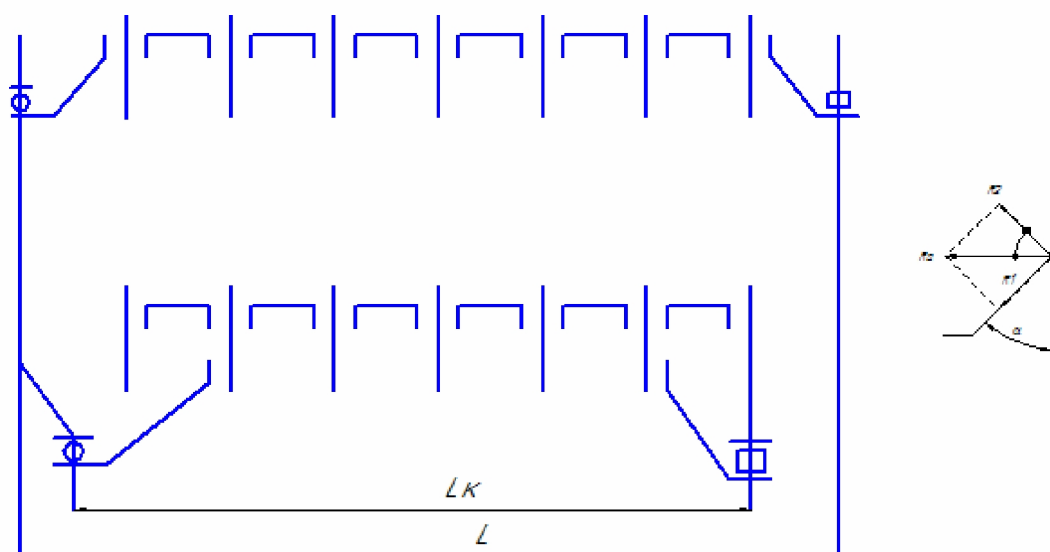


Рисунок 5.21. – К выбору элементов конструкции барабанно-дискового ротора

Угол наклона стенки α (передней и задней) определяется, исходя из величины осевой силы R_{oc} , действующей на ротор. R_1 сжимает стенку, а R_2 – изгибает. При $\alpha=6\dots12^\circ$ осевая податливость может быть снижена в $2\dots2,5$ раза.

ФОРМА ДИСКОВ

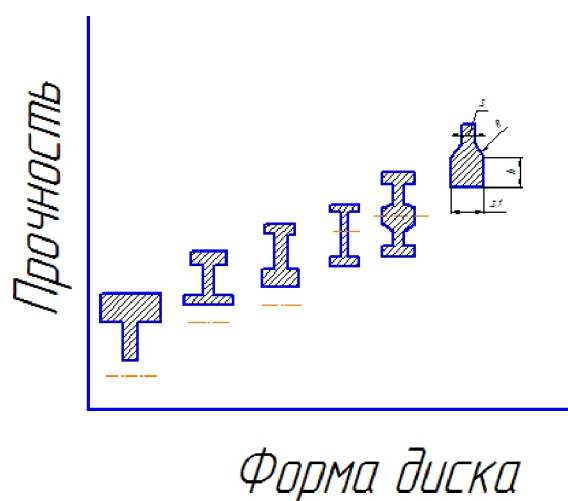


Рисунок 5.22 – Влияние формы диска на его прочность

ВЫБОР РАДИУСА РАЗМЕЩЕНИЯ БАРАБАНЫХ ПЕРЕМЫЧЕК

Радиус определяется из условия совместности деформаций перемычек и диска. Если $U_6 > U_d$, то перемычка себя не “несет” и дополнительные нагрузки будут действовать на диск. Оптимум будет иметь место при $U_6 = U_d$.

Стремление увеличения критической скорости ротора повышением его жесткости приводит к росту R_6 (рисунок 5.23). Но увеличение R_6 может

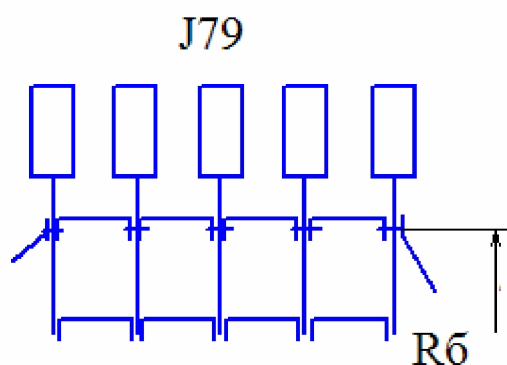


Рисунок 5.23. – Ротор с большим радиусом барабана

явиться причиной колебания дисков, а также снижения эффективности лабиринтов и других уплотнений из-за увеличения их проходных сечений и окружающих скоростей.

Слишком малый R_6 (рисунок 5.24) приводит к росту присоединенных объемов и также снижает изгибную жесткость дисков. Удовлетворение этих противоречивых требований может быть произведено введением дополнительной связи дисков по ступицам.

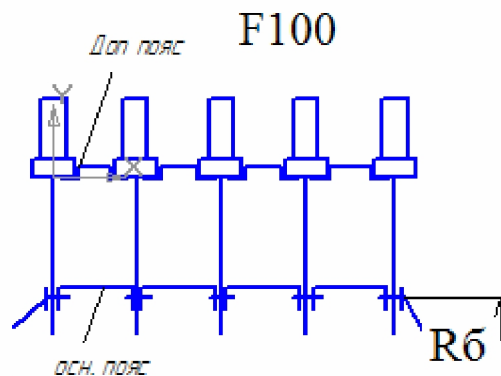


Рисунок 5.24. – Ротор с малым радиусом барабана

ВЫБОР ФОРМЫ ТРАКТОВЫХ ПРОСТАВОК

Форма трактовой проставки сильно влияет на ее прочность (рисунок 5.25). Видно, что максимальной прочностью обладает проставка с внутренней стяжкой, имеющей свою ступицу.

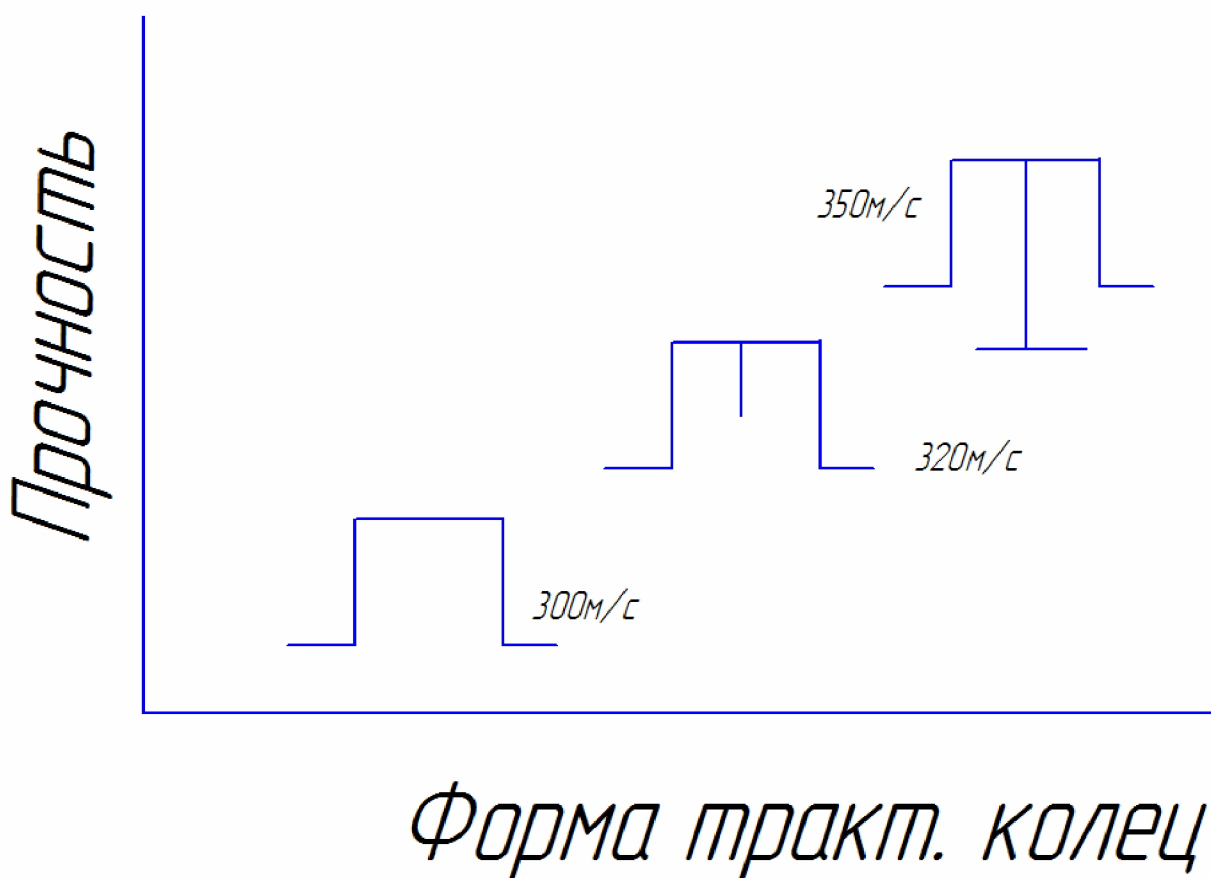


Рисунок 5.25. – Влияние формы трактовых проставок на прочность

5.5 Лопатки компрессора

5.5.1 Требования к лопаткам ОК

- Конструкция и материал лопаток должны обеспечивать их высокую прочность и жесткость, т.к. лопатки испытывают большую статическую и динамическую нагрузки во время работы двигателя
- Необходима высокая степень чистоты обработки пера ($Ra\ 0,16$), что позволяет снизить потери на трение, а также снизить сопротивление усталости конструкции лопатки
- Требуется высокая точность исполнения линейных и угловых размеров при изготовлении лопаток для получения одинаковых скоростей течения, давлений и температур воздушного потока в каждом лопаточном канале. Различные режимы течения в лопаточных каналах не только снижают кпд компрессора, но и возбуждают колебания, приводящие к поломке лопаток
- Минимальная масса. Снижение массы лопатки на 1% уменьшает массу компрессора на 4%.

5.5.2 Основные элементы лопатки

Перо – это профилированный элемент лопатки, находящийся в проточной части (рисунок 5.26). Перо превращает кинетическую энергию потока воздуха в потенциальную энергию давления и во внутреннюю энергию потока.

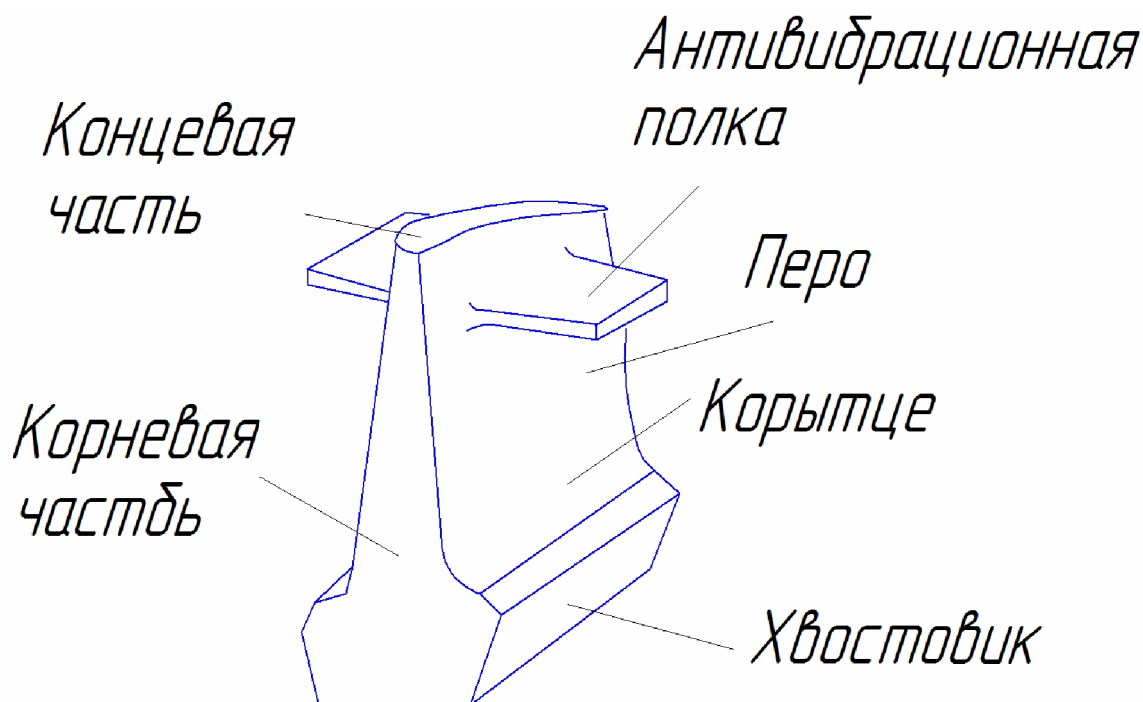


Рисунок 5.26. – Схема лопатки компрессора

Антивибрационная полка (не обязательный элемент). Она служит для разделения контуров, для ограничения перемещения пера лопатки при вибрациях, а также для ограничения радиальных перетеканий воздуха.

Хвостовик служит для соединения рабочей лопатки с диском и передачи сил и моментов от диска к лопатке.

Корытце – вогнутая поверхность пера.

Спинка – выпуклая поверхность пера.

Корневая часть – участок пера, примыкающий к хвостовику.

Концевая часть – периферийный участок пера.

Основные размеры лопаток и их отклонения выбираются по ОСТ 100025-72 - лопатки осевых компрессоров и турбин.

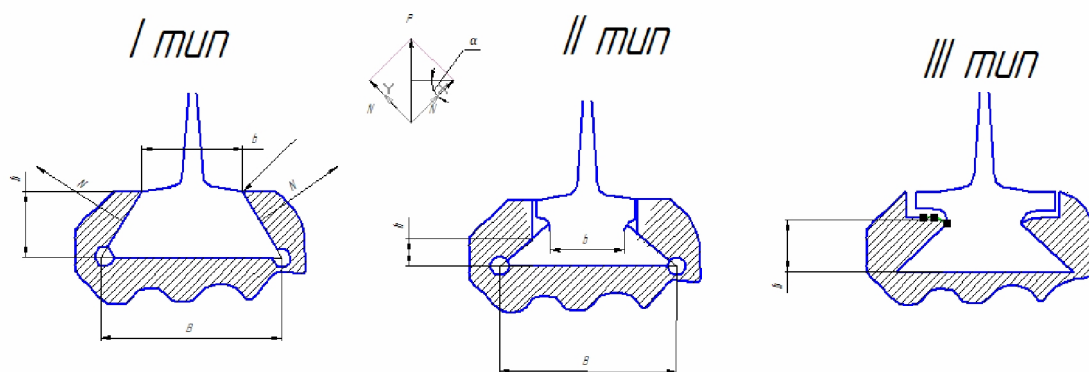
5.5.3 Соединение лопаток с диском

Требования к хвостовикам

- Достаточная прочность
- Точность установки лопаток
- Минимальное ослабление обода диска
- Минимальная ширина хвостовика по окружности диска

5.5.3.1 Соединение лопаток с диском типа ласточкин хвост

В данной конструкции (ОСТ 111031-81) хвостовик лопатки и паз в диске в сечении, перпендикулярном оси паза имеют трапецевидный профиль, что показано на рисунке 5.27. Угол при вершине $\alpha=40\ldots90^\circ$. Уменьшение α приводит к снижению размера В (при этом увеличивается



количество лопаток, но и

Рисунок 5.27. – Типы замков «Ласточкин хвост»

возрастает контактное давление по рабочим граням замка $N = P_d / 2 \sin \alpha$). Искривленность профиля лопатки является причиной неравномерности распределения по длине замка нормальных напряжений на радиусе перехода рабочей грани замка к профилю лопатки. Максимальные напряжения возникают у кромки лопатки. Снижение этого явления достигается у второго и третьего типов за счет отдаления профильной части от зоны кон-

такта. Отдаление на 6...10мм дает снижение до 25%. Третий тип используется при большом искривлении, когда профиль контура «свисает» над трастовой площадкой замка.

Лопатки в пазы диска могут устанавливаться с зазором 0,01...0,04мм (свободная посадка) или с натягом до 0,015мм (жесткое закрепление). Свободная посадка допускает качку в окружном направлении, вследствие чего происходит некоторое демпфирование колебаний. Использование посадки лопаток с натягом обеспечивает повышение частоты собственных колебаний. Для удобства монтажа лопатки ее хвостовик может покрываться слоем меди или серебра толщиной 0,003...0,005мм, который при запрессовке служит смазкой.

Преимущества – технологичность и простота (изготавливается протягиванием).

Недостаток – ограниченная прочность.

Пазы в диске могут быть прямыми или наклонными. Прямые пазы более технологичны, однако при большой закрутке лопатки не могут обеспечить сборку лопаточного венца. В таких случаях используются наклонные пазы. Они к тому же несколько снижают нагрузку на замок, поскольку увеличивается площадь контакта. Но при этом возникает дополнительный крутящий момент, вызывающий изгиб межпазового участка обода диска – так называемый «стесненный» момент.

Для вентиляторных лопаток иногда применяют криволинейный паз, что позволяет увеличить рабочую грань замка и снизить нагрузку на замок.

5.5.3.2 Елочный замок

Замок выполняется согласно **ОСТ 110975-81**. Применяется для вентиляторных лопаток, а также размещения большего числа лопаток при ма-

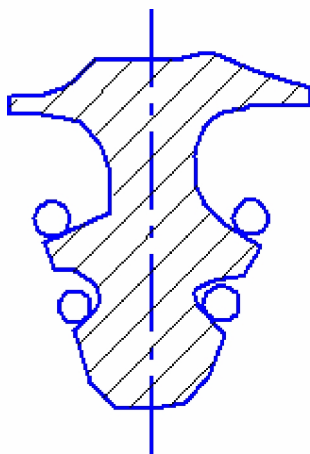


Рисунок 5.28. – Елочный замок лопатки вентилятора

лом диаметре втулки (рисунок 5.28). Такое соединение имеет малую

ширину. Технологически оно более сложно, но имеет повышенную прочность. Елочные замки требуют особой точности при изготовлении. В противном случае может оказаться, что усилие будет передаваться не всеми зубьями, а лишь некоторыми из них, из-за чего может произойти поломка. Поэтому в замке используют не более двух зубьев.

5.5.3.3 Проушина (штифтовый замок)

Замок выполняется согласно **ОСТ 110780-72** и имеет сложную составную конструкцию (рисунок 5.29). Соединение применяется для снижения вибрации. Лопатки в таком замке самоустанавливаются, собственная частота колебаний снижается.

Недостатки :

1. Большая масса
2. Высокая сложность и цена
3. Повышенная утечка воздуха

Применение – НК-22, АИ-25. Впервые был использован на двигателе J-79. На фирме Кузнецова от таких замков отказались из-за низкого КПД.

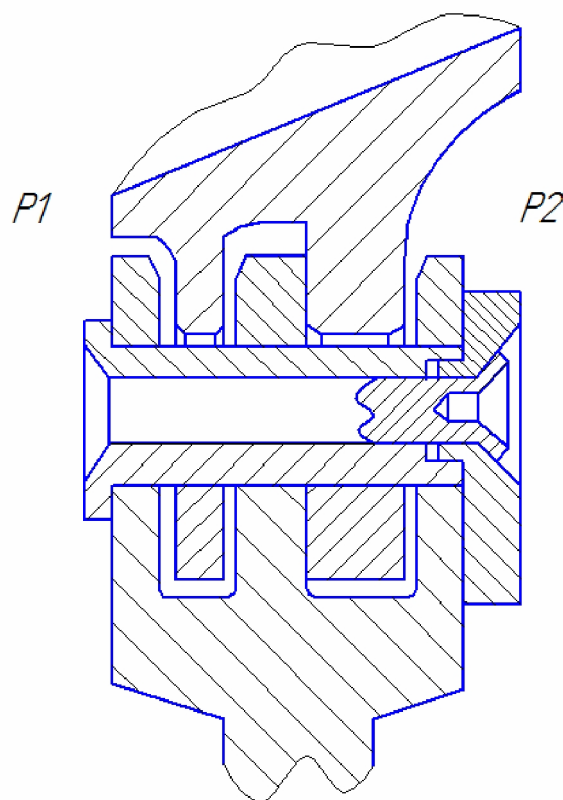


Рисунок 5.29. – Шарнирный замок (проушина)

5.5.4 Blisk –технология

В последнее время появились так называемые **Blisk –технологии**. Они заключаются в том, что лопатки выполняются или заодно с диском фрезерованием, или перо лопатки соединяется с диском посредством какого-либо способа сварки. При этом отсутствует замок лопатки и связанные с этим проблемы (прочность и износ замка, возможность разместить оптимальное количество лопаток. Такие конструкции обладают минимальным весом. Однако возникают проблемы с ресурсом из-за отсутствия элементов конструкционного демпфирования. Возникают проблемы с эксплуатацией – как менять дефектные лопатки? Сложна также сама технология изготовления, требующая специального дорогостоящего оборудования.

Такие технологии нашли в настоящее время широкое применение на фирме МТУ. В России они только сейчас начинают внедряться.

5.5.5 Перо лопатки

Перо лопатки характеризуется такими параметрами, как трапецеидальность $\frac{b_n}{b_{от}} (0,85...1,3)$, клиновидность $\frac{c_{max}^n}{c_{от}^{от}} (0,2...0,3)$ и удлинение $1,5 \leq \frac{h}{b_{cp}} \leq 4,5$ (рисунок 5.30).

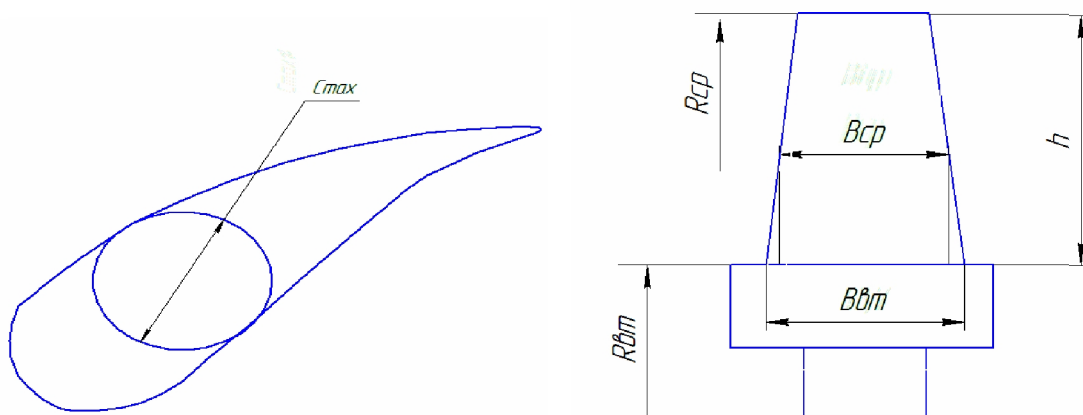


Рисунок 5.30. – Возможные формы пера лопатки

Широкохордная лопатка (рисунок 5.31) имеет следующее соотношение между шириной и высотой $h < 1,5b_{cp}$.

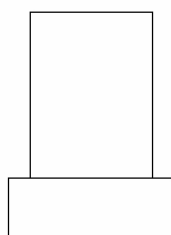


Рисунок 5.31. – Схема широкохордной лопатки

Для снижения массы лопатка может быть полой или с сотовым наполнителем (E³PW, RB 211). Широкохордная лопатка является альтернативным решением для лопаток с полкой. Она позволяет поднять КПД при сохранении требуемой прочности и жесткости.

5.5.6 Осевая фиксация лопаток

Фиксация необходима для надежного удержания в диске. Из рисунка 5.32

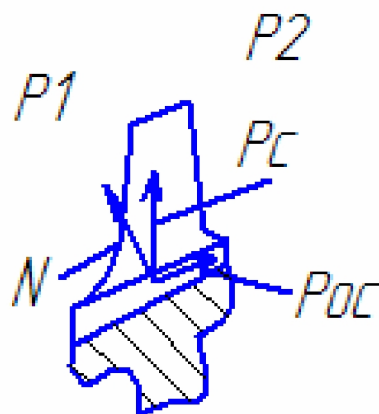


Рисунок 5.32. – Схема действия осевой силы на лопатку
видно, что газовая сила на лопатку действует, как и отмечалось ранее, по полету (т.к. $P2 > P1$). Но на лопатку действует также осевая составляющая центробежной силы $P_{ос}$ (рисунок 5.32), которая действует уже против полета. Поэтому лопатку необходимо фиксировать в обоих направлениях. Это также позволит надежно зафиксировать лопатку и от действия вибрационных нагрузок.

Фиксация лопаток может быть индивидуальная и групповая.

Индивидуальная фиксация:

1. Пластинчатая контровка ОСТ 110591-72 (рисунок 5.33)

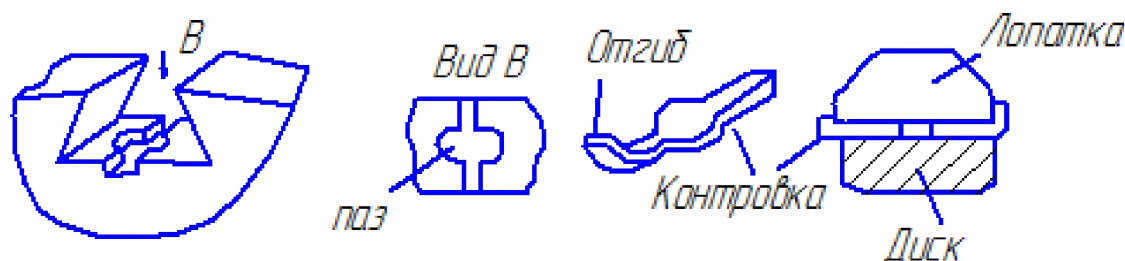


Рисунок 5.33. – Пластинчатая контровка

2. Гладкий штифт (рисунок 5.34)

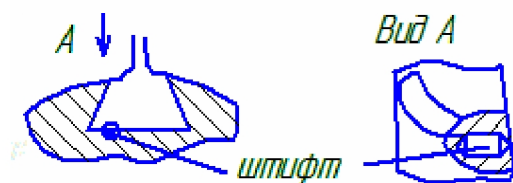


Рисунок 5.34. – Фиксация осевым штифтом

Помимо гладкого штифта может быть штифт резьбовой.

3. Радиальный штифт и пластинчатый замок (рисунок 5.35)

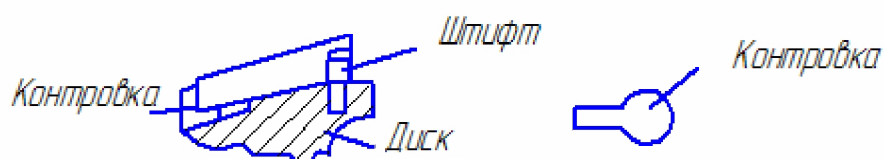


Рисунок 5.35. – Радиальный штифт и пластинчатый замок

4. Бурт и пластинчатый замок (рисунок 5.36)

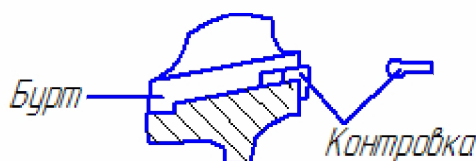


Рисунок 5.36. – Бурт и пластинчатый замок

Групповая фиксация

5. Фиксация трактовыми кольцами (рисунок 5.37)

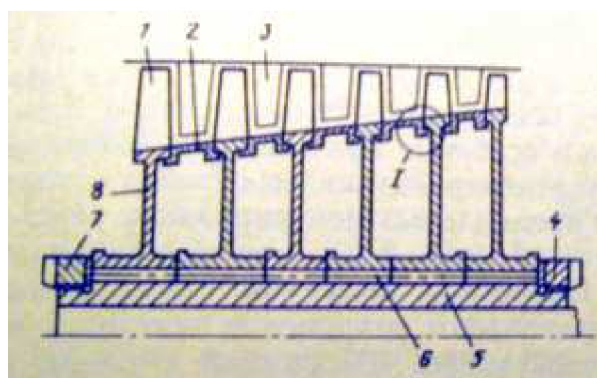


Рисунок 5.37. – Фиксация трактовыми кольцами

6. Фиксация разрезными кольцами (ОСТ 110591-72) (рисунок 5.38)

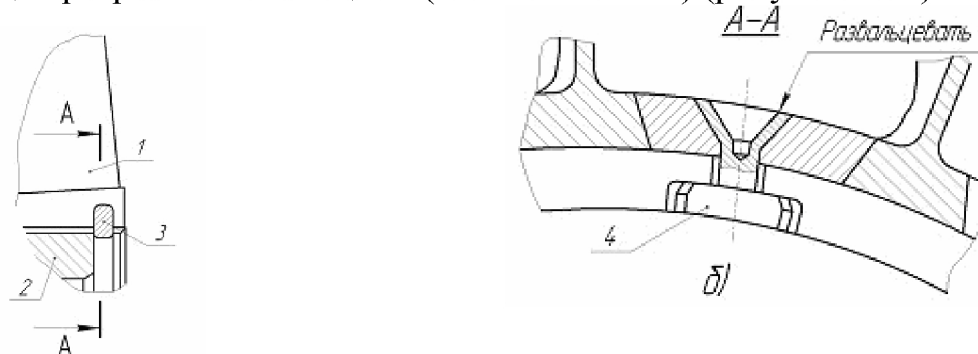


Рисунок 5.38. – Фиксация разрезными кольцами

5.6 Направляющие аппараты

Они служат для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления, а также для направления потока на последующую ступень.

Требования к НА

- Достаточная прочность и жесткость
- Простота конструкции и технологичность
- Минимальная масса
- Минимальные потери на трение

5.6.1 Типы НА

Определяются типом ротора и корпуса.

1. Консольного типа (рисунок 5.39).

Применяются при небольшой высоте лопаток.

Достоинства: простота, малая масса.

Недостатки:

увеличенные концевые потери,

пониженная прочность, а также значительные статические и динамические деформации.

Используется до высоты лопаток менее 60мм.

2. Рамного типа (не разрезные). Схема представлена на рисунке 5.40

Достоинства:

Повышенная жесткость, уменьшенные концевые потери. Равномерная поперечная жесткость.

Недостаток:

Ротор должен быть разъемным

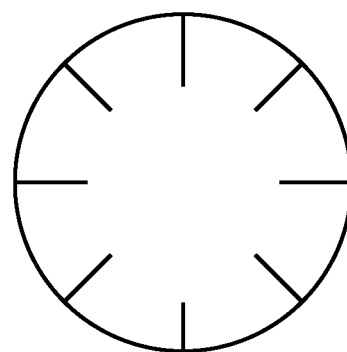


Рисунок 5.39. – НА консольного типа

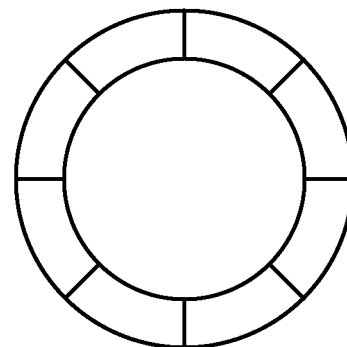


Рисунок 5.40. – НА рамного типа

3. Рамного типа (разъемные из двух полуколец). Схема представлена на рисунке 5.41.

Достоинства:

Повышенная жесткость,
уменьшенные концевые потери.

Ротор может быть неразъемным

Недостаток:

Неравномерность жесткости.

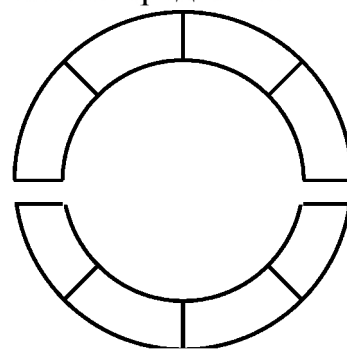


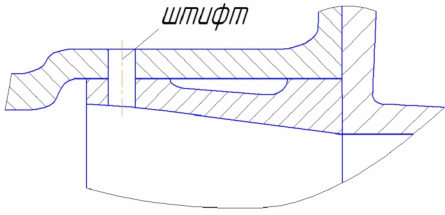
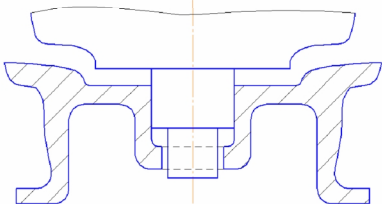
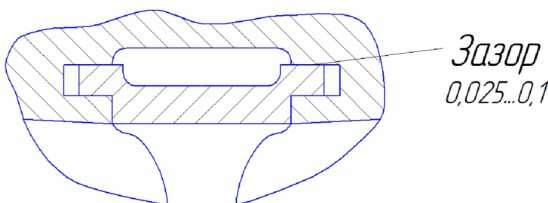
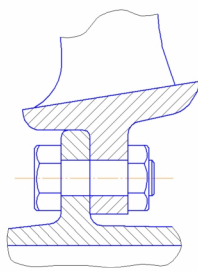
Рисунок 5.41. – Разъемный НА из двух полуколец

5.6.2 Способы закрепления лопаток в НА

Возможные способы закрепления представлены в таблице 5,2

Таблица 5.2.-Возможные способы закрепления лопаток в НА

1.Пайка	3. Сварка
Пайка и сварка позволяют получить конструкцию НА высокой жесткости и технологичности. Однако низкий предел выносливости соединения, особенно при сварке, снижает достоинства таких конструкций. Поэтому в этом случае необходимо предусматривать меры по повышению сопротивления усталости швов (поверхностное упрочнение и др.)	
4. Электроклейка	Электроклейка – это деформирование концов лопатки силой, направленной вдоль оси при местном нагреве электротоком

4.Крепление радиальными штифтами 	5.Закрепление на цапфе 
6.Крепление по буртам полок, входящих в Т-образный паз в корпусе  <i>Зазор 0,025...0,1</i>	7.Фланцевое соединение 

Достоинства:

4,5,6 и 7 имеют повышенный предел выносливости конструкции, обладают высокой демпфирующей способностью за счет трения по поверхности контакта и повышенную ремонтопригодность.

Недостатки:

Увеличенная масса, повышенная трудоемкость изготовления.

5.7 Корпус

Требования к корпусам

- Достаточная прочность
- Высокая крутильная и изгибная жесткость
- Технологичность изготовления и сборки
- Минимальная масса и габариты
- Герметичность газовых и жидкостных стыков
- Возможность деления двигателя на модули
- Непробиваемость

5.7.1 Типы корпусов

1 .Неразъемный (рисунок 5.42)

Толщина корпуса 1,5...4мм

Достоинства:

Равномерная жесткость по окружности, минимальная масса

Недостатки:

Сложная сборка компрессора

2 С продольным разъемом (рисунок 5.43).

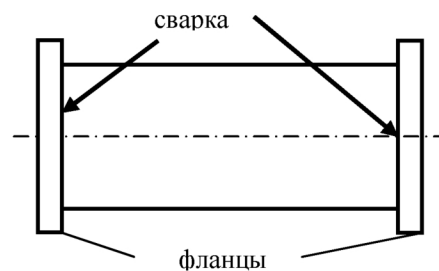


Рисунок 5.42. – Неразъемный корпус

Разъем осуществляется по специальным продольным фланцам.

Достоинства:

Возможность сборки окончательно отбалансированного ротора

Недостатки:

Неравномерная окружная жесткость

3 С поперечным разъемом (рисунок 5.44).

Достоинства:

Облегчен монтаж и контроль, можно использовать переменную толщину и различные материалы, повышенная непробиваемость, если фланцы

находятся в плоскости вращения колеса

Недостатки: большая масса

4 Смешанный (рисунок 5.45)

Достоинства: Простота сборки

Недостатки: - большая масса и неравномерная жесткость.

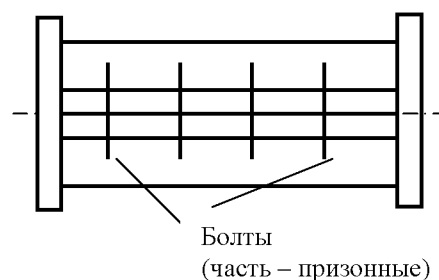


Рисунок 5.43. - Корпус с продольным разъемом

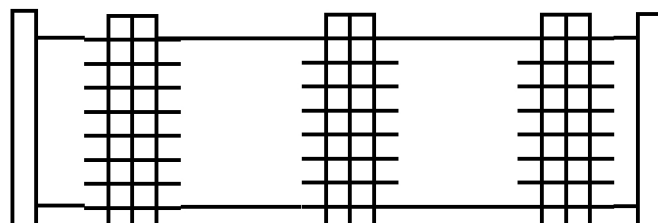


Рисунок 5.44. – Корпус с поперечным разъемом

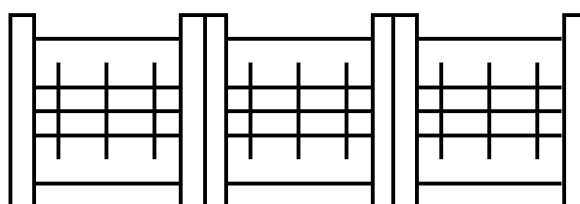


Рисунок 5.45. – Смешанный тип корпуса

5 Корпус с двойной стенкой (JT9D – Боинг –747, рисунок 5.46).

Используется для уменьшения влияния деформации корпуса на радиальные зазоры компрессора. На внутренней оболочке, связанной жестко с кор

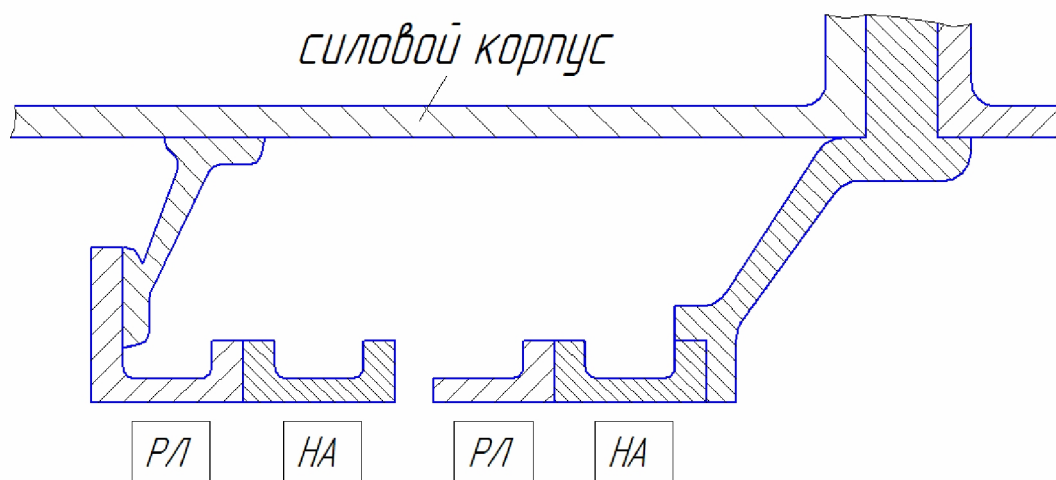


Рисунок 5.46. – Схема корпуса с двойной стенкой

пусом только в одном месте, крепятся НА. При этом внутренняя оболочка нагружена только инерционными силами и крутящими моментами от взаимодействия корпуса и ротора, поэтому она испытывает относительно малые деформации. Образующаяся при этом полость между стенками используется как ресивер для равномерного отбора воздуха. Наружная оболочка входит в силовую систему двигателя, что усложняет конструкцию, увеличивает массу, зато уменьшаются радиальные зазоры.

Неразъемные корпуса и корпуса с продольным разъемом могут выполняться литыми, сварными или паяными из листа. В современных ГТД широко применяются неразъемные корпуса, которые при разъемных НА позволяют монтировать любой ротор (Д36, Д18, АИ24).

5.7.2 Фланцевые соединения. Центровка фланцев

1. Центрирование болтами или штифтами (рисунок 5.47)

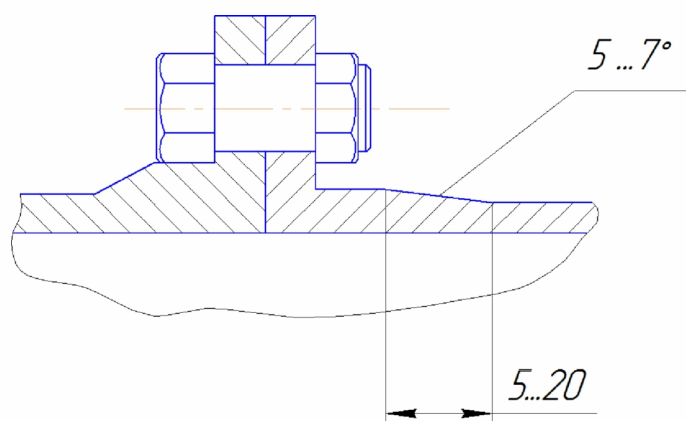


Рисунок 5.47. – Центрирование болтами или штифтами

Используются болты диаметром 6,8,10мм.

2. Центрирование по наружной поверхности (рисунок 5.48)

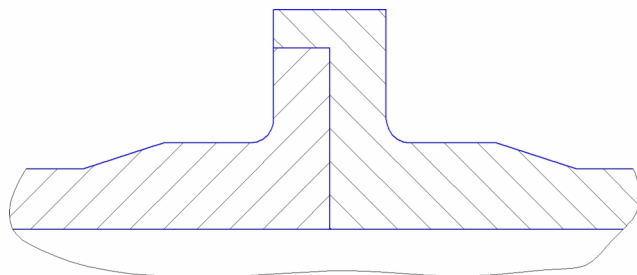


Рисунок 5.48. – Центрирование по наружной поверхности

3.Центрирование по внутренней поверхности (рисунок 5.49)

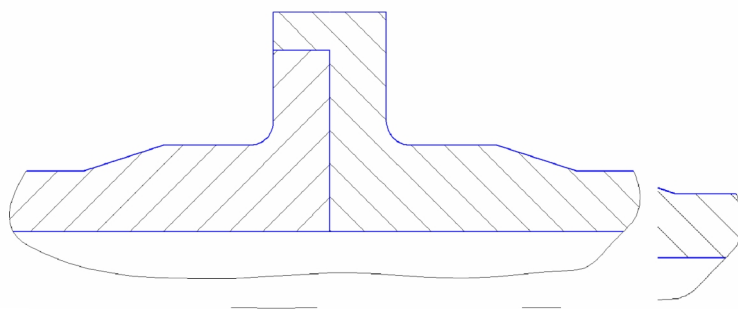
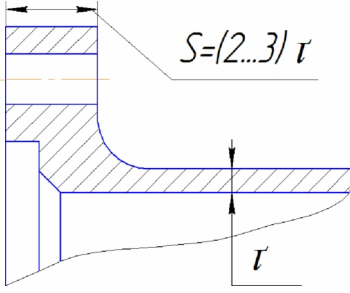
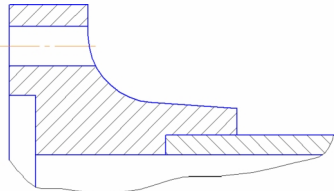
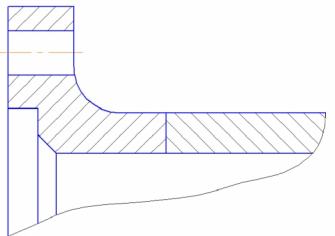


Рисунок 5.49. – Центрирование по внутренней поверхности

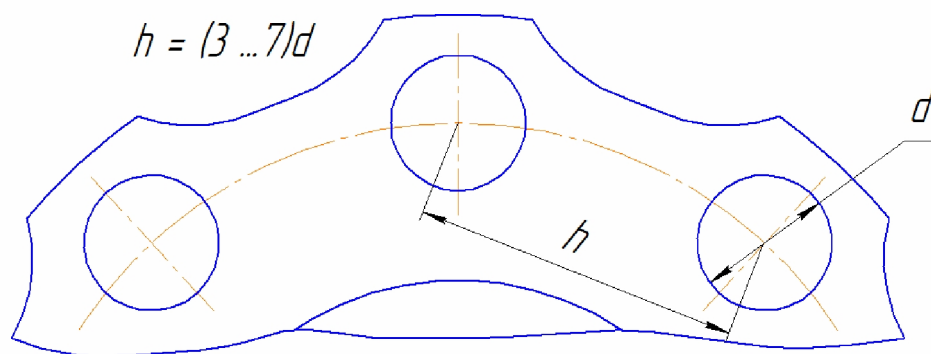
Конструкция с центрированием призонными болтами или шпильками имеет минимальную массу, однако более сложна в изготовлении из-за наличия большого количества отверстий с высокой точностью исполнения и позиционирования. При использовании центрирующих поясков необходимо обеспечивать сохранение центрирования во время работы.

Фланцы бывают следующих видов (таблица 5.3)

Таблица 5.3. – Типы фланцев

Цельноточеные со стенкой корпуса	Приварной внахлестку	Приварной встык
 Достоинство: Большой ресурс Недостаток: Малый КИМ	 Достоинство: Повышение КИМ Недостаток: Увеличенные габариты и масса. Необходимость обработки сварных швов	 Достоинство: Повышение КИМ, малая масса Недостаток: Необходимость обработки сварных швов

Для облегчения на фланцах делают фрезеровки



5.8 Зазоры в проточной части и уплотнения

Обозначение радиальных и осевых зазоров в компрессоре представлено на рисунке 5.50.

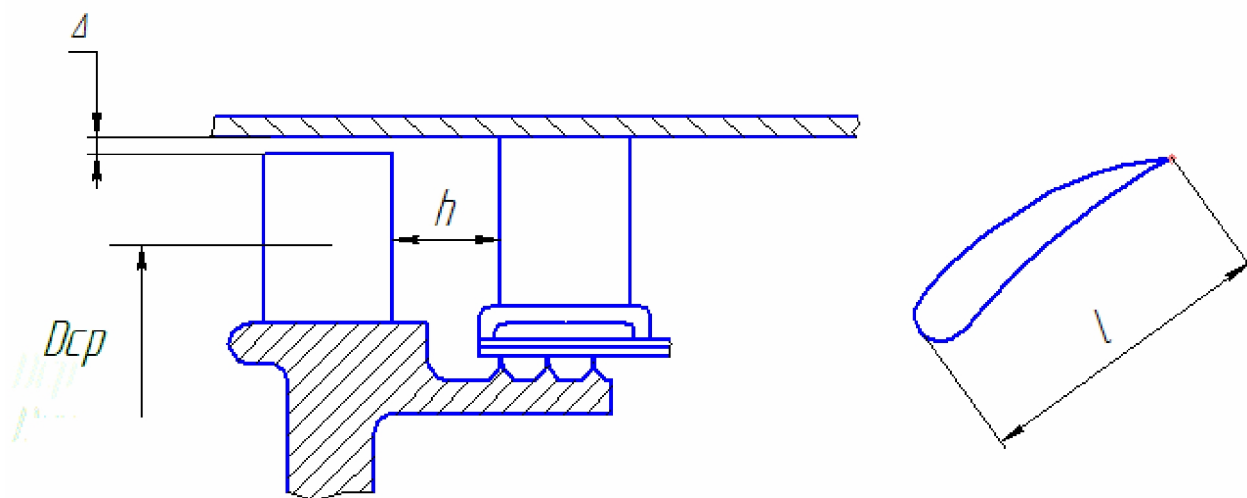


Рисунок 5.50. – К определению зазоров в компрессоре

5.8.1 Осевые зазоры

Их выбирают из двух противоречивых условий: для уменьшения длины и массы ОК желательно иметь осевой зазор минимальным, но при этом может возникнуть неустойчивая работа компрессора, вибрация и шум. Осевые зазоры h определяют по следующей эмпирической формуле

$$h = (0,15 \dots 0,25)b$$

В поясах перепуска эти зазоры увеличивают в 2...3 раза. У вентилятора без ВНА принимают $h = b$.

5.8.2 Радиальные зазоры

Они имеют большое влияние на кпд компрессора. Увеличение относительного радиального зазора $\bar{\delta} = \frac{\delta}{l}$, где l – длина лопатки на 1% приводит к снижению кпд компрессора на 3%, что вызывает увеличение расхода топлива до 10%. Величина минимального радиального зазора $\delta_{\min}$ определяется из следующих соображений

$$\delta_{\min} = \delta_y + \delta_t + \delta_{np} + \delta_l,$$

где δ_y – радиальное удлинение диска или лопатки от действия центробежных сил;

δ_{np} – технологический зазор (припуск), допуски на изготовление и несоосность опор;

δ_t – изменение радиального зазора из-за действия температуры;

δ_l – изменение зазора из-за разности прогибов ротора и статора.

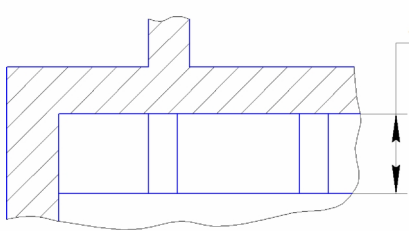
Радиальные зазоры также определяются из эмпирических соотношений:

Для первых ступеней $\bar{\delta} = 0,2 \dots 0,7\%$, для последних $\bar{\delta} = 1,5 \dots 4\%$.

Определив радиальные зазоры для первой и последней ступеней, находят зазоры для промежуточных ступеней, используя линейный закон изменения. Это допустимо при проектировании на уровне технического предложения. Окончательно радиальные зазоры определяются в процессе доводки компрессора.

Для уменьшения радиальных зазоров используют мягкие срабатываемые покрытия толщиной 1...3мм. Они позволяют снизить зазор на 30...50%. Виды срабатываемых покрытий приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4. - Виды срабатываемых покрытий

Т, °К	Вид покрытия	Способ нанесения
500...550	Тальковое покрытие Тальк + алюминий + лак	Кисть, несколько слоев
До 700	Алюмо - графитовое	напыление
До 900	АНБ (алюминий + нитрид бора)	плазменное
До 1000	Монель – металл Никель + медь + нитрид бора	плазменное
Свыше 1000	Сотовое уплотнение 	Пайка, точечная сварка 

5.8.3 Уплотнение радиальных зазоров

Для снижения утечек в радиальных зазорах применяются уплотнения. Утечки G через уплотнение определяются по формуле

$$G = kf \sqrt{\frac{p_2^2 - p_1^2}{zRT}},$$

где f – кольцевая площадь; $f = \pi \delta D$, D – диаметр, δ – радиальный зазор; z – число гребешков; k – коэффициент пропорциональности, определяемый конструкцией уплотнения.

1. Прямой лабиринт $k=1,2$ (рисунок 5.51)

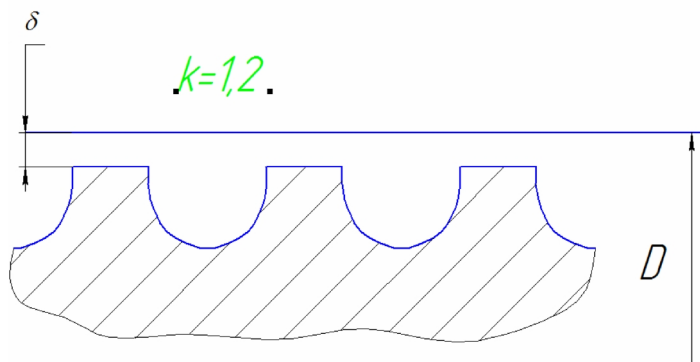


Рисунок 5.51. – Прямой лабиринт

2. Наклонный лабиринт $k=1,0$ (рисунок 5.52)

$k=1,0$

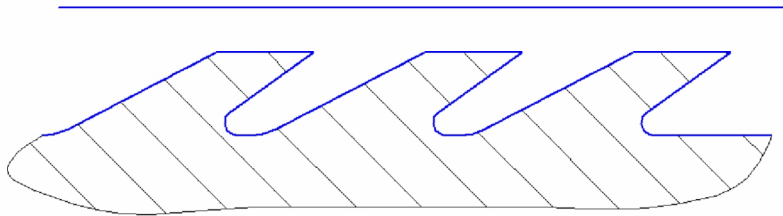


Рисунок 5.52. – Наклонный лабиринт

3. Ступенчатый лабиринт $k=0,85$ (рисунок 5.53)

$k=0,85$

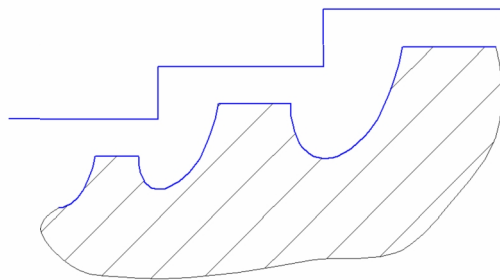


Рисунок 5.53. – Ступенчатый лабиринт лабиринт

4. Разрезной лабиринт $k=0,7$ (рисунок 5.54)

$k=0,7$

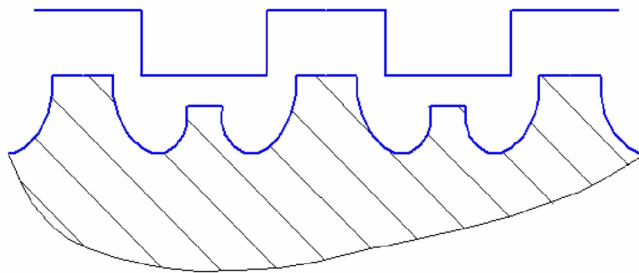


Рисунок 5.54. – Разрезной лабиринт

5.Ремонтируемый лабиринт (рисунок 5.55)

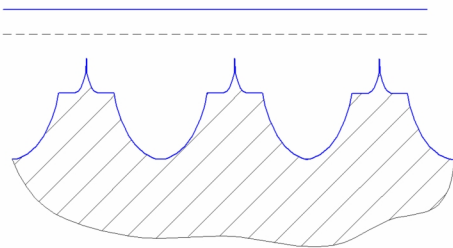


Рисунок 5.55. – Ремонтируемый лабиринт

6Щеточное уплотнение (рисунок 5.56)

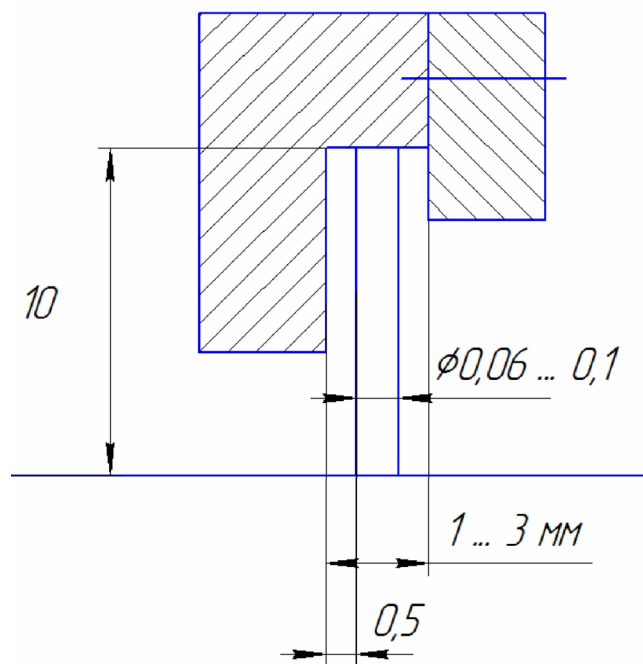


Рисунок 5.56. – Щеточное уплотнение

Помимо хороших уплотнительных свойств имеет демпфирующие свойства

5.9 Материалы, используемые в компрессоре

Выбор материалов деталей компрессора определяется их тепловым состоянием, действующими нагрузками и требуемым ресурсом.

Требования к материалам

- Максимальное значение удельной прочности σ_v/ρ
- Обеспечение требуемого запаса прочности при нагреве
- Специальные свойства
 1. Антикоррозионная стойкость
 2. Износостойкость
 3. Возможность изготовления прогрессивными способами
 4. Противопожарная безопасность

Материалы основных деталей

Диски изготавливают штамповкой с последующей механической обработкой. Пазы под лопатки протягивают. Торцовые шлицы фрезеруют и протягивают дисковыми протяжками.

При $T < 500\text{K}$ используют алюминиевые сплавы АК-4, АК-6, ВД-17

При $T 700 \dots 800\text{K}$ – титановые сплавы ВТ3-1,

Выше – жаропрочные сплавы 40ХНМА, 13Н14ВФА.

К дискам предъявляются следующие основные технические требования: биение наружных и торцовых поверхностей не более 0,05 мм, разность шагов между пазами под лопатки не более 0,02 мм.

Рабочие лопатки изготавливают механическим или электромеханическим способом, точной штамповкой, чеканкой, вальцовкой. На первых ступенях применяют стальные лопатки, т.к. возможно повреждение посторонними телами.

Сталь ЭИ 961 (13Х12НВМФА), ЭИ 736 (13Х14НВМФРА)

Титановые сплавы ВТ-9, ВТ-20

Алюминиевые сплавы АК-4, ВД-17.

Композиционные материалы.

В ТРДД с большой степенью двухконтурности вентиляторные лопатки имеют большой размер, поэтому их делают из титановых сплавов и часто пустотелыми. Риски и царапины на лопатках сильно снижают предел выносливости, поэтому их обычно полируют. Для защиты от коррозии лопатки покрываются защитным слоем (алюминиевым анодированием). Лопатки направляющих аппаратов выполняются из таких же материалов, что и рабочие лопатки.

Корпуса опор – литые (АЛ-5) или магниевые сплавы (МЛ-5). Сварные корпуса выполняют из листовой стали (1Х18Н9Т).

Титановые сплавы широко используются в компрессорах, но необходимо помнить о возможности возникновения титановых пожаров при касании титана о титан. В последнее время появилась тенденция к использова-

нию композиционных материалов (лопатки вентилятора, оболочки – там, где позволяет температура).

6 Модульность конструкций АД и ЭУ

Модульная конструкция позволяет наиболее полно использовать возможности эксплуатации по техническому состоянию. Двигатель такой конструкции состоит из отдельных модулей (блоков), которые при необходимости можно заменить. Разъемы, которыми пользуются при замене модулей, обеспечивают соосность статора, а сами модули обеспечивают посадки и уровень балансировки в пределах норм технических условий.

Модульная конструкция должна удовлетворять ряду условий и требований, в частности:

- Деление двигателя на модули должно производиться с учетом прогнозируемой повреждаемости, безотказности и долговечности элементов конструкции
- Модулями могут быть как отдельные функциональные узлы двигателя (вентилятор, компрессор, камера сгорания, турбины и др.), так и основные сборочные единицы этих узлов (ротор компрессора или турбины, статоры этих узлов, опоры и т.д.)
- Модулям должны устанавливаться ресурсы
- Замена модулей на двигателе должна производиться, как правило, без разборки самих модулей

Список рекомендованной литературы

1. Скубачевский Г.С. Авиационные ГТД. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение – с 1970 года издания.
2. Масленников М.М., Шальман Ю.И. Авиационные ГТД. – М.: Машиностроение. - 1975.
3. Под ред. Хромина Д.В. Конструкция и проектирование авиационных ГТД. – М.: Машиностроение. - 1989.
4. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1970. - 412с.
5. Зрелов В.А., Маслов В.Г. Основные данные отечественных ГТД и их применение при учебном проектировании. - Самара, 1999. – 159с.
6. Шустов И.Г. Авиационные, ракетные, морские промышленные двигатели 1944-2000. Москва, “АКС – Конверсалт”, 2000. – 407с.
7. Старцев Н.И. КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА ГТД. Самара, 2006г.
8. Трянов А.Е. особенности конструкции узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок. Самара, 2011г.