

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

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

Н.И. Старцев, Д.К. Новиков, С.В. Фалалеев, А.М. Уланов

**Теоретический курс дисциплины
«Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей»**

Электронное учебное пособие

САМАРА
2010

УДК 621.452.221.3.01(075)

Авторы: Старцев Николай Иванович,
Новиков Дмитрий Константинович,
Фалалеев Сергей Викторович,
Уланов Александр Михайлович

Учебное пособие предназначено для лекций, практических занятий и лабораторных работ при изучении курса «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей» студентов факультета двигателей летательных аппаратов, обучающихся по магистерской программе «Интегрированные информационные технологии в авиадвигателестроении».

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

Содержание

	Введение	
1	Опоры ротора	6
	1.1. Расположение на двигателе. Анализ конструкций	6
	1.2. Конструкционная прочность опор	16
	1.3. Тепловое проектирование	24
	1.4. Выбор системы уплотнений	28
	1.5. Организация подвода и отвода смазки	35
2	Общая вибрация двигателя и ее влияние на элементы конструкции	40
	2.1. Виброзащита агрегатов на двигателе	46
	2.2. Конструктивные методы снижения роторной вибрации. Частотная отстройка. Демпфирование	54
	2.3. Расчет и назначение дисбалансов ротора	68
	2.4. Конструктивные методы повышения вибропрочности лопаток компрессора и турбины	73
	2.5. Воздействие на источник возбуждения	77
	2.6. Частотная отстройка	79
	2.7. Демпфирование	80
3	Проектирование редукторов	84
	3.1. Редукторы ГТД	84
	3.2. Размещение редукторов на двигателе. Классификация редукторов.	86
4	Проектирование трубопроводов	100
	4.1. Разработка предварительной монтажной схемы трубопроводов	101
	4.2. Натурное и электронное макетирование	102
	4.3. Разработка рабочей монтажной схемы	106

Введение

Разделы курса «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей», изучаемые в I семестре, нацелены на углубленное изучение опор двигателя и связанных конструктивно с опорами устройств для снижения роторной вибрации – упругих нелинейных элементов и демпфирующих устройств. В рамках снижения роторной вибрации рассматриваются конструктивные приемы частотной отстройки и балансировки роторов.

В конструировании опор выделяется проектирование проточной части опоры, определение тепловых потоков в масляную полость внутренних и внешних, выбор системы уплотнений.

К этому разделу «Опоры ротора» примыкают проблемы, связанные с применением редукторов в ТВД, ТВВД и ТРДД. Важным является доказательство, что редуктор позволяет решать задачи оптимизации конструкции вентилятора и турбины низкого давления, оптимизации размещения самого редуктора в силовой системе двигателя. Снижение уровня вибраций и переменных напряжений в лопатках турбокомпрессора и в трубопроводах, а также проблемы виброизоляции неприводных агрегатов – все эти разделы связаны единой целью повышения надежности этих элементов двигателя.

1. ОПОРЫ РОТОРА

Опоры роторов – это отдельные модули, которые входят в конструктивно-силовую систему двигателя, но в отличие от таких узлов как компрессор, турбина, камера сгорания не несут прямых функций в рабочем процессе. Они обеспечивают расчетное взаимоположение и вращение решеток профилей ротора относительно решеток профилей статора. Однако с точки зрения проектирования и доводки двигателя эти модули требуют решения разноплановых задач. Так, являясь связующими элементами силовой системы ротора и силовой системы статора двигателя, опоры формируют суммарную осевую силу – тягу двигателя, которая через детали подвески, опять-таки связанные с опорами, передается на летательный аппарат.

Каждая опора составляет часть газозвдушного тракта и выступает как основной объект масляной системы и системы суфлирования двигателя, обеспечивая теплозащиту и смазку подшипников. Через одну из опор осуществляется передача крутящего момента от стартера к ротору двигателя при запуске, а также отбор мощности от ротора двигателя к коробкам приводов, на которых устанавливаются приводы агрегата: насосы, генераторы и др. Важную роль играют опоры в снижении амплитуд резонансных колебаний роторов и уровня общей вибрации двигателя.

Ранее под «опорой ротора» понимался подшипник с прилегающими деталями (система уплотнений, демпфирования и др.). Говорилось: «ротор имеет две или три опоры», и под этим понималось, что «ротор устанавливается на двух или трех подшипниках». Все элементы, связывающие подшипники с корпусом двигателя не рассматривались. Это не значит, что такие обороты не верны. Просто в одних случаях, когда речь заходит о нагружении ротора правомерно тождество: опора – это подшипник, а в случае комплексного рассмотрения конструкции двигателя: опора – это модуль двигателя с многочисленными структурными и функциональными связями с другими модулями.

1.1. Расположение на двигателе. Анализ конструкций

Конструктивно-силовая схема опоры.

Силовой корпус опоры (рис. 1.1) включает наружное кольцо, внутреннее кольцо, соединяющие их ребра, корпус подшипников и диафрагму. Наружное, внутреннее кольца и ребра определяют проточную часть опоры. На наружном кольце располагаются детали подвески двигателя. Внутреннее кольцо из условия нагружения часто выполняется коробчатого сечения. Нагрузка от подшипника к внутреннему кольцу передается через коническую диафрагму. Корпус подшипников это жесткая цилиндрическая толстостенная втулка, в которую устанавливается подшипник, демпфирующее устройство, элементы маслоподводящей системы.

Учитывая, что опора концевая, масляная полость между вращающимся валом и неподвижным корпусом перекрывается одним уплотнением – радиально-торцевым контактным уплотнением (ТКУ) с разрезным кольцом и плоской пружиной между половинками кольца. Такое уплотнение обеспечивает минимальную протечку воздуха в масляную полость и герметичность масляной полости на останове. Второй ярус уплотнения – лабиринтные уплотнения. Объем между лабиринтным уплотнением и РТКУ называется предмасляной полостью. Она наддувается воздухом из-за промежуточной ступени компрессора, с давлением выше, чем давление в масляной полости. Таким образом, исключается выход масла из масляной полости. Чтобы постоянно выдерживать такое условие, масловоздушная смесь отсасывается в атмосферу через специальное сепарирующее устройство – суфлер, где масло отделяется от воздуха и возвращается в маслосистему, а воздух через специальный трубопровод выбрасывается в атмосферу.

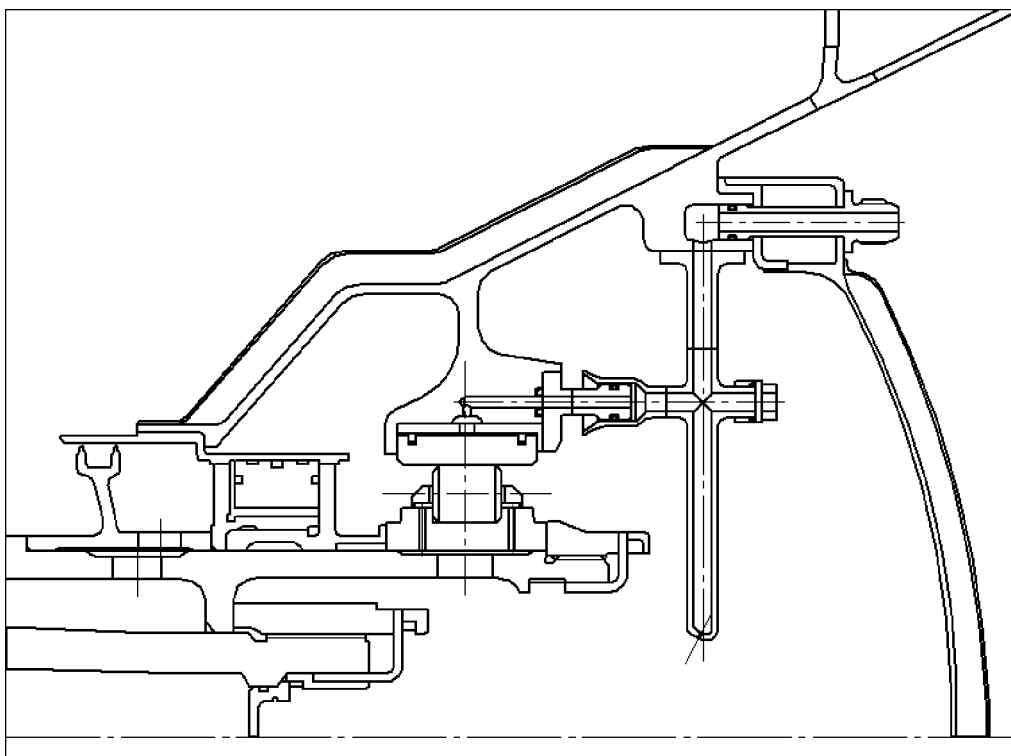


Рис. 1.1. Задняя опора ТРДД PW6000

Таким образом, к масляной полости необходимо подвести как минимум три трубопровода: подвода масла, слива масла и суфлирования. Исходя из того, что нагнетающие и откачивающие масляные насосы располагаются на корпусе двигателя, а чаще на корпусе II контура, прокладка этих трубопроводов составляет отдельную конструкторскую задачу: нужно обеспечить герметичность проточной части, температуру и заданные предельные статические и переменные напряжения в трубопроводах, выполнить требования монтажа. Трубопровод проходит через тракт II контура, внутри ребра, через тракт I контура далее по диафрагме к масляной полости. При этом трубопровод слива масла проходит через нижнее ребро, трубопровод суфлирования через ребро верхней половины опоры, а трубопровод подвода масла через любое ребро наиболее коротким путем.

Теплозащита от внешних тепловых потоков (поток горячего газа, обтекающий опору и кок, тепло от нагретого диска и элементов его крепления к валу, тепло от самого вала) обеспечивается в рассматриваемом примере в передней части опоры защитой из пяти стенок (три металлические и две воздушные), в задней части опоры – из трех стенок (две металлические и одна воздушная), торцевая поверхность – три стенки (две металлические и одна теплоизоляционный материал). Внутренняя концевая полость вала, на которой установлен подшипник, непрерывно охлаждается маслом.

Для снижения уровня резонансных колебаний ротора вводится гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой. Он представляет собой камеру (зазор) высотой 0,15...0,3мм между втулкой с установленным на нее наружным кольцом подшипника и корпусом, ограниченную уплотнительными кольцами. Масло в зазор поступает из маслосистемы двигателя.

Из трубопровода масло поступает в форсунки (3...5 шт.), из которых струя масла попадает на подшипник. В рассматриваемой опоре масло одной форсункой подается внутрь полости на конце вала, попадая на стенки вращающегося вала, оно скапливается в канавке, образуя масляную ванну. Центробежные силы увеличивают давление в масляном слое ванны и масло по отверстиям во внутреннем кольце омывает тела качения, разбрызгивается и отнимает тепло от стенок масляной полости. Центрирование сепаратора подшипника происходит по наружному кольцу. Внешнее тепло, проникающее через стенки или от трения

в подшипнике, тепло приходящее с воздухом через уплотнение отбирается маслом, которое интенсивно подается на подшипник и стенки маслополости. Нагретое масло откачивается и охлаждается в специальном теплообменнике, перед тем как вернуться в опоры.

Конструкция и место размещения по окружности элементов подвески на наружном кольце опоры диктуется самой схемой подвески двигателя на самолете. Обычно это кольцевые ребра (часто не по всей длине окружности) с отверстиями для шарнирного соединения со стержнями подвески.

Анализ конструкции опор по их расположению на двигателе.

Следует отметить, что до сих пор нет одинаковых для всех названий опор, размещенных по длине двигателя; более того нет определения модуля «опора ротора». И ГОСТ 23851-79 «Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения» обходит это определение стороной.

В некоторых конструкторских коллективах опорой ротора называют всю конструкцию опоры, в других – только ее часть, где размещен подшипник. Хотя понятно, что те и другие в одном контексте имеют в виду всю опору, в другом – только подшипник. В двухвальном ТРДД CFM-56 ротор каскада НД трехопорный, т.е. размещен на трех подшипниках, хотя двигатель имеет только две опоры, два модуля.

В анализе используется определение «опора ротора» как модуль и даются названия опор, принятые в конструкторском бюро СНТК им. Н.Д. Кузнецова, где разрабатывались авиационные ГТД одновальной, двухвальной и трехвальной схем и где эту задачу с названиями опор пришлось решать.

Учитывая ведущее место двухвальных ТРДД в иерархии двигателей, используемых в современной авиации, правомерно начать анализ с этого типа.

Двухвальный ТРДДФ F100-PW-229 для истребителей ($P_\phi = 12,8 \text{ кН}$; $m = 0,36$; $P_{\phi/\phi} = 7,9 \text{ кН}$; $\pi_k^* = 32$; $D_{\text{ВХ}} = 880 \text{ мм}$; $D_{\text{ДВМАХ}} = 1180 \text{ мм}$; $L = 4850 \text{ мм}$; $M_{\text{ДВ}} = 1680 \text{ кг}$) имеет четыре модуля опоры ротора (ротор каскада ВД на двух подшипниках, ротор каскада НД на трех подшипниках) (рис. 1.2).

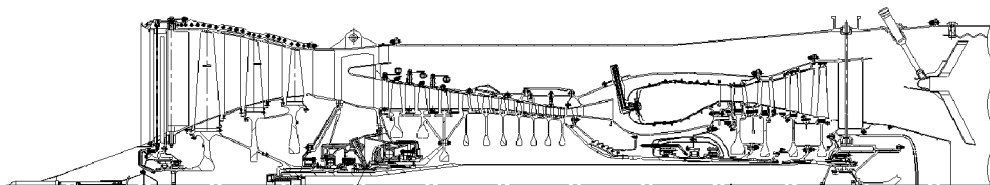


Рис.1. 2. Размещение опор ТРДД F100-PW-229

Передняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.3) – это опора, размещенная перед вентилятором, на которую опирается передний носок ротора вентилятора. Она имеет один роликовый подшипник.

Наружное кольцо опоры, как и у других двигателей с такой опорой, выполняется с двойной стенкой, между которыми образуется ресивер для подвода горячего воздуха из промежуточных ступеней компрессора ВД, используемого для обогрева стоек (лопаток ВНА) и входного кока при обледенении.

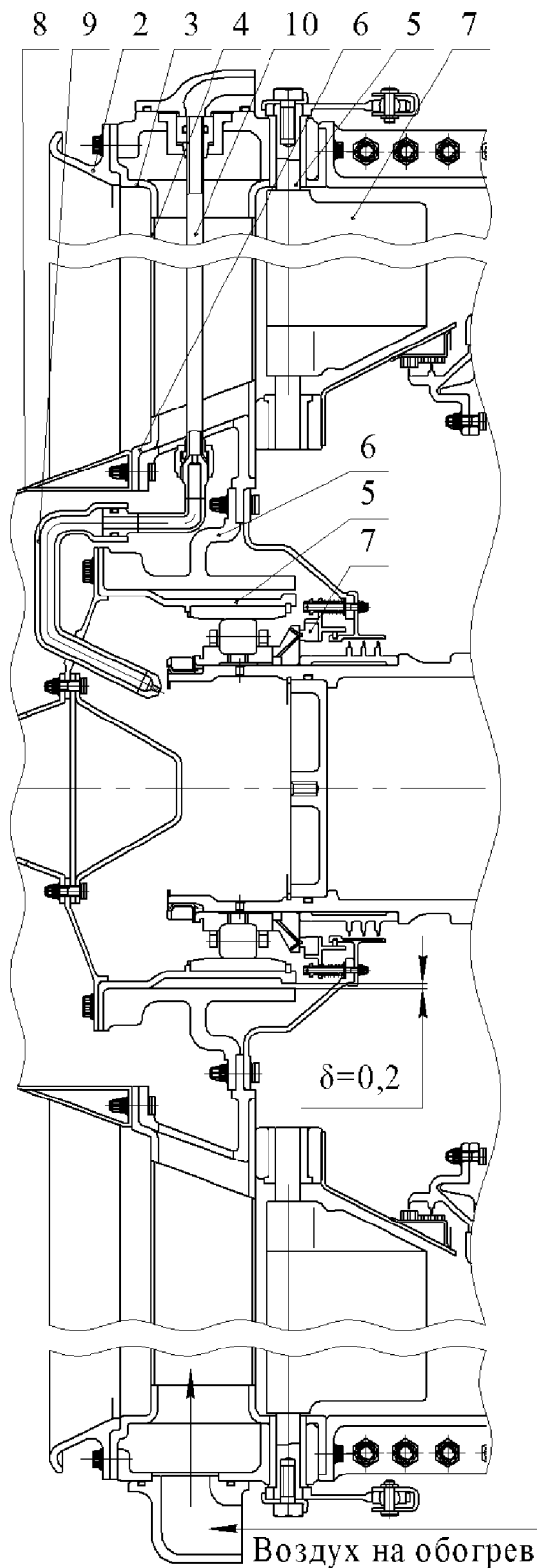


Рис. 1.3. Передняя опора ТРДД F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

1 – наружная стенка ресивера; 2 – внутреннее кольцо опоры; 3 – лопатка ВНА (ребро опоры); 4 – трубопровод подвода масла; 5 – трубопровод транспортировки горячего воздуха в полость лопатки; 6 – система управления ВНА; 7 – ось поворота хвостовой части; 8 – хвостовая поворотная часть лопатки ВНА; 9 – неподвижный входной; 10 – форсунка масляная; 11 – внутреннее кольцо; 12 – корпус подшипника; 13 – упругий нелинейный элемент

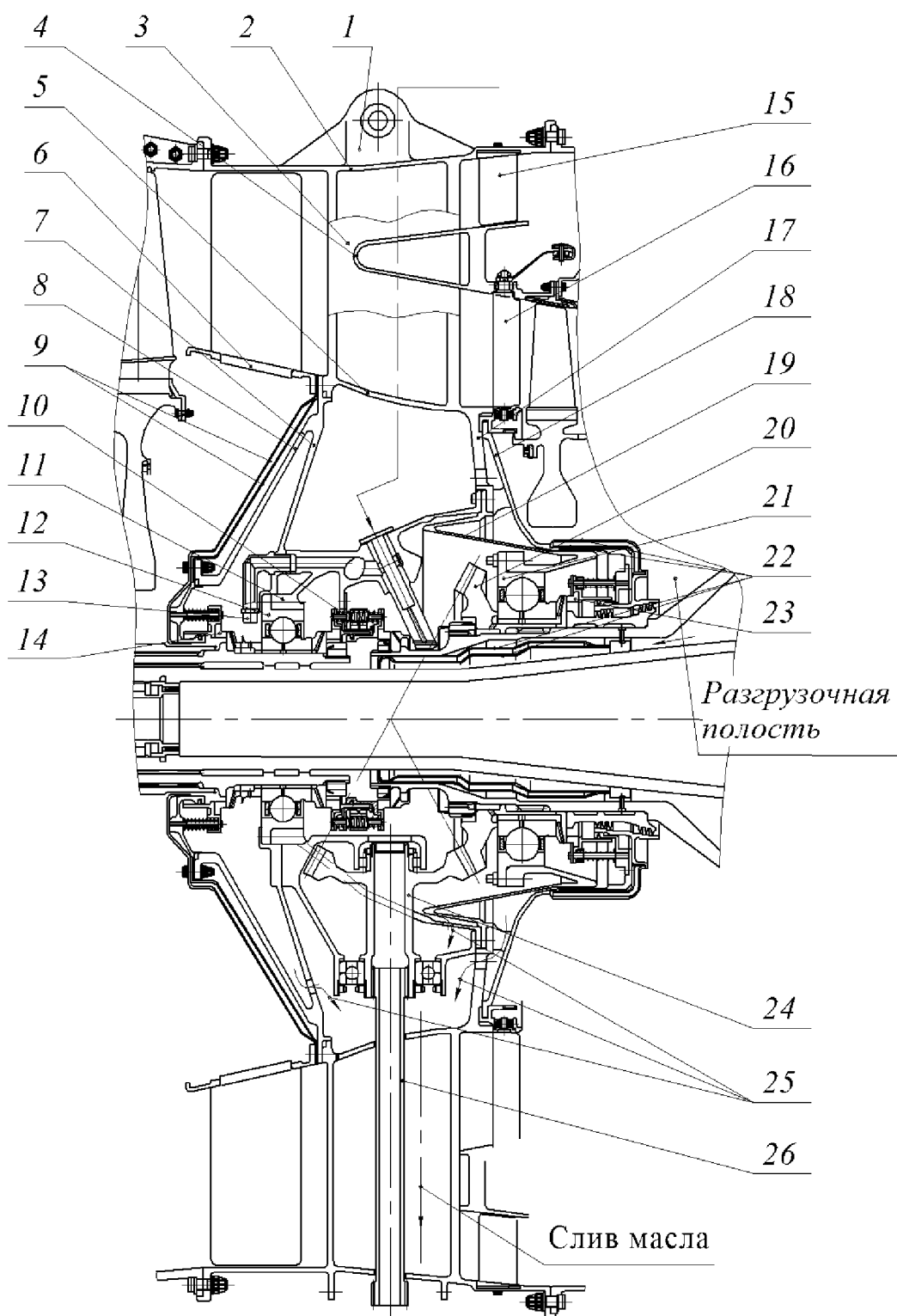


Рис. 1.4. Средняя опора ТРДДФ F100-PW-229, конструкция и конструктивная схема:

- 1 – элемент подвески; 2 – наружное кольцо корпуса опоры; 3 – пустотелое ребро;
 4 – разделитель потоков; 5 – внутреннее кольцо; 6 – НА каскада НД; 7 – передняя диафрагма опоры; 8 – несущая стенка ТКУ; 9 – теплоизоляция; 10 – межвальные ТКУ; 11 – корпус подшипника ротора НД; 12 – радиально-упорный подшипник ротора НД; 13 – масляная форсунка; 14 – переднее ТКУ; 15 – НА каскада НД II контура; 16 – РНА каскада ВД; 17 – задняя диафрагма; 18 – несущая стенка заднего ТКУ; 19 – упругая втулка опоры ротора ВД; 20 – шестерня для отбора мощности от ротора ВД; 21 – радиально-упорный подшипник ротора ВД; 22 – элементы теплоизоляции; 23 – заднее ТКУ; 24 – центральный привод; 25 – слив масла из опоры; 26 – рессора центрального привода

Важным элементом в конструкции опоры является крепление лопаток ВНА к наружному и внутреннему кольцам. Исполнения могут быть разными: разъемное болтовое соединение (АЛ-31Ф), сварное по наружному кольцу и фланцевое по внутреннему (НК-25) и др. В рассматриваемом случае, на наружном и внутреннем кольцах выполнены выступы высотой 10...12 мм с толщиной стенки 1,5...2 мм точно по контуру пустотелой лопатки. По этим выступам происходят соединения сваркой в стык лопаток ВНА с наружным и внутренним кольцами. На F100-PW-229 и ряде других двигателей лопатки ВНА имеют силовую переднюю часть и управляемую поворотную хвостовую часть. Хвостовая часть лопатки тоже пустотелая поворачивается на оси по типу лопатки РНА и управляется общей системой управления компрессором.

К силовому фланцу внутреннего кольца крепится диафрагма, выполненная как единое целое с корпусом подшипника, в котором устанавливается роликовый подшипник на упругой втулке с ограниченным зазором $\delta = 0,2 \text{ мм}$. Упругая втулка является нелинейным элементом в силовой системе опоры. На передней крышке масляной полости сваркой закреплены элементы трубопроводов подвода масла ($d_{\text{вн}} = 6 \text{ мм}$) с форсункой, слива масла и суфлирования. С этими трубопроводами через элементы соединения стыкуются трубки, проходящие через пустотелую переднюю часть лопатки. Путь масла к телам качения такой же, как на рисунке 1.1.

Средняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.4) – опора, расположенная перед компрессором ВД. Проточная часть опоры разделяет воздушный поток на внешний и внутренний с помощью кольцевого разделителя потоков, который скрепляется с ребрами опоры. На входе устанавливается НА третьей ступени вентилятора, а на выходе второй ряд НА третьей ступени во II контуре.

Наружное, внутреннее кольцо и разделитель потоков – это основной силовой элемент опоры и выполнен без разъемов литьем.

В отличие от передней опоры на наружном кольце средней опоры размещены проушины системы подвески – средняя опора является передним поясом подвески двигателя на самолете. К наружному кольцу консольно, через оболочку наружного контура, крепятся форсажная камера и реактивное сопло. Задний фланец разделителя потоков связан с корпусом компрессора ВД. Внутреннее кольцо через переднюю и заднюю конические диафрагмы связано с корпусом подшипника ротора НД (РУП) и корпусом подшипника ротора ВД (РУП). Задняя диафрагма играет роль упругой втулки нелинейного элемента, автоматически увеличивающую жесткость опоры при проходе ротора ВД через резонанс, когда выбирается зазор между упругой втулкой (19) и корпусом (18).

Средняя опора несет еще одну функцию по передаче усилий. Во внутренней полости между внутренним кольцом и корпусами подшипников расположен закрепленный на специальном фланце внутреннего кольца корпус-блок центрального привода, в котором размещены два подшипника шариковый и роликовый, а на них консольно-коническая шестерня, которая входит в зацепление с центральной конической шестерней на конце ротора ВД. Шлицевая рессора, проходящая через одно из ребер опоры, передает крутящий момент от этой внутренней конической пары к аналогичной внешней, укрепленной на наружном кольце. Такая пара может служить для передачи крутящего момента от стартера к ротору ВД (именно этот ротор раскручивается при запуске ТРДД). Такая же передача, проходящая через другое ребро, служит уже передачей крутящего момента от ротора ВД к коробкам приводов агрегатов, обслуживающих двигатель и самолет.

Опора турбины ВД ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.5) с роликовым подшипником имеет конструктивные особенности:

- опора расположена перед турбиной ВД в зоне с большим уровнем удельных тепловых потоков, что при положительном эффекте-снижении расстояния между опорами ротора ВД требует особых мер по теплозащите масляной полости;

- силовой корпус опоры и камера сгорания совмещены, что предопределяет затруднения с размещением трубопроводов подвода и слива масла, суфлирования и охлаждения опоры.

К диафрагме крепятся несущие стенки масляной полости опоры, на которых установлены торцевые контактные уплотнения (ТКУ) переднее и заднее. С креплением на детали подводящих трубок, укрепленных на стенке масляной полости, устанавливаются еще две передние защитные оболочки. Тогда масляную полость от внутреннего корпуса КС отделяют пять стенок (три металлические, две воздушные). Задние защитные оболочки крепятся к диафрагме и составляют три стенки. Пространство между стенками над масляной полостью может продуваться воздухом, забираемым промежуточной ступенью или из разгрузочной полости ротора компрессора ВД. При проводке трубопроводов в масляную полость, чтобы обеспечить монтаж их приходится делать из отдельных участков. Так трубопровод подвода масла от насоса до форсунки должен пройти через пять-шесть стенок.

Задняя опора ТРДД F100-PW-229 (рис. 1.6) – опора, расположенная за турбиной НД. Основные подходы к проектированию задней опоры были рассмотрены при анализе опоры на рисунке 1.1. Следует отметить особенности конструкции этой опоры. Учитывая, что диаметр турбины НД здесь значительно меньше, меньше и диаметр опоры, поэтому диафрагма выполнена в виде вертикальной стенки. Для защиты от тепловых потоков со стороны форсажной камеры уменьшен объем и поверхность стенок масляной полости, усилена теплоизоляция по цилиндрическим стенкам и по торцевой поверхности.

Альтернативой рассмотренной схеме размещения и конструкции опор ТРДДФ может служить ТРДДФ НК-144 (рис. 1.7), где число опор уменьшено до трех: исключена опора перед турбиной, а задняя опора турбины имеет два подшипника – подшипник ротора каскада НД и межвальный подшипник ротора каскада ВД.

Остановимся на трехвальной схеме ТРДД. В трехвальной схеме добавляется два или три подшипника, или один или два модуля опоры. На рисунке 1.8 изображена конструктивно-силовая схема гипотетического трехвального ТРДД малой степени двухконтурности с максимальным числом опор, равным пяти. Ротор ВД на двух опорах, роторы СД и НД на трех, общее число подшипников – восемь. При сравнении с двухвальными ТРДД добавляется промежуточная опора компрессора, где размещаются радиально-упорный подшипник ротора СД.

Однако в практике двигателестроения постоянное стремление к снижению веса привело к тому, что одна из опор передняя или задняя или обе могут быть исключены из конструктивной схемы. Так трехвальный ТРДДФ НК-25 имеет четыре опоры (нет задней опоры), а ТРДДФ RB.199 (рис. 1.9) – три опоры (нет передней и задней опоры). Последнее возможно, если число ступеней вентилятора и турбины НД невелико (от 1 до 3).

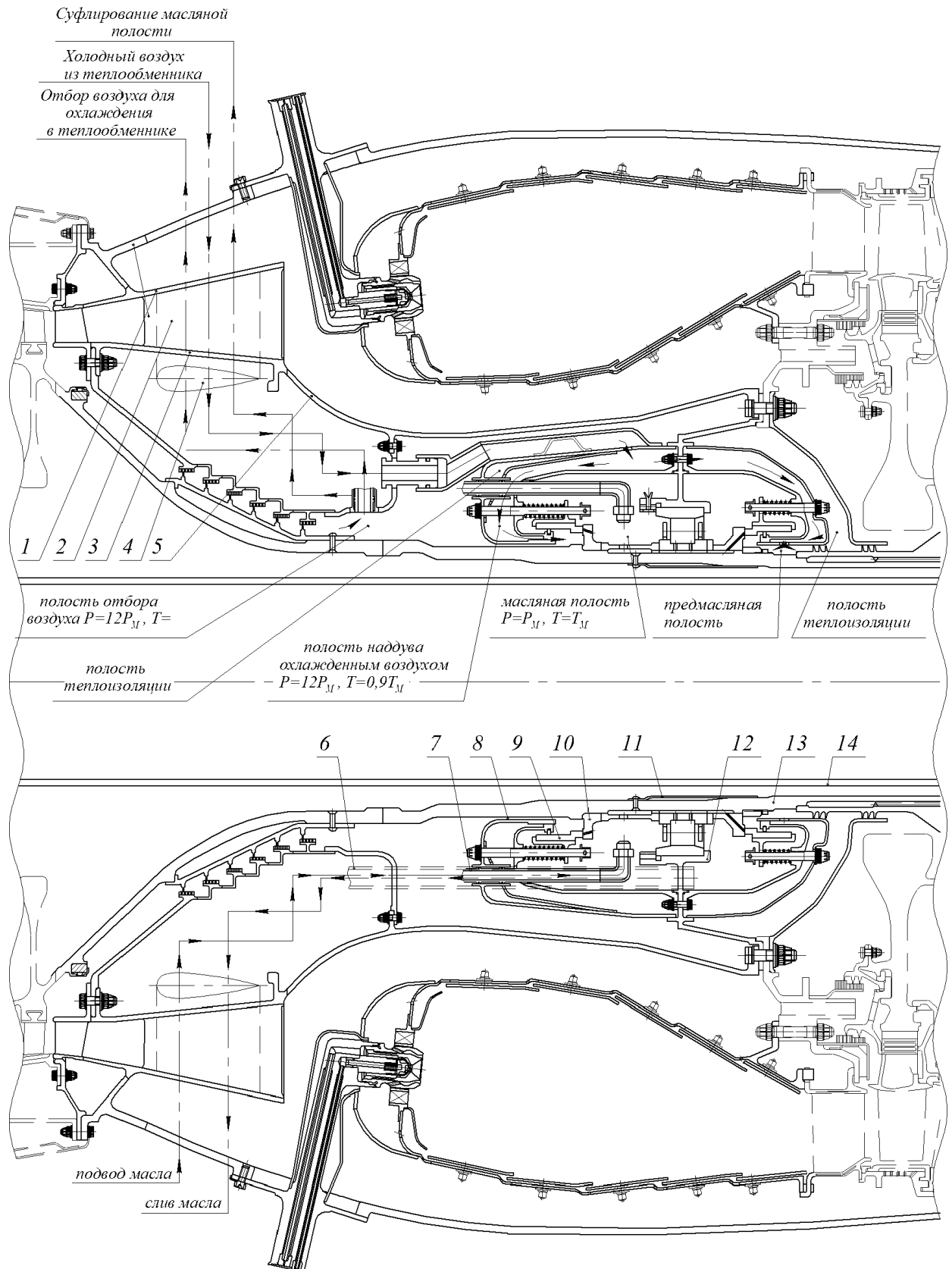


Рис. 1.5. Опора турбины ТРДД F100-PW-229: 1 – наружная стенка диффузора; 2 – пустотелое ребро; 3 – внутренняя стенка диффузора; 4 – конфигурация полости ребра; 5 – внутренний корпус КС; 6 – трубопровод слива масла; 7 – подвод масла с радиальной форсункой; 8 – система тепловой защиты масляной полости опоры; 9 – графитовое кольцо ТКУ; 10 – металлическое кольцо (контртело) ТКУ; 11 – теплоизоляция подшипника; 12 – корпус подшипника опоры; 13 – вал ВД; 14 – вал НД; 15 – диафрагма опоры

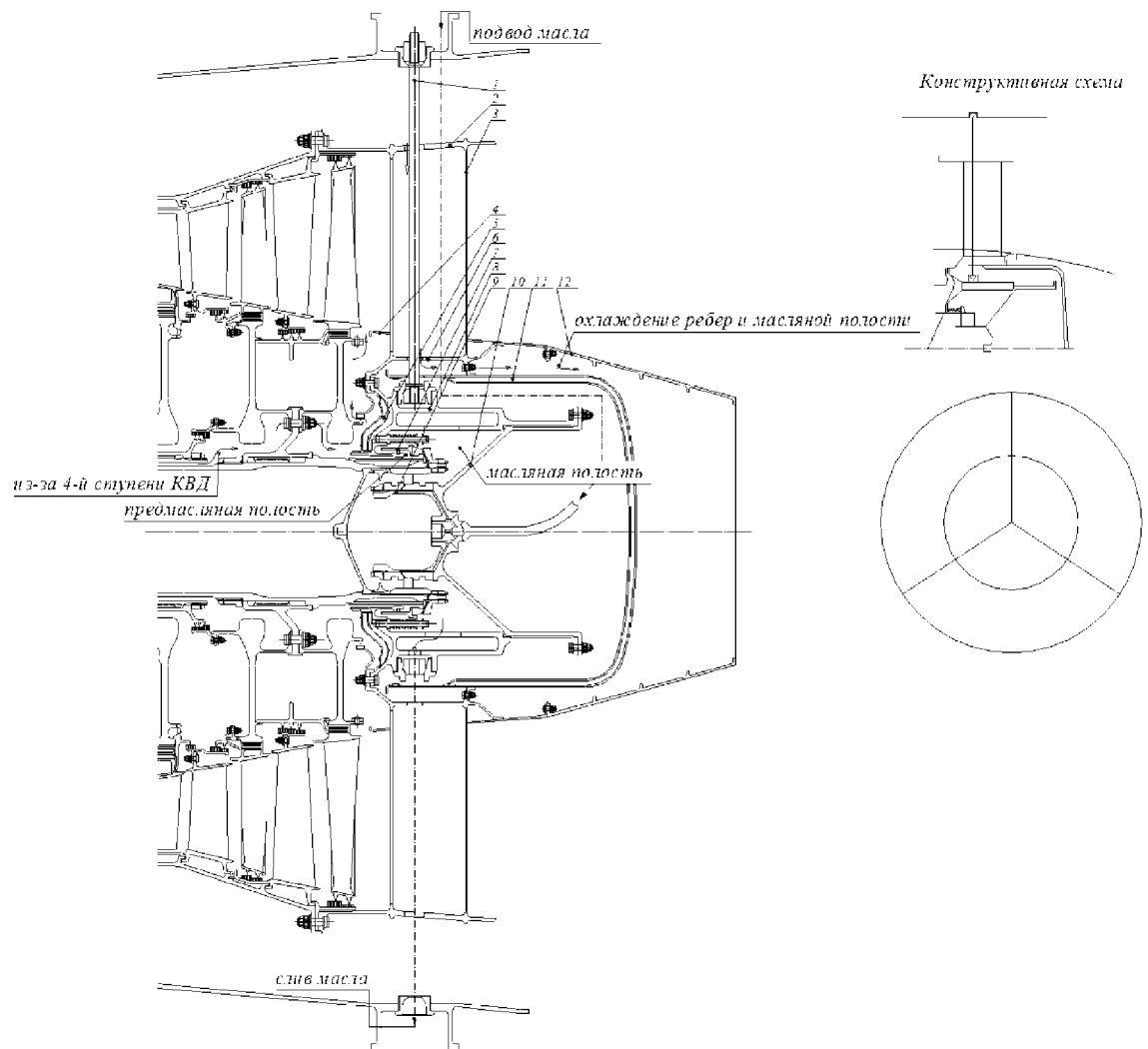


Рис. 1.6. Задняя опора турбины и конструктивная схема опоры: 1 - несущие стержни силовой связи с наружной оболочкой, 2 - наружное кольцо опоры, 3-ребра, 4 – обтекатель, 5 – теплоизоляция передняя, 6 – внутреннее кольцо опоры, 7 – ТКУ, 8 – диафрагма (составная), 9 – корпус подшипника, 10 – упругий нелинейный элемент, 11 – теплоизоляция задняя, 12 – кок-стекатель

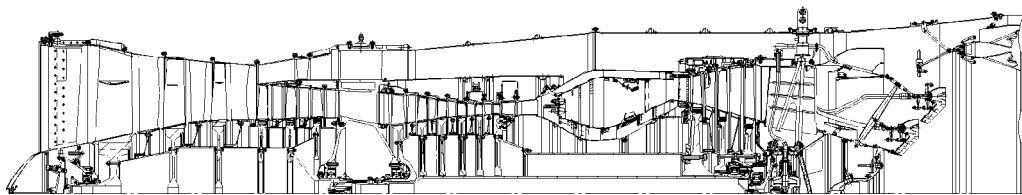


Рис.1.7. Размещение опор в ТРДДФ НК-144

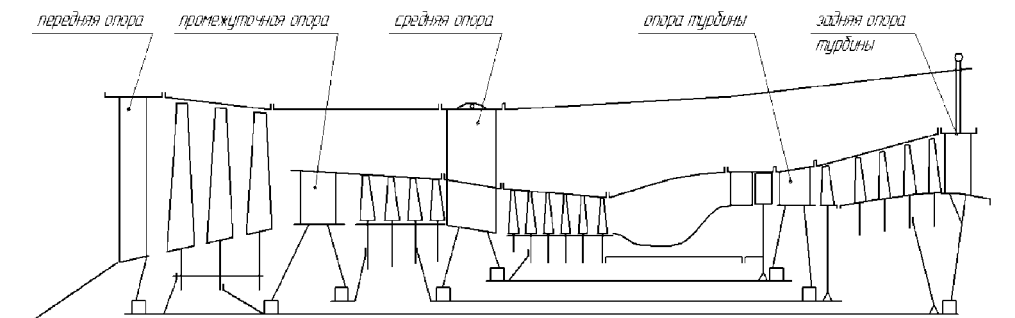


Рис. 1.8. Конструктивно силовая схема трехвального ТРДД

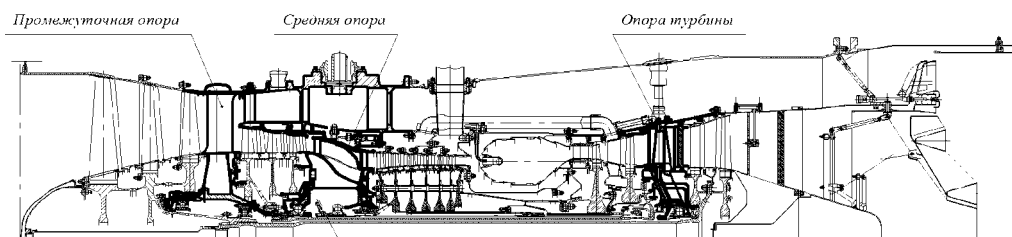


Рис. 1.9. Размещение опор ТРДДФ RB.199

В системе уплотнения масляных полостей опор используются лабиринтные уплотнения. Для наддува предмасляных полостей всех опор подводится воздух из-за компрессора СД: в проточной части каскада ВД средней опоры размещается заборник полного давления. При подводе масла к подшипникам использован принцип масляной ванны. Сами подшипники (кроме РУП каскада ВД и межвального подшипника турбины ВД) устанавливаются в корпус вместе с гидродинамическими демпферами.

Проведенный анализ позволяет провести *классификацию опор* по двум критериям – по нагружению и по месту расположения опоры в конструктивно – силовой схеме двигателя (рис. 1.10).

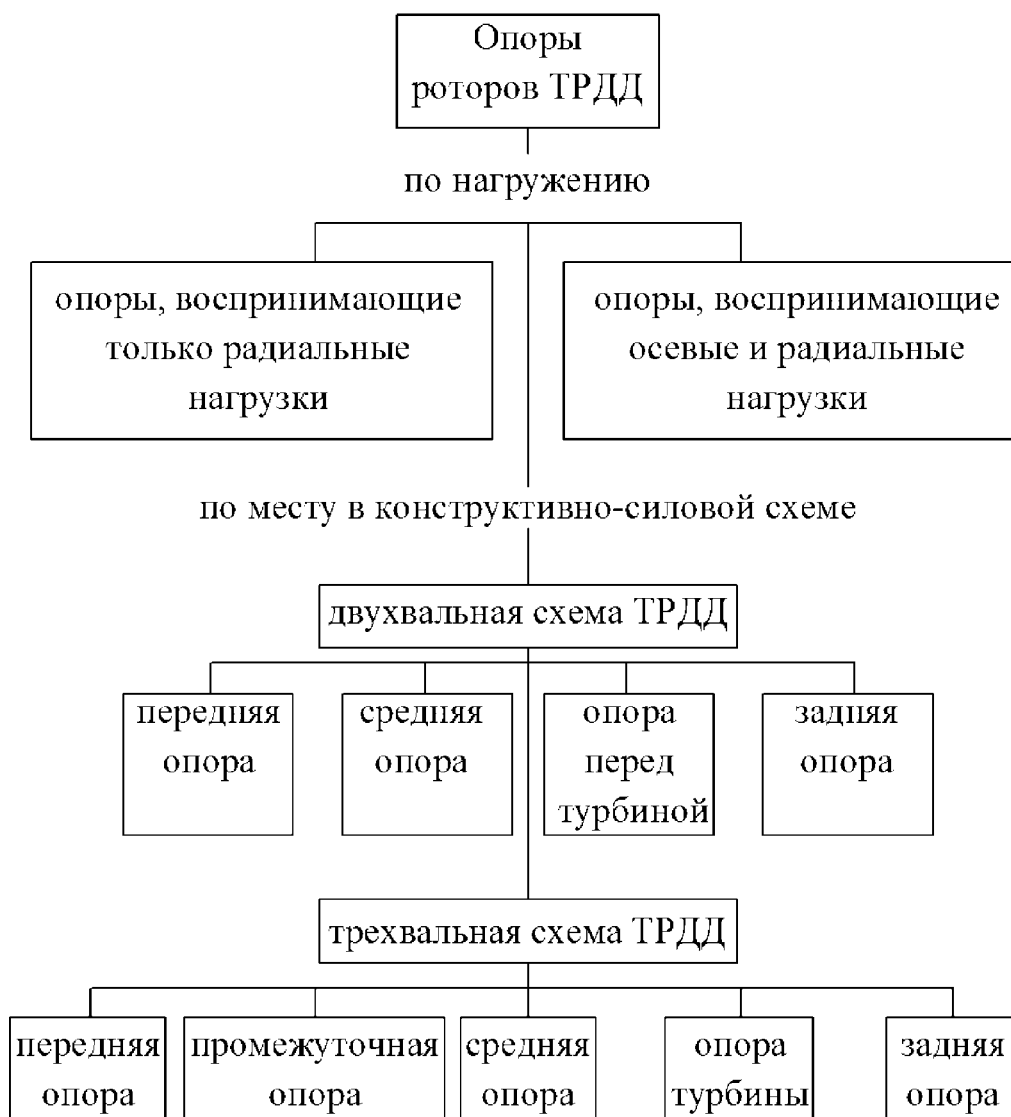


Рис. 1.10. Классификация опор ТРДД

1.2. Конструкционная прочность опор

Конструкционная прочность опор, размещенных в разных температурных зонах двигателя, определяется условиями нагружения, температурным режимом, технологией изготовления и выбором материалов.

Однако разница в рабочих температурах опор такова, что по этому признаку их можно разделить условно на компрессорные опоры (холодная зона) и турбинные, с высоким уровнем температур зоны размещения. К первым отнесем переднюю и среднюю опоры, ко второй – опоры перед и за турбиной ВД и заднюю опору.

1.2.1. Выбор материалов

Главный акцент в выборе материалов элементов опор будет сделан на выборе материалов силовой системы: наружного и внутреннего кольца, стоек, диафрагмы и корпуса подшипников. Отдельно рассмотрим выбор материалов основных деталей ГДД и контактных уплотнений.

Оговорка о разделении опор на компрессорные и турбинные освобождает от анализа требований к материалам, т.к. эти требования аналогичны выдвинутым в разделах, посвященных конструкционной прочности компрессора и турбины.

В таблице 1.1 даются физико-механические характеристики рекомендуемых материалов опор.

Таблица 1.1

Физико-механические характеристики материалов

Материалы (хим.состав в %)	Плотность $\rho \cdot 10^3, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Отн. удл. $\delta, \%$	$\sigma_{-1},$ МПа	$E,$ 10^5 МПа	$\sigma_{br}^t \left(\frac{\sigma_{br}^t}{\rho} \right)$			
					20°C	200°C	400°C	600°C
Передняя и средняя опоры								
Мл-9 (<i>Mg</i> – осн.; <i>Hd</i> - 2,6; <i>Zr</i> - 1,0; <i>In</i> - 0,8; <i>Cu</i> ≤ 0,3)	1,76	6	60	0,43	<u>250</u>			
Ал-4 (<i>Al</i> – осн.; <i>Si</i> - 8-10,5; <i>Mg</i> - 0,3; <i>Mn</i> - 0,5; <i>Cu</i> ≤ 0,3; <i>Zn</i> ≤ 0,3)	2,65	3	-	0,7	<u>240</u>	<u>160</u>	<u>110</u>	
ОТ-4 (<i>Ti</i> – осн.; <i>Al</i> - 5,0; <i>Mn</i> - 2,0; <i>Fe</i> ≤ 0,3; <i>Zr</i> ≤ 0,3)	4,55	28	-	1,11	<u>800</u>	(350°C) <u>510</u>	<u>500</u>	<u>–</u>
ВТ-5Л (<i>Ti</i> – осн.; <i>Al</i> - 6,2; <i>W</i> , <i>Si</i> , <i>C</i> - 0,2; <i>Zr</i> - 0,8; <i>Fe</i> - 0,35)	4,41	10	-	1,18	<u>780</u>	(300°C) <u>400</u>	<u>350</u>	(500°C) <u>300</u>
ВТ-20 (<i>Ti</i> - осн.; <i>Al</i> - 7,5; <i>Zr</i> - 2,5; <i>Mo</i> - 2,0; <i>Y</i> - 1,8; <i>Fe</i> ≤ 0,3)	4,45	10	420	1,25	<u>950</u>	(350°C) <u>700</u>	(500°C) <u>650</u>	(550°C) <u>600</u>
Опоры турбины								
1Х12Н2ВМФ (ЭИ-961) (<i>Fe</i> - осн.; <i>Cr</i> - 12; <i>Ni</i> - 1,8; <i>V</i> - 0,3; <i>W</i> - 2,0; <i>Mo</i> - 0,5)	7,8	16	520	2,0	<u>1280</u>	<u>950</u>	<u>850</u>	-
Х460В (ВЖ-98) (<i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 29,5; <i>W</i> -16; <i>Fe</i> ≤ 4,0; <i>Ti</i> - 0,5; <i>Mo</i> ≤ 0,5)	8,88	45	(800°C) 1 65	2,0	<u>750</u>	(500°C) <u>650</u>	<u>600</u>	<u>190</u>

ВЖЛ-4 (<i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 20; <i>Mo</i> - 5,5; <i>Al</i> - 1,5; <i>Ti</i> - 2,9; <i>Fe</i> - 10; <i>C</i> - 0,08)	8,17	14	(800°C) ₂ 00	-	<u>900</u>		(700°C) <u>700</u>	<u>690</u>
ХН68ВМТЮК (ЭП-693) (<i>Ni</i> - осн.; <i>Cr</i> - 20; <i>W</i> - 7; <i>Mo</i> - 5; <i>Al</i> - 2,3; <i>Ti</i> - 1,6; <i>Fe</i> - 5)	8,54	40	-	2,25	<u>1190</u>	(700°C) <u>600</u>	(800°C) <u>280</u>	(900°C) <u>110</u>

Среднюю опору ТРДД малой двухконтурности и малых тяг обычно получают литьем, используя алюминиевые и магниевые сплавы. Литье этих сплавов используется и при формировании деталей передней опоры.

Алюминиевый сплав Ал-4 обладает хорошими литейными свойствами. Температура при литье в землю и кокиль 680...750°C, линейная усадка 1%, сплав сваривается газовой и аргонно-дуговой сваркой.

Магниевый сплав Мл-9 тоже хорошо лется и обрабатывается резанием, удовлетворительно сваривается аргонно-дуговой сваркой.

Титановый литейный сплав ВТ-5Л используется для изготовления силовых корпусов современных ТРДД с большой степенью двухконтурности, работающих при температуре до 400°C. Температура плавления сплава 1640°C, а заливки – 1850...2000°C. Линейная усадка 1,0...1,2%.

Титановый сплав ВТ20 поставляется в виде прутков, хорошо сваривается и может быть использован для изготовления деталей передней и средней опоры, работающих до 500°C.

Титановый сплав ОТ-4 – листовый материал, хорошо штампуется и сваривается, может использоваться при изготовлении ребер, кожухов, колец. Сохраняет прочность до 350°C.

Сталь ЭИ-961 поставляется в прутках, сталь хорошо деформируется в горячее состояние, удовлетворительно сваривается, используется для изготовления деталей, работающих при температурах до 600°C.

Сталь ВЖ-98 деформируется в горячем и холодном состоянии, хорошо сваривается всеми видами сварки. Рабочие температуры до 950...1000°C.

Литейный сплав ВЖЛ-14 выплавляется в вакуумных печах, температура при литье 1520...1560°C, линейная усадка 0,7%. Применяется для отливки корпуса подшипников опоры и других сложных деталей. Длительно работает при температурах до 600°C.

Сплав ЭП-693 хорошо деформируется и удовлетворительно сваривается, применяется для сварных конструкций опор и камер сгорания.

1.2.2. Анализ нагружения опор

С точки зрения нагружения, опора представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из отдельных жестко-связанных оболочек. Действительно, наружное, внутреннее кольцо наружного контура, пустотелые ребра и корпус подшипников – это цилиндрические оболочки, а диафрагмы и наклонные стенки внутреннего контура – конические. Вертикальные стенки обычно рассматриваются как частный случай конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$.

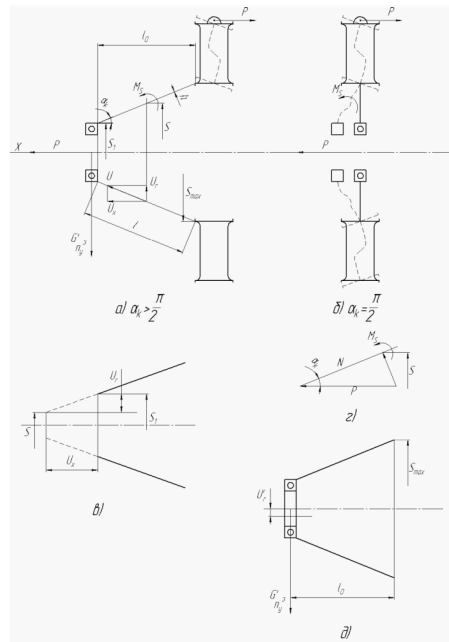


Рис. 1.11. Схема нагружения опоры с РУП осевой и радиальной силой ротора

Каждая из опор находится в неодинаковых условиях по составу действующих нагрузок и по температурному режиму.

Для анализа нагружения опор принимается условие, что будет рассматриваться наиболее распространенный случай, когда основной пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а вспомогательный – в плоскости задней опоры, а радиально-упорные подшипники (РУП) I и II контура ТРДД размещаются в средней опоре.

Еще одно условие: тяга, боковая сила и динамическая нагрузка от масс ротора передаются на подвеску через среднюю опору, а другая часть динамической нагрузки от масс ротора, крутящий момент от статора и боковая сила – через заднюю опору.

Анализ следует начать с простой схемы опоры, нагруженной осевой и радиальной силой со стороны ротора (рис. 1.11).

Если рассматривать вместо конической диафрагмы плоскую круглую стенку, то она получается из конической оболочки при угле конуса $\alpha_K = \frac{\pi}{2}$ и при действии осевой силы P испытывает осесимметричный изгиб, изгибаются наружное, внутреннее кольцо и ребра.

То же самое происходит и с конической оболочкой, но здесь добавляются деформации чистого нагружения a_x .

Если деформацию вдоль образующей обозначить U , то радиальной деформацией будет U_r , а осевой U_x .

Следует рассмотреть отдельно два случая нагружения конической диафрагмы опоры осевой силой P и радиальной силой от масс ротора $G_p n_y^3$

Осевая сила P

Осевая деформация:

$$U_x = a_x + \frac{P}{2\pi E \sin \alpha_K \cdot \cos 2\alpha_K} \ln \frac{S}{S_1}, \quad (1.1)$$

где $a_x = \frac{Pl_0}{\pi S_{cp} h E}$ – в соответствии с законом Гука;

S, S_1 – соответственно минимальный и текущий диаметры;

h – толщина стенки диафрагмы;

E, ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала опоры.

Радиальная осесимметричная деформация конической оболочки (рис. 1.11):

$$U_r = \frac{\nu P}{2\pi E h \cos \alpha_K}. \quad (1.2)$$

Силу P , действующую на оболочку, можно разложить на диаметре S_1 на силы Q_s и N_s (рис. 1.11):

$Q_s = P \cdot \sin \alpha_K$ – сила, изгибающая оболочку моментом M_s ;

$N_s = P \cdot \cos \alpha_K$ – сила, растягивающая оболочку вдоль образующей.

Далее исследуют уравнения (1) и (2). Введем понятие *осевой жесткости диафрагмы* C_x :

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

При действии силы P , осевая жесткость C_x в соответствии с выражениями (1.1) и (1.2) будет зависеть в значительной мере от угла конуса α_K .

При $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$, когда конус диафрагмы приближается к пластине $Q_s \uparrow$, $M_s \uparrow$, $U_x \uparrow$ и следовательно, осевая жесткость $C_x \downarrow$.

При $\alpha_K \rightarrow 0$, $Q_s \rightarrow 0$, $N_s = P$, $U_{x\max} = a_x$, C_x резко возрастает. Следует отметить, что уже при $\alpha_K = 80..84^\circ$ C_x увеличивается в 2...2,5 раза.

Радиальная сила $G_p n_y^3$ и соответствующая ей радиальная жесткость:

$$C_r = \frac{G_p n_y^3}{U_r'}.$$

Оболочка в данном случае рассматривается как консольная балка с заделкой по наружному кольцу, а радиальная деформация U_r' – перемещение краевой точки А консольной балки длиной l_0 .

$$M_{изг} = G_p n_y^3 \cdot l_0, \quad l_0 = \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K, \quad M_{изг} = G_p n_y^3 \frac{S_{\max}}{2} \operatorname{ctg} \alpha_K.$$

При $\alpha_K \rightarrow \frac{\pi}{2}$, l_0 , $\operatorname{ctg} \alpha_K$, $M_{изг} \rightarrow 0$, $C_r - \max$.

При $\alpha_K \rightarrow 0$ оболочка становится цилиндрической, ее жесткость C_r при прочих равных условиях будет меньше плоской стенки.

Нагружение газовыми силами.

Все элементы опоры, включая ребра, находятся под действием перепада давлений воздуха, подаваемого в полости опор из разных ступеней компрессора, о чем говорилось выше. Следовательно, к числу нагрузок, действующих на опору, необходимо причислять и газовые нагрузки. Кроме того, газовые нагрузки могут определять устойчивость оболочек и потому обязательным является выполнение условия

$$q < q_{кр},$$

где q – распределенная нагрузка, приложенная к срединной поверхности оболочки, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$;

$q_{кр}$ – критическое внешнее давление шарнирно опертой по краям оболочки (оболочки опоры удовлетворяют такому условию закрепления).

При проектировании опор с коническими диафрагмами (рис. 1.12) оценивается действие газовых критических давлений.

Для оболочек, близких к цилиндрическим ($\alpha_K = 0...10^\circ$):

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr_0},$$

где l – длина оболочки, нагружаемая перепадом давлений;
 r_0 – наибольший радиус кривизны конической оболочки.

Для конической оболочки ($\alpha_K = 10...70^\circ$):

$$q_{кр} = k \frac{Eh^2}{lr_0} \sqrt{\frac{h}{r_0}},$$

где k – коэффициент, значения которого приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Значения коэффициента k					
l_0/l_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8
k	3,0	2,62	2,12	1,63	1,32

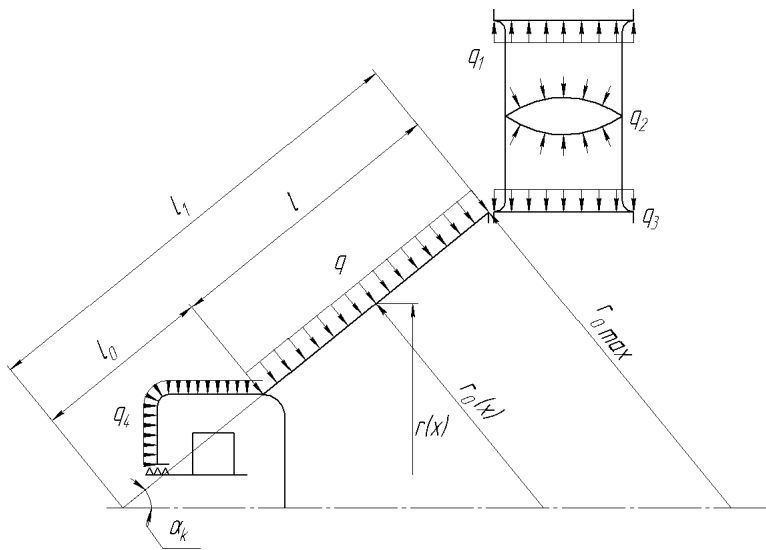


Рис. 1.12. К оценке газовых сил, действующих на опору

Следует отметить еще один часто встречающийся случай обеспечения устойчивости оболочек от внешнего давления – введение в конструкцию оболочки кольцевых ребер жесткости.

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[1 + \frac{I_p}{I_{об}} (N_p + 1) \right]^{3/4},$$

где I_p – момент инерции сечения трубы;

$$I_{об} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} - \text{момент инерции продольного сечения оболочки } (\nu = 0,3);$$

N_p – число ребер.

Нагружение от тепловых деформаций опор.

Тепловые деформации элементов опор и причины их появления были показаны ранее. Нагружение от тепловых деформаций, так же как и нагружение от газовых сил, используется при расчете опор на прочность и оценке их устойчивости (рис. 1.13).

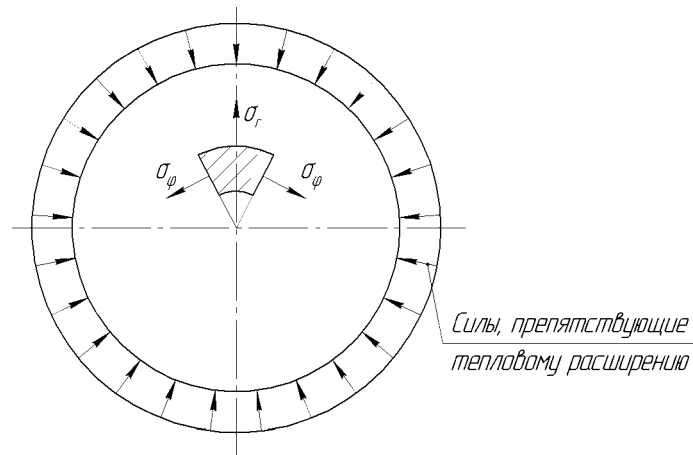


Рис. 1.13. Возникновение напряжений от стесненных тепловых деформаций

При нагреве круглой пластины (диафрагмы) со стесненной деформацией по наружному радиусу возникают температурные сжимающие напряжения:

$$\sigma_p = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha T}{1-\nu}.$$

Потеря устойчивости произойдет при условии:

$$\frac{E(\alpha T)_{кр}}{1-\nu} = 4,2 \frac{D}{b^2 h},$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – цилиндрическая жесткость.

При нагреве цилиндрической оболочки (наружное и внутреннее кольца и ребра опоры) возникает температурные напряжения:

- при стесненном нагреве в осевом направлении: $\sigma_x = -E\alpha T$;
- при стесненном нагреве по радиусу: $\sigma_\theta = -E\alpha T$.

Следовательно, при проектировании проточной части опор и в первую очередь турбинных опор необходимо выравнять температуры наружного, внутреннего кольца и ребер.

Анализ нагружения опор стержнями подвески.

В анализе следует исходить из принятого условия, что основной пояс подвески находится в плоскости средней опоры, а вспомогательный – в задней опоре.

Средняя опора по условию нагружается стержнями, воспринимающими тягу, боковую силу и радиальную силу от масс ротора.

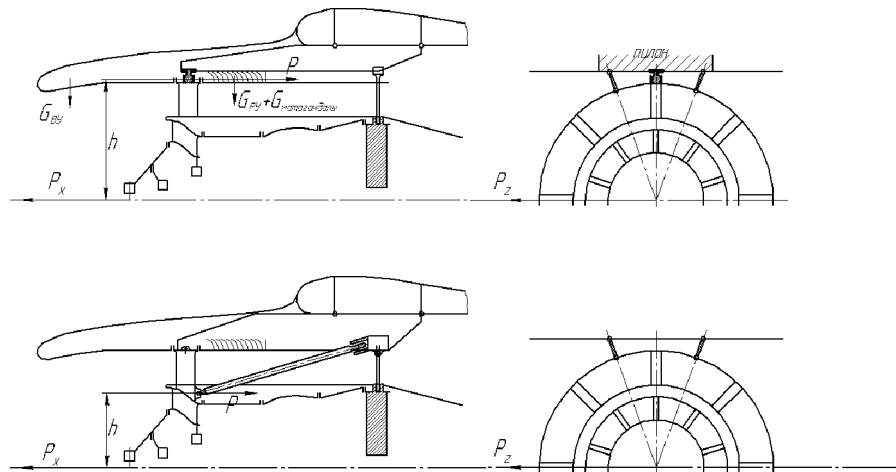


Рис. 1. 14. Нагружение стержнями подвески средней опоры (осевого пояса подвески)

Рассмотрим подвеску ТРДД на пилоне под крылом (рис. 1.14а). Здесь может быть два варианта восприятия тяги:

1. У ТРДД с малой степенью двухконтурности точки восприятия тяги размещаются на наружном кольце II контура и тогда опора испытывает изгиб в вертикальной плоскости $M_z = P_x \cdot h$;
2. У ТРДД с большой степенью двухконтурности и больших тяг плечо h достигает 1,0...1,5 м. Чтобы уменьшить его, точку восприятия тяги переносят на заднюю стенку корпуса разделителя потоков (плечо h_1).

Боковая сила P_z возникает при эволюциях самолета (рис. 1.14б) и действует их центра масс двигателя по оси OZ, что определяет нагружение опоры моментом $M_x = P_z \cdot h$ и возможности его уменьшения (плечо h_1).

Радиальная сила

$$G_{\Sigma} \cdot n_y^3 = (G'_p + G_{\text{опоры}} + G_{\text{ВУ}} + G_{\text{РУ}} + G_{\text{мотогондолы}}) n_y^3,$$

где G'_p – доля радиальной силы от масс роторов ВД и НД;

$G_{\text{опоры}}$, $G_{\text{ВУ}}$, $G_{\text{РУ}}$, $G_{\text{мотогондолы}}$ – вес опоры, входного устройства, реверсивного устройства и мотогондолы.

$G_{\Sigma} \cdot n_y^3$ воспринимается в одной или двух точках на наружном кольце II контура или на корпусе разделителя потоков.

В итоге, для расчета на прочность опоры ротора необходимо приложить осевые силы, радиальные и боковые силы, а на задней опоре – крутящий момент от корпуса.

1.2.3. Расчет на прочность

Расчет на прочность такой сложной пространственной рамы, состоящей из оболочечных элементов – сложная инженерная задача. Поэтому при формировании расчетной схемы, условий нагружения приходится делать упрощения. Применение МКЭ делает расчет на прочность силовой системы опоры доступным в учебном процессе.

Опоры входят в состав силового корпуса двигателя и в системы подвески двигателя на самолете. Это учитывается при составлении конечно-элементной модели опоры: каждая опора соединяется с элементом корпуса длиной 300мм с жесткой заделкой кромки корпуса, а средняя опора – основной узел подвески – моделируется вместе с корпусом каскада ВД и жесткой задней опорой.

Расчетные режимы определяются, исходя из заданных самолетным ОКБ режимов полета с наибольшими нагрузками опоры. У двигателей для пассажирских самолетов этими режимами могут быть полет в неспокойном воздухе и аварийная посадка.

Формирование расчетной модели опоры (МКЭ).

Средняя опора. Двухмерная модель опоры с нагружением с включением корпуса I контура и «жесткой» задней опорой показана на рисунке 1.15.

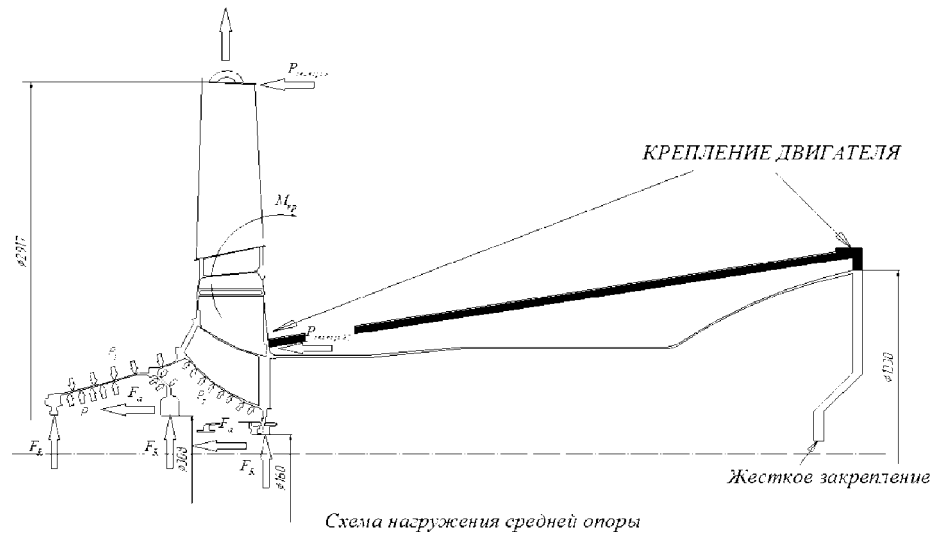


Рис. 1.15. Нагружение средней опоры (основной пояс подвески) и корпуса I контура

Опора турбины, размещенная перед турбиной. Модель показана на рисунке 1.16.

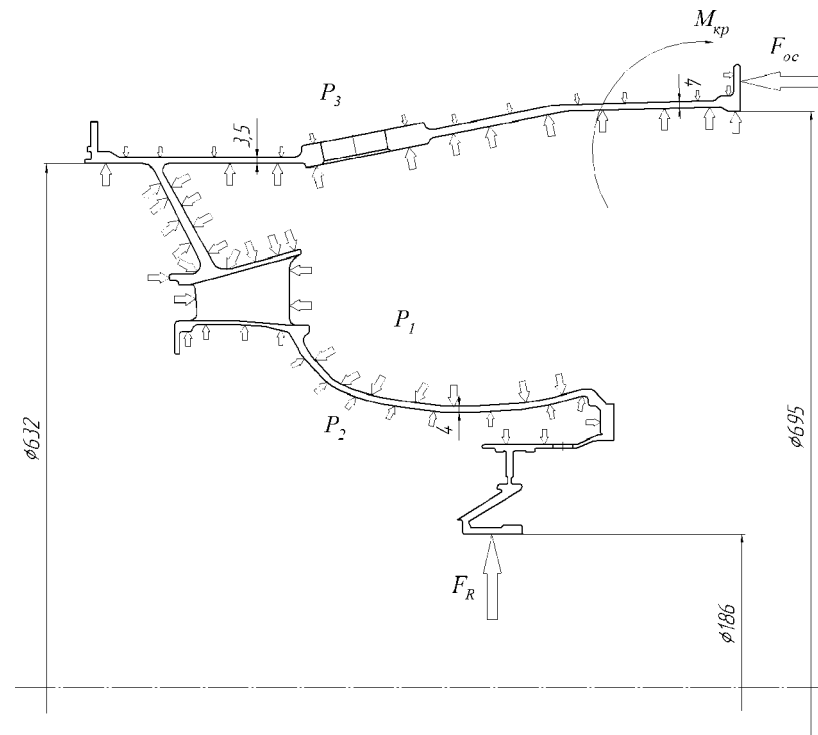


Рис. 1.16. Опора перед турбиной

1.3. Тепловое проектирование

1.3.1. Построение геометрической модели

При проектных расчетах теплового состояния конструктивных элементов для уменьшения времени счета целесообразно решать задачу в плоской постановке при использовании осесимметричного конечного элемента PLANE55. Целесообразно упростить некоторые конструктивные элементы деталей (например, фаски, скругления и т.п.) без существенного влияния на массогабаритные характеристики деталей для снижения количества конечных элементов в модели. Примеры таких моделей даны на рисунках 1.17, 1.18.

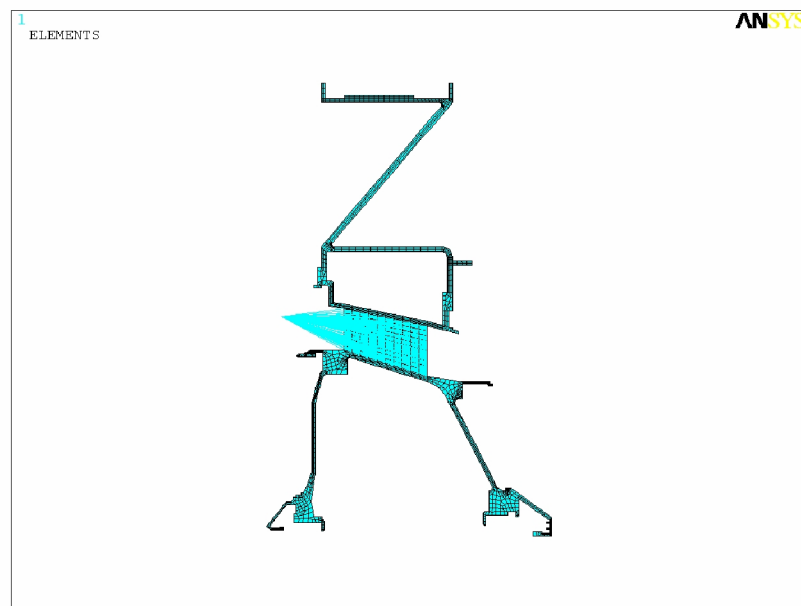


Рис. 1.17. Плоская модель опоры компрессора

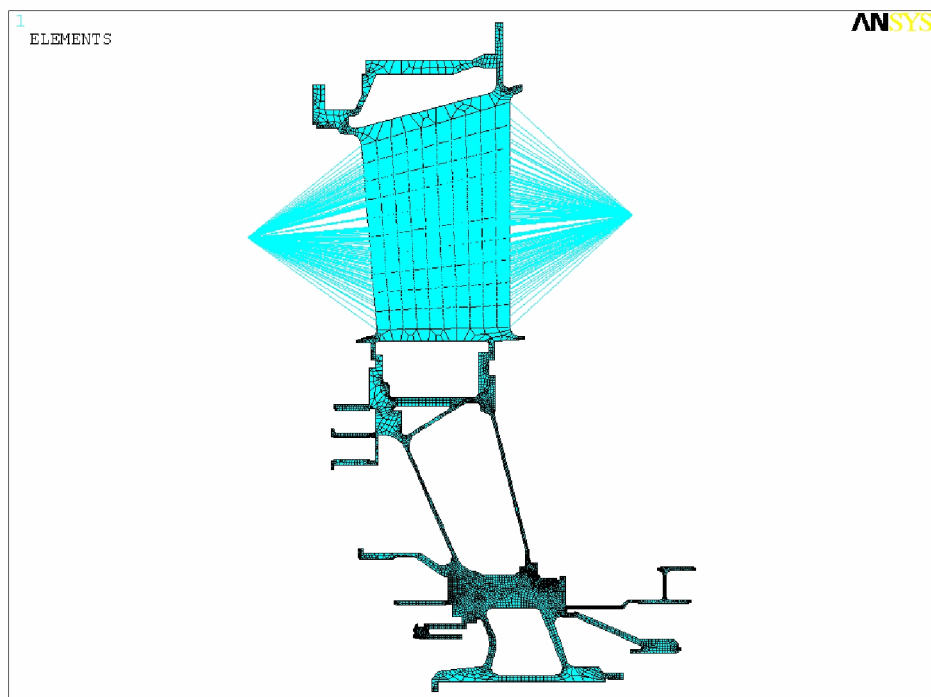


Рис. 1.18. Плоская модель опоры турбины

1.3.2. Задание температуры рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена в соответствии с циклограммой работы ЭУ

В соответствии с делением системы воздухообеспечения двигателя на геометрически однородные участки, выполненном при расчете температурного состояния рабочего тела в системе, на конструкцию двигателя наносятся в примитивизированном виде узлы системы и линии воздушных токов. Рядом с узлами наносятся температуры рабочего тела в узлах, а вдоль линий воздушных токов значение коэффициентов конвективного теплообмена для рассчитанных установившихся режимов работы. Относительно узлов системы и линий воздушных токов отмечаются на конструкции однородные теплообменно-температурные зоны (ТТЗ). Это такие зоны, где значения температур рабочего тела и коэффициентов конвективного теплообмена остаются постоянными либо изменяются в узком диапазоне (менее 3% от номинала).

После подготовки данных по относительным параметрам рабочего тела на установившемся режиме модифицируется исходный макрос температурных нагрузок:

1. Задаются массивы относительных параметров для турбинного и компрессорного блоков.
2. Строится цикл, по которому для каждого нового этапа переменные коэффициенты режима будут приравниваться соответствующему значению из массива относительных параметров в зависимости от принадлежности к соответствующему блоку.
3. В каждом этапе цикла данные о нагружении будут сохраняться в соответствующем файле этапа нагружения с временными параметрами, обусловленными циклограммой работы АД.

В результате исполнения описанных выше макросов в пакете ANSYS получается расчетная модель исследуемого газогенератора с приложенными тепловыми нагрузками по режимам. Для получения результатов необходимо запустить расчет по шагам нагружения.

1.3.3. Представление результатов термического расчета

Для расчета теплового состояния тела, как уже указано выше, рекомендуется использовать конечный элемент PLANE55. Элемент PLANE55 может быть использован как плоский или осесимметричный с температурными связями в двух направлениях. Элемент имеет четыре узла с одной степенью свободы - температурой. Элемент применим для двумерного температурного анализа двух видов: независимого от времени, зависимого от времени. При применении элемента в осесимметричном виде осью симметрии является ось Y. К элементу могут прикладываться следующие нагрузки: конвективный теплоподвод либо тепловой поток, тепловое излучение. Элемент PLANE55 предоставляет возможность доступа к промежуточным результатам расчета, т.е. появляется возможность исследовать любую точку теплового состояния на протяжении всего периода нагружения.

Данная методика применима для расчета температурного состояния элементов конструкции авиационного двигателя на различных режимах работы.

В результате проведения расчета получаются значения температур элементов конструкции рассматриваемых опор в любой точке ЭУ.

1.3.4. Расчет деформированного состояния опоры

Проводится конвертация конечных элементов модели из термических в структурные. Данные по температурам для каждого узла сохраняются в файл температурных результатов с расширением *.rth. Используя данный файл, прикладываются известные значения температур для каждого расчетного момента времени на протяжении работы двигателя, что позволяет определить значение температурных деформаций для каждого момента времени. Результаты расчетов представлены на рис. 1.19, 1.20.

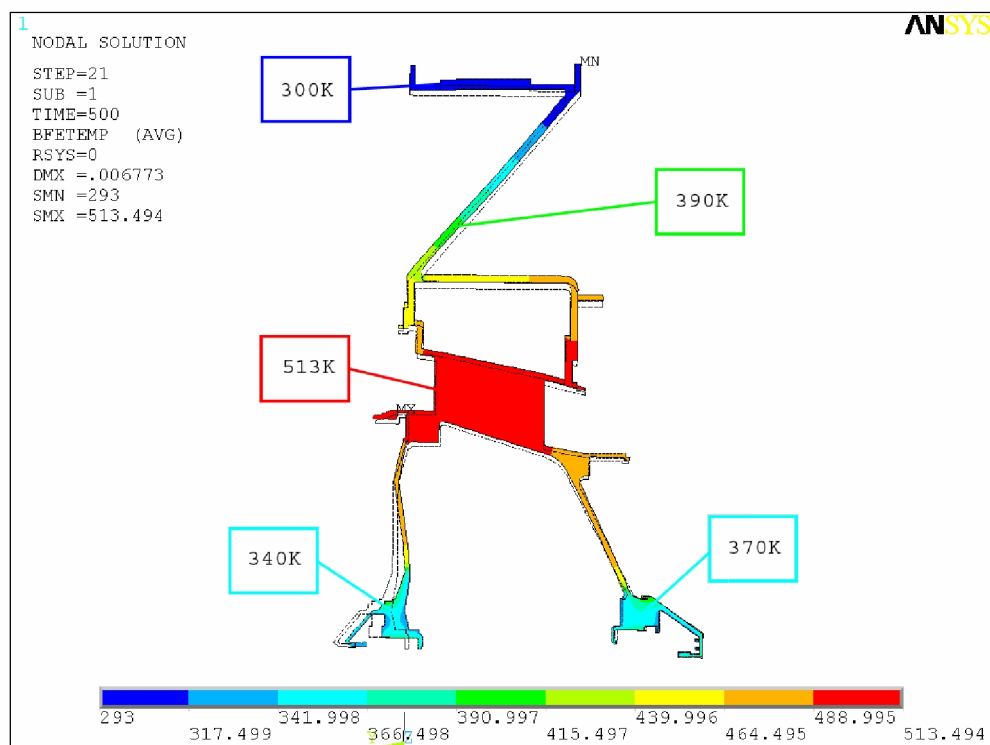


Рис. 1.19. Результат теплового расчета опоры компрессора

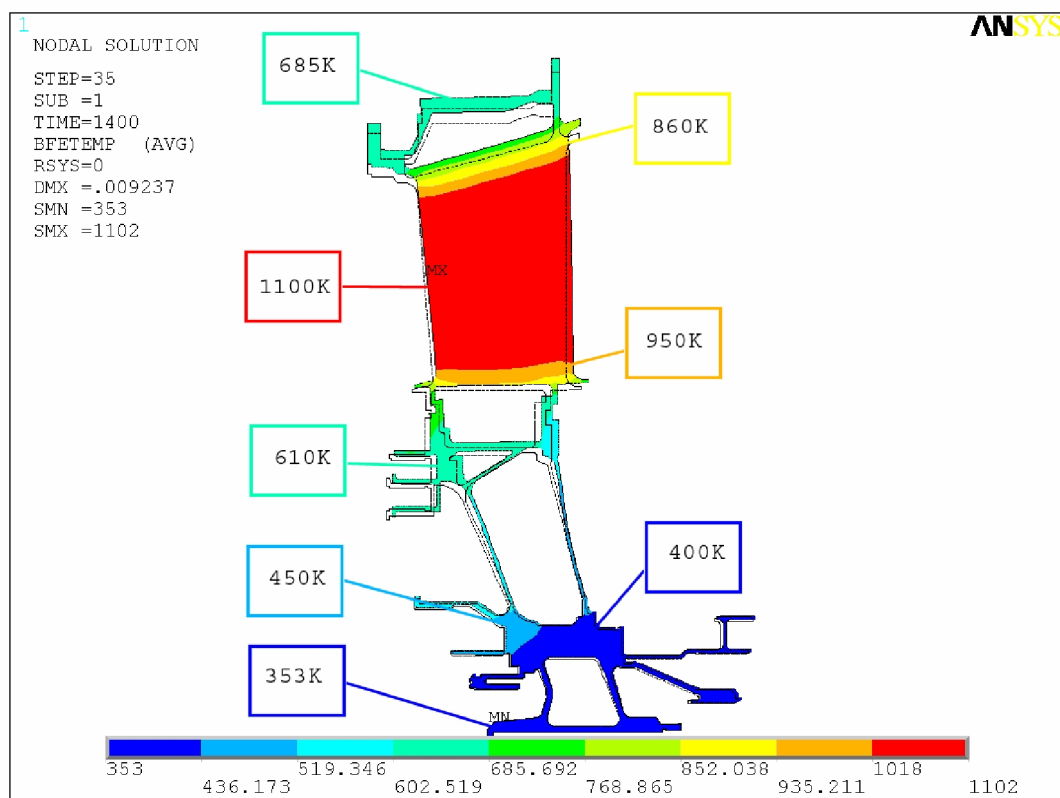


Рис. 1.20. Результат теплового расчета опоры турбины

Результаты расчетов представлены на рисунках 1.21, 1.22.

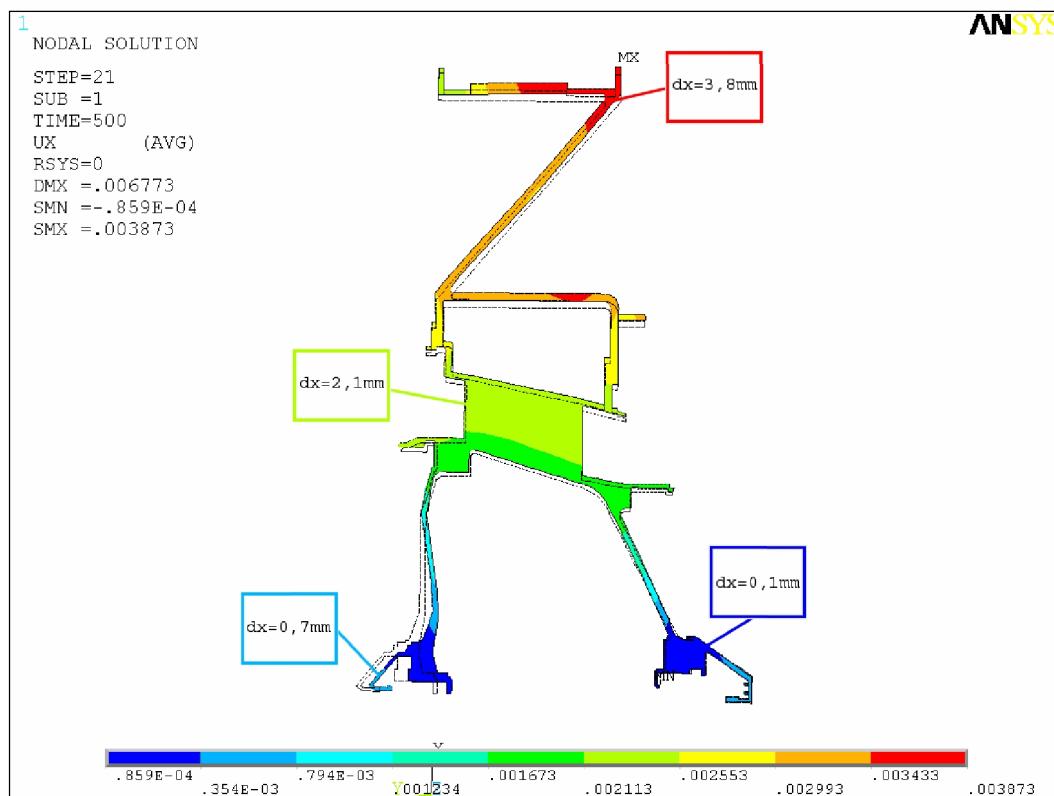


Рис. 1.21. Результат расчета деформированного состояния опоры компрессора

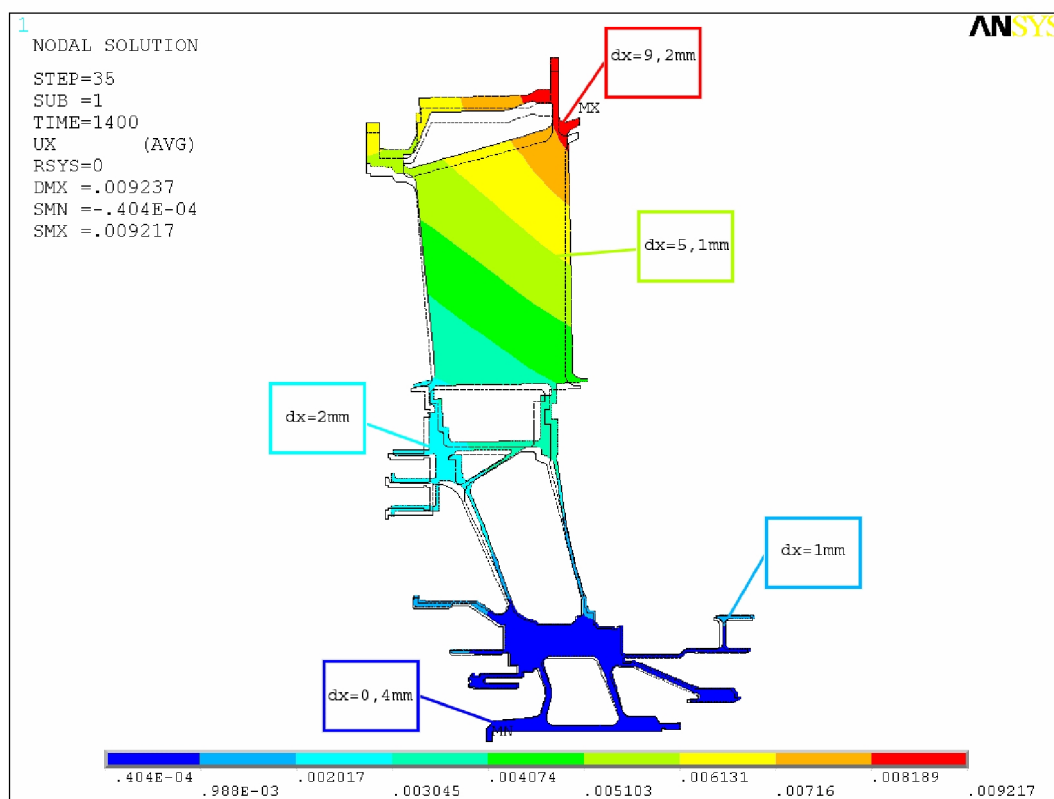


Рис. 1.22. Результат расчета деформированного состояния опоры турбины

1.4. Выбор уплотнений опор роторов АД и ЭУ

Уплотнения опор роторов АД и ЭУ должны обеспечивать:

- требуемую герметичность в течение всего ресурса;
- минимально возможные трение, изнашивание и тепловыделение;
- функционирование узла после длительного хранения;
- работоспособность при взаимных осевых и радиальных перемещениях деталей статора и ротора во время работы;
- технологичность изготовления и сборки АД и ЭУ.

В АД и ЭУ и их агрегатах в настоящее время используются следующие **типы уплотнений**: лабиринтные (включая каскады лабиринтов с промежуточными полостями); щеточные; манжетные (из резины, фторопласта, ПТФЭ); торцовые контактные уплотнения (ТКУ); радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ); плавающие кольца (включая РТУ - радиально-торцовые уплотнения с радиальной разгрузкой, а также сегментные уплотнения); торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ). Каждый тип уплотнения обладает своими преимуществами и недостатками, поэтому постоянно происходит как совершенствование, так и поиск новых типов уплотнений, которые зачастую являются гибридом существующих уплотнений.

Сравнение уплотнений произведем с учетом следующих трех групп факторов:

- эксплуатационных (высокая температура, низкая температура, высокие давления, высокая скорость скольжения, значительные деформации и взаимное перемещение ротора и статора, вибрация);
- конструктивно-технологических (габариты, вес, конструктивная простота и технологичность);
- технико-экономических (утечки, ресурс, стоимость).

Суммарную оценку следует производить с учетом конкретных условий применения и требований. На заре разработки ракетно-космической техники наиболее важен был вес (ресурс исчислялся секундами). Поэтому ТНА того времени были чаще всего оснащены лучшими по весу из имеющихся тогда уплотнений - манжетными и с плавающими кольцами. У ГТД наиболее важным считался ресурс - поэтому в ГТД изобилуют лабиринтные уплотнения. Если принять все факторы равными, то лучшим по эксплуатационным показателям является лабиринтное уплотнение, по конструктивно-технологическим - манжетное, по технико-экономическим - ТГДУ. В совокупности лучшими уплотнениями являются: лабиринтные, уплотнения с плавающими кольцами (включая РТУ) и ТГДУ.

Однако оценку рассматриваемых типов уплотнений необходимо производить конкретно для каждого случая применения. На выбор уплотнения оказывает значительное влияние опыт использования уплотнений в подобных условиях, а также традиции конкретного конструкторского бюро. Поэтому при анализе уплотнений существующего двигателя необходимо учесть используемые в то время материалы (например, манжеты из ПТФЭ начали использоваться лишь недавно) и конкретные исполнения уплотнений (сильфоны, гидростатическая разгрузка плавающих колец) и т. п. Наличие различных уплотнений-рекордистов по рассматриваемым факторам определяет необходимость создания уплотнительных узлов с одновременным использованием уплотнений разного типа, т. е. на каких-то режимах работы ДЛА эффективно работает одно уплотнение, на других оно отключается и включается в работу другое, когда уже становится способным эффективно выполнять свои функции.

Из-за множества требований, предъявляемых к уплотнениям конкретных машин, появилось большое количество разнообразных конструкций узлов уплотнений. Отдельные элементы конструкции уплотнений выбираются в зависимости от конкретных задач, а также исходя из технологических особенностей.

В настоящее время все более широкое применение находят РТКУ, которые характеризуются конструктивной простотой, отсутствием резиновых колец и других дополнительных элементов, снижающих надежность. РТКУ более нагружены, чем ТКУ. Поэтому их использование при высоких перепадах давления требует осевой разгрузки графитового кольца. Для этого обычно применяются газодинамические камеры. В двигателе Д-30Ф6 используется РТКУ, на торце вращающейся втулки которого выполнено несколько десятков камер Рэлея глубиной 10 мкм. Данное уплотнение работоспособно при перепаде давления до 0,46 МПа, скорости вращения до 100 м/с, температуре воздуха до 683 К. Утечки через уплотнение не превышают 2 г/с. Конструкция РТКУ двухстороннего действия (графитовое кольцо с обеих сторон взвешено на газовой пленке) используется в двигателе Д-18Т (рис.1.23).

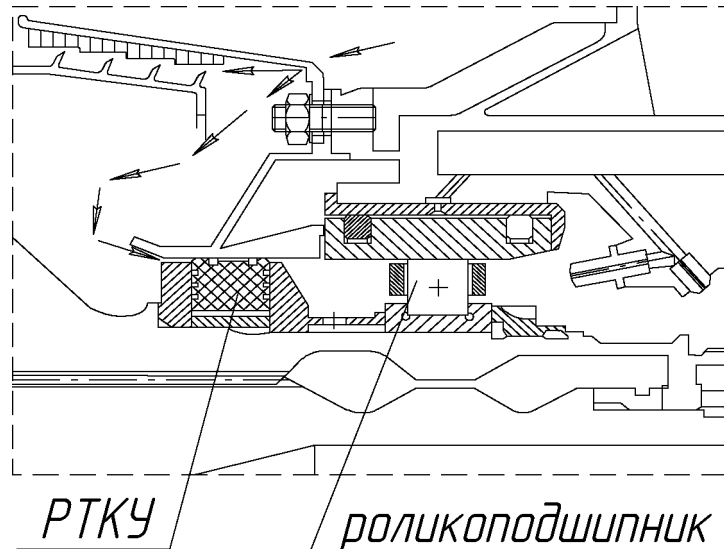


Рис.1.23. Опора вентилятора ТРДД Д-18Т

Фирма MTU освоила технологию изготовления щеточных уплотнений из металлических проволочек и углеродных волокон и с успехом использует такой тип уплотнения, как для проточной части турбокомпрессора, так и опор роторов двигателей для военных и гражданских самолетов.

При проектировании уплотнений необходимо рассматривать их как *элемент системы* более высокого ранга. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит из-за воздействия извне. Поэтому при проектировании выбирать параметры уплотнения следует с учетом характеристик АД и ЭУ. Да и сами уплотнения оказывают влияние на характеристики турбомшины. Статические характеристики уплотнений определяют ее к.п.д., а динамические характеристики напрямую связаны с динамикой ротора.

Часто одно уплотнение не в состоянии обеспечить заданные показатели герметичности и надежности. В общем случае уплотнительный комплекс состоит из основного и вспомогательного уплотнений и системы обеспечения, создающей оптимальные условия для работы основного уплотнения. Основное уплотнение выполняет функции герметизации рабочей среды. Вспомогательное уплотнение является резервным (характерно для машиностроения), либо снижает нагрузки на основное уплотнение (характерно для двигателей летательных аппаратов). Функциональное назначение систем обеспечения определяется областью применения уплотнительного узла. Поэтому иногда в одном уплотнительном узле применяются комбинации уплотнений, в том числе и различных типов, и появляются дополнительные конструктивные элементы: термоизоляции, охлаждения, перепуска, дренажа и др. Все это приводит к возрастанию сложности и стоимости проектирования и доводки, изготовления, сборки, испытаний уплотнений.

Так, РТКУ работоспособно до определенного перепада давления между воздушной и масляной полостями. В некоторых АД применяется РТКУ, разгруженное путем создания перед ним промежуточной дренируемой полости, ограниченной лабиринтом. Сброс воздуха во второй контур газотурбинного двигателя осуществляется клапаном при превышении определенной величины давления воздуха. В уплотнительных узлах масляных полостей опор турбины или передних опор компрессора обычно осуществляется наддув промежуточной полости воздухом, отбираемым из компрессора.

В практике, в соответствии с различными областями применения АД и ЭУ и конструктивными особенностями уплотнительных узлов, могут быть реализованы и другие схемы. Но общим для них является наличие совокупности полостей, разделенных уплотнениями. Величины давлений в этих полостях, рассчитываемые при гидравлическом расчете на основе баланса расходов, необходимы для проекторочного расчета уплотнений, фильтров, дроссельных шайб, эжекторов и т.п.

Таким образом, параметры уплотнений следует выбирать с учетом особенностей и характеристик АД и ЭУ, для которых они предназначены. Эффективность уплотнения определяется не только его свойствами, а во многом характеристиками уплотнительной системы, в состав которой оно входит.

Система наддува масляных полостей опор роторов во многом определяет надежность двигателя. Благодаря наддуву предотвращается утечка масла в проточную часть двигателя. Характеристики элементов системы наддува определяют требуемые параметры маслосистемы и системы суфлирования.

При проектировании системы уплотнений необходимо учесть: величины требуемых давлений наддуваемого воздуха; в соответствии с требуемым давлением определить место, где расположен источник отбора воздуха; выбрать конструкцию системы транспортировки воздуха; предусмотреть элементы для регулировки системы; обеспечить охлаждение и свободу тепловых расширений, фиксацию и контровку деталей; выбрать материалы с требуемыми свойствами.

Обычно опоры выполняются по двуполостной схеме: масляная полость и полость наддува. Однако требования надежности в некоторых случаях вынуждают существенно усложнить уплотнительные узлы опор.

Рассмотрим систему наддува опор роторов двигателя ТРДДФ АЛ-31Ф (рис. 1.24). Отбор воздуха в систему наддува опор двигателя производится от седьмой ступени КВД (при запуске двигателя), либо из кольцевого канала наружного контура (в условиях полета).

Воздух, пройдя через внутренние полости стоек промежуточного корпуса, поступает по двум трубопроводам в полость наддува задней опоры КНД. Затем воздух поступает в полости: вала КНД, вала ТНД, ротора высокого давления, а также в разгрузочную полость КНД через лабиринтное уплотнение полости наддува задней опоры КНД. Из полости вала КНД воздух поступает в полость наддува передней опоры КНД, из которой направляется в предмасляную полость передней опоры КНД и в полость, сообщающуюся с проточной частью двигателя. Воздух из полости вала ТНД поступает с одной стороны через лабиринтные уплотнения в предмасляную полость передней опоры КВД и предмасляную полость межвального уплотнения, а с другой стороны через отверстия в цапфе ТВД и лабиринтные уплотнения — в предмасляную полость опоры турбины.

Воздух из воздухо-воздушного теплообменника поступает в полость за диском ТВД, из которой часть воздуха направляется в предмасляную полость опоры турбины через лабиринтные уплотнения.

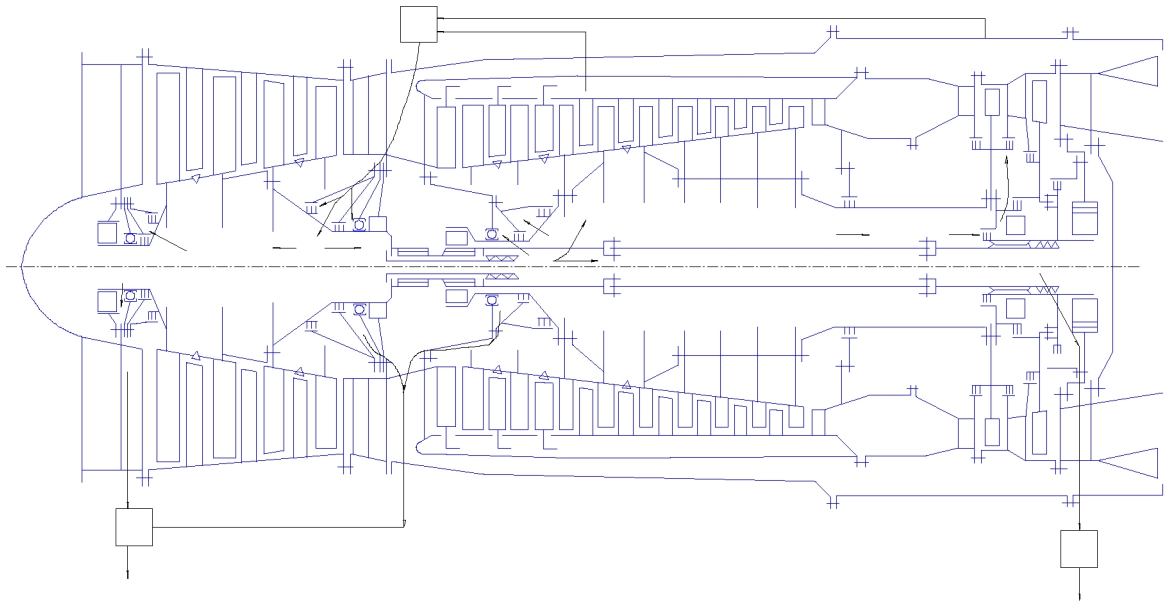


Рис.1.24. Схема системы наддува предмасляных полостей двигателя АЛ-31Ф

Опоры выполнены по трехполостной схеме, в которую входят: масляная полость, предмасляная полость, полость наддува. Работа трехполостной схемы заключается в следующем. Управляемые во всех трех полостях давления обеспечивают на всех режимах работы двигателя и полета самолета постоянно направленный перепад давления (от полости наддува к масляной полости) на масляных контактных уплотнениях, в результате чего исключено попадание масла и его паров в газозоудушный тракт двигателя. На переходных режимах в предмасляные полости может попадать из масляных полостей незначительное количество масла, которое отводится за борт через клапаны суфлирования компрессора и турбины.

Предмасляная полость отделена от масляной безрасходными контактными уплотнениями, от полости наддува - лабиринтными уплотнениями. На контактных уплотнениях поддерживается оптимальный постоянный перепад давления для передней и средней опор - клапаном суфлирования компрессора, а для турбинных опор - клапаном суфлирования турбины.

Узел масляного уплотнения предотвращает утечки масла в проточную часть компрессора и воздуха - из проточной части в масляные полости. Масляные уплотнения опор компрессора (рис. 1.25 и 1.26) состоят из сдвоенных сегментных уплотнений с браслетными пружинами.

Альтернативой этому техническому решению является *система ТГДУ*, применение которой является в настоящее время обязательной для вновь разрабатываемых компрессоров.

В энергетических установках нашли применение все типы уплотнений, используемые в авиационных двигателях.

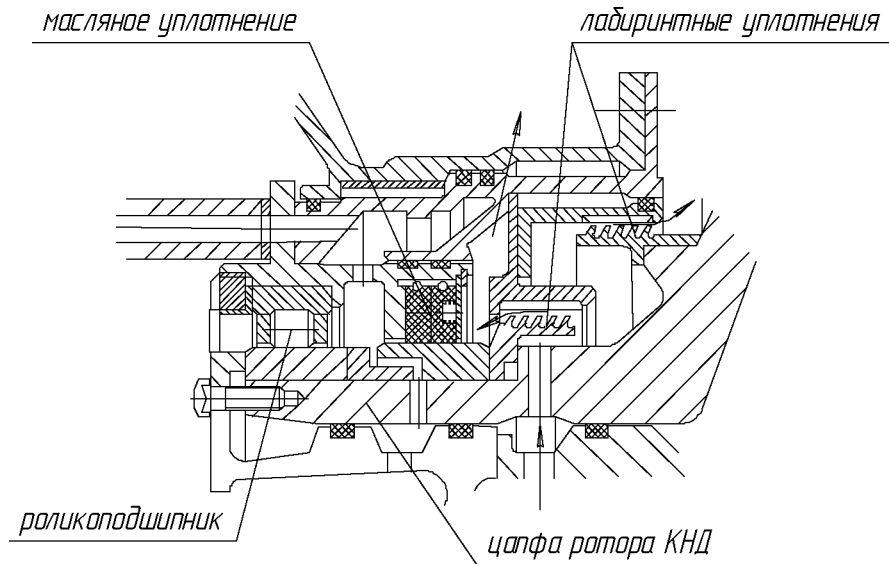


Рис. 1.25. Передняя опора ротора КНД

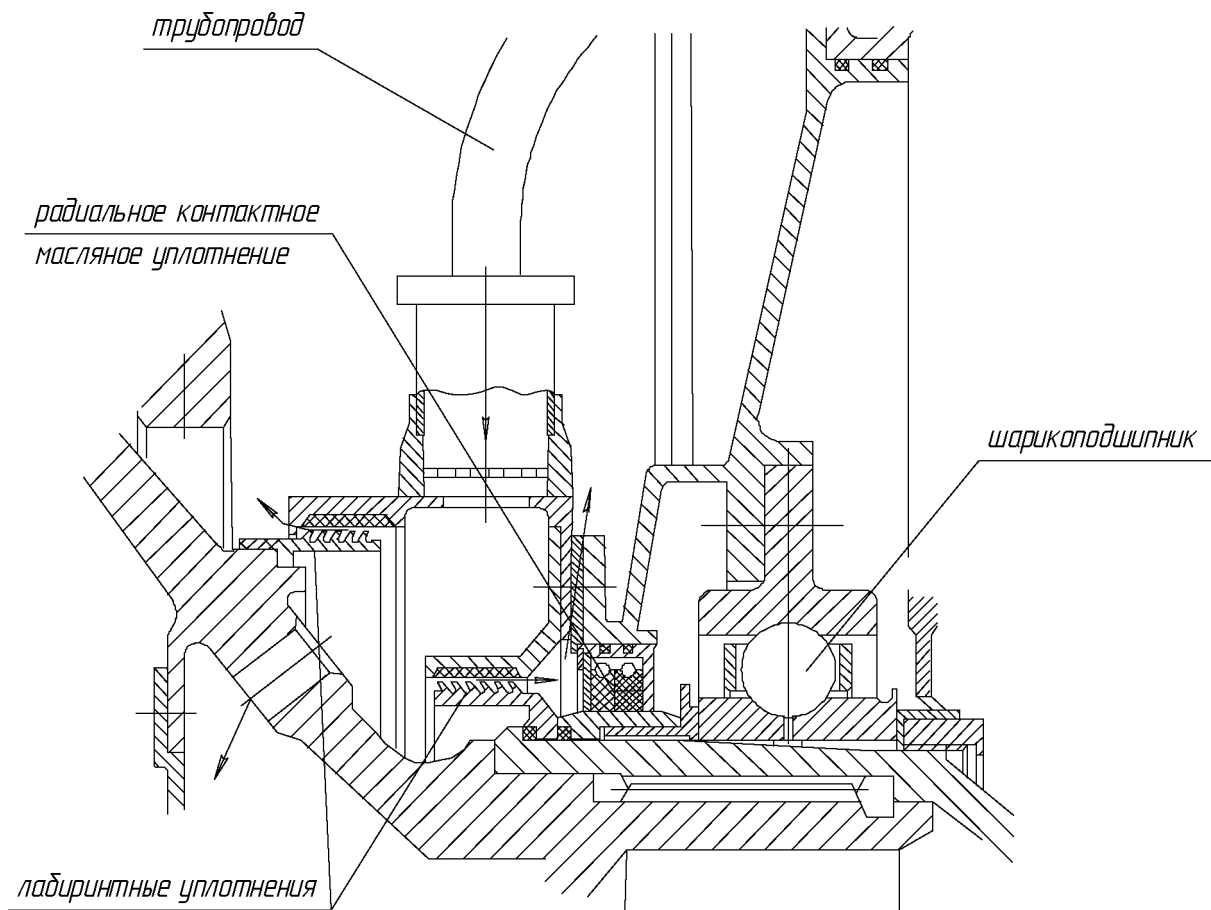


Рис. 1.26. Задняя опора ротора КНД

В центробежных компрессорах природного газа для предотвращения утечек компримируемого газа из проточной части компрессора в полость подшипниковых камер традиционно применяется гидрозатвор с масляным уплотнением, состоящим из двух контактирующих между собой колец (одно – графитовое, другое – стальное, либо оба кольца из силицированного графита или карбида кремния), одно из которых вращается

непосредственно с валом компрессора. В полость между подшипником и графитовыми кольцами подается масло под давлением выше давления транспортируемого газа. Масло запирает газ, обеспечивает смазку и охлаждение пары трения, чем и определяется расход масла в зависимости от перепада давления и геометрии поверхностей колец пары трения.

Преимущества ТГДУ:

- полная герметичность на стоянке и незначительные утечки газа при вращении вала;
- отсутствует необходимость смазки пары трения маслом или другой жидкостью за счет использования газовой смазки (гарантированный зазор величиной 2...4 мкм между торцовыми контактирующими поверхностями обеспечивается путем нагнетания уплотняемого газа в уплотнительную щель);
- при замене штатного уплотнения на торцовое газодинамическое уплотнение не требуется существенная доработка корпуса и вала;
- упрощается маслосистема;
- поставка в виде модуля;
- высокая безопасность и длительный ресурс (срок службы 100 000 ч);
- незначительные потери мощности на трение;
- незначительные эксплуатационные затраты (регламент – через 12000 ч эксплуатации);
- исключается попадание масла в перекачиваемый нагнетателем (компрессором) газ или продукт.

Уплотнительные узлы на основе ТГДУ дороже традиционных, однако существенно снижаются эксплуатационные затраты и такие уплотнения быстро окупаются.

ТГДУ (рис. 1.27) состоит из вращающегося твердосплавного кольца, закрепленного на валу, и аксиально-подвижного углеграфитового кольца, размещенного внутри корпуса, предварительное поджатие которых осуществляется пружинами. На вращающемся кольце имеется напорный участок, на котором выполнены газодинамические камеры глубиной 6...10 мкм (обычно спиральные канавки), а также уплотнительный кольцевой поясок, отделяющий полость высокого давления от полости низкого давления. В качестве вторичных уплотнений используются резиновые уплотнительные кольца.

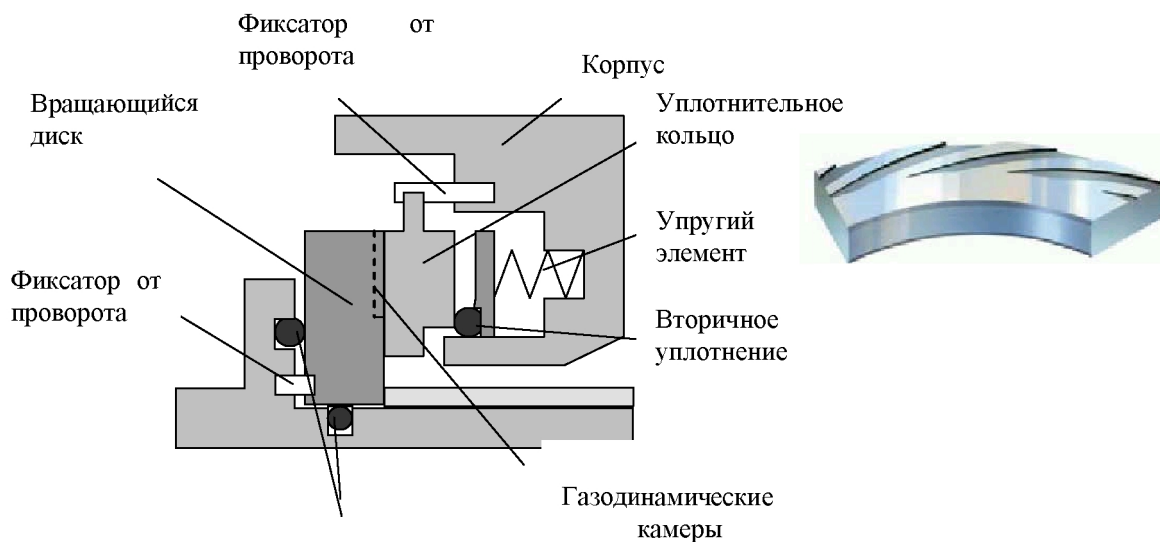


Рис. 1.27. Схема ТГДУ

Торцовое газодинамическое уплотнение работает по принципу уравнивания газостатических и газодинамических сил, действующих на аксиально-подвижное и вращающееся кольца. При стоянке под действием газостатических сил и сил

предварительного сжатия пружин уплотнительные кольца прижаты друг к другу. При этом утечки газа через уплотнение не происходит.

Очищенный газ с давлением, несколько превышающим давление всасывания компрессора, подается в полость перед уплотнением. Из нее часть газа поступает через внутреннее лабиринтное уплотнение в сторону полости компрессора, тем самым отсекая грязный рабочий газ, а часть дросселируется через пару трения торцового уплотнения. На этом уплотнении срабатывается рабочее давление очищенного газа, а его утечка отводится «на свечу». В нагнетателях природного газа последовательно основной ступени ТГДУ устанавливается резервная ступень, которая герметизирует полость компрессора в случае аварийного разрушения основной ступени торцового уплотнения.

При проектировании ТГДУ необходимо решить ряд взаимосвязанных задач (рис. 1.28).

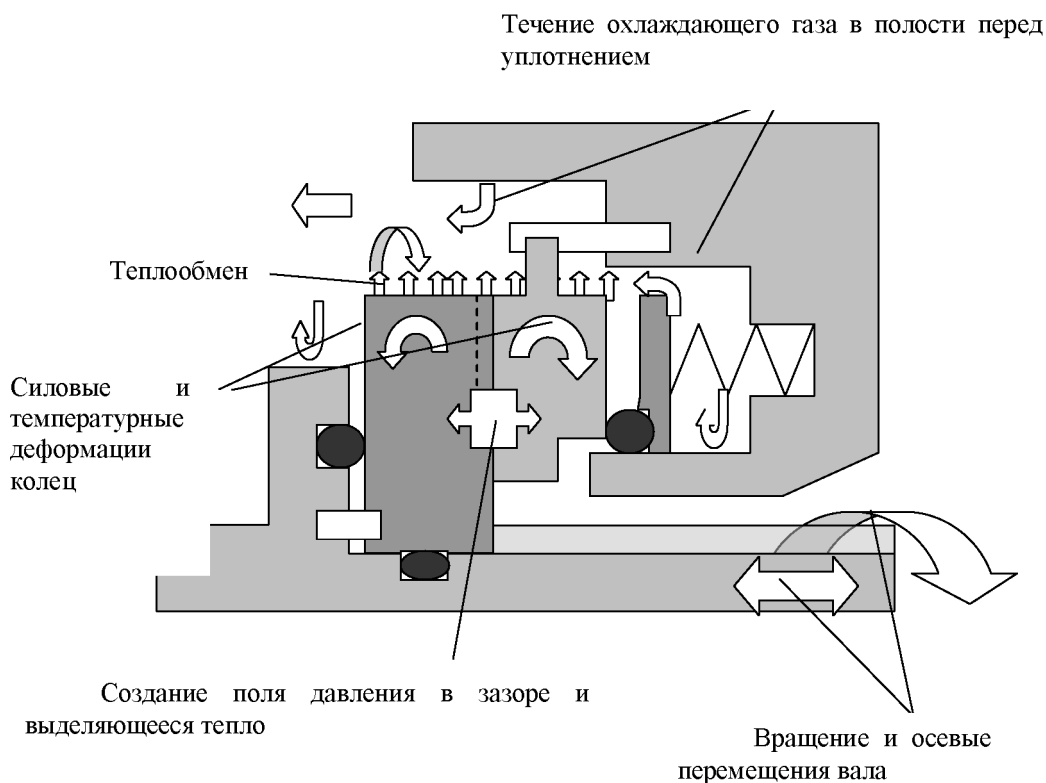


Рис. 1.28. Основные проблемы, возникающие при проектировании ТГДУ

Для создания газодинамического давления осуществляется нагнетание уплотнительной среды вращающейся поверхностью в зазор. Особенно газодинамически эффективны плоские клиновидные и ступенчатые щели, глубины которых сравнимы с минимальной величиной зазора. Чаще всего используются спиральные канавки с постоянной глубиной несколько микрон и камеры Рэлея, которые направлены в сторону вращения. Уплотняемая среда под действием перепада давления и вращения попадает в канавку, разгоняется и тормозится в конце канавки, создавая зоны с высоким газодинамическим давлением. Давление в торцевой щели повышается, в результате чего аксиально-подвижное кольцо отодвигается от вращающегося кольца, образуя гарантированный зазор 0,002мм ... 0,005мм. Таким образом, во время работы поверхности уплотнительных колец не контактируют друг с другом.

При остановке турбомашин возможно вращение ротора в обратную сторону, а газодинамические камеры обладают только односторонним действием. При вращении ротора в обратную сторону канавки «выкачивают» газ из зазора, что приводит к контакту уплотнительных поверхностей. В связи с этим для ряда турбомашин возникает необходимость создания «реверсивных» ТГДУ с газодинамическими камерами, не зависящими от направления вращения. «Реверсивные» ТГДУ также позволяют сократить

производственные и эксплуатационные издержки для турбомашин, требующих установки двух узлов – «левого» и «правого». При использовании реверсивных уплотнений достаточно иметь один узел в резерве на весь агрегат вместо двух традиционного исполнения. Однако газодинамическая несущая способность и жесткость «реверсивных» уплотнений ниже на 30...50%.

Газодинамические камеры изготавливают травлением, фрезерованием, ионным фрезерованием или с помощью лазерной технологии.

1.5. Организация подвода и отвода смазки

Подвод масла для трущихся поверхностей одна из главных, но не единственная функция масляной системы двигателя. Масло используется не только для смазки поверхностей контакта, но и для отвода тепла от них. «При этом у современных ГТД обеспечение потребного теплового состояния узлов трения является наиболее значимой задачей. Так для смазки теплонагруженного РУП может оказаться достаточным весьма незначительное количество масла (не более 100 г/ч), а для съема тепла, выделяемого им (10...20 кВт), требуется подавать масла до 0,15 л/с) [1].

Тепловой баланс в масляной полости опор двигателя означает, что тепло от всех источников, переходящее в масляную полость, отводится маслом, подаваемым на подшипники, шестерен и контактные уплотнения.

Количество этого тепла зависит от режима работы двигателя. Каждому режиму работы двигателя соответствует свой объем масла проходящий через опоры двигателя в единицу времени, который называется *прокачкой масла через двигатель*, а тепло, аккумулируемое маслом, в свою очередь называется *теплоотдачей в масло*.

Уравнение теплового баланса:

$$Q_{\Sigma} = q_{M\Sigma} \cdot C_M \cdot \rho_M (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где $Q_{\Sigma} = Q_{CT} + Q_B + Q_{II} + Q_{Ц.П.} + Q_{К.П.}$ – суммарное количество тепла, поступающего в масляную полость опоры через стенки Q_{CT} , с воздухом через уплотнения Q_B , от подшипников Q_{II} , центрального привода $Q_{Ц.П.}$ и коробки приводов $Q_{К.П.}$;

$q_{M\Sigma}$ – суммарная прокачка масла;

C_M, ρ_M – теплоемкость и плотность масла;

$t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$ – подогрев масла, разность температур масла на выходе и на входе в масляную систему опор.

Прокачка масла через двигатель:

$$q_M = \frac{Q_{\Sigma}}{C_M \cdot \rho_M (t_{M \text{ вых}} - t_{M \text{ вх}})}, \text{ л/мин}$$

Важной конструкторской задачей при создании опор является формирование системы принудительного подвода масла к подшипникам и шестерням, системы слива масла из масляной полости опор и системы суфлирования этих полостей.

Как уже отмечалось в начале этой главы, к масляной полости каждой опоры нужно подвести как минимум три трубопровода: подвода, слива и суфлирования. А если это ТРДД и коробка приводов и, следовательно, маслоснасос размещены на наружном корпусе двигателя, то каждый трубопровод должен еще пересечь тракт II контура.

Здесь следует рассмотреть размещение коммуникаций в самой опоре. *Прокладка трубопроводов внутри опоры* основывается на принятой принципиальной схеме масляной системы, связи между ними, направления потоков масла и маслосмеси, и

оформляется по ГОСТ. В инженерной практике используют схему в так называемом мнемоническом исполнении (рис. 1.29), которая более удобна для восприятия.

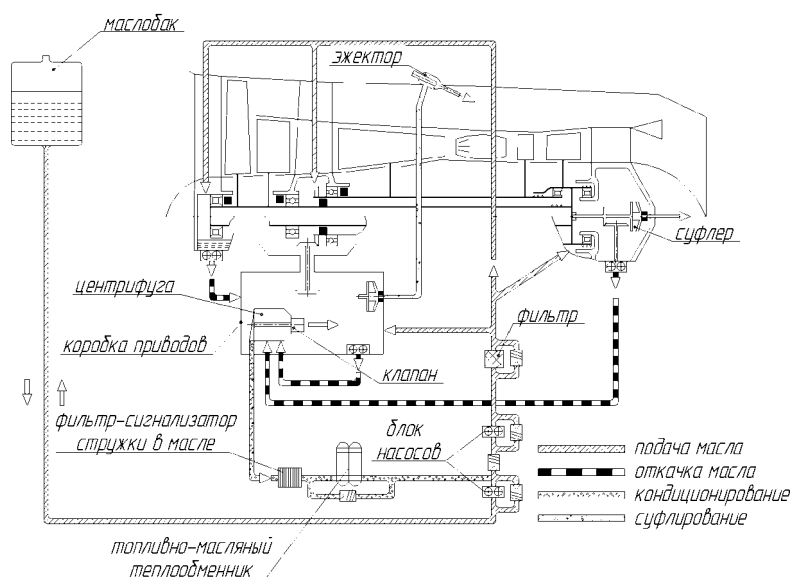


Рис. 1.29. Схема масляной системы

В соответствии со схемой масляной системы на линию нагнетания масло подается одним насосом и задача состоит в том, чтобы получить минимальные путевые потери давления $P_{потерь}$ и обеспечить пред форсунками подачи масла на подшипники давление:

$$\Delta P = P_M - P_{потерь} = 0,4^{\pm 0,05} \text{ МПа}.$$

Итак, для проектирования коммуникации подвода масла внутри опоры необходимо определить прокачку масла через каждую опору ($q_{M1}, q_{M1} \dots q_{Mn}$), то есть знать тепловые потоки в каждой опоре ($Q_{\Sigma 1}, Q_{\Sigma 1} \dots Q_{\Sigma n}$), подогрев масла в каждой из них ($\Delta t_{M1}, \Delta t_{M2} \dots \Delta t_{Mn}$) и сорт масла (C_M, ρ_M).

Определение тепловых потоков рассмотрено ранее, а подогрев масла в опорах ТРДД можно принять: в передней опоре – $5 \dots 10^\circ \text{C}$, в средней опоре – $35 \dots 45^\circ \text{C}$ и в опоре турбины – $70 \dots 80^\circ \text{C}$.

Площадь, проходное сечение трубопроводов (каналов) в опоре можно найти из уравнения расхода:

$$q_{Mi} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V,$$

где $\frac{\pi d_i^2}{4} (S_i)$ – площадь проходного сечения трубопровода, канала

V – скорость течения среды в трубопроводе.

На линии откачки масло из масляной полости каждой опоры отсасывается своим масляным насосом повышенной производительности. Важно обеспечить слив вспененного масла (количество масла в котором до 50%) и нагретого (до $150 \dots 220^\circ \text{C}$) масла самотеком со скоростью не более $0,3 \dots 0,4 \text{ м/с}$.

Насыщение масла воздухом увеличивает объем откачиваемого масла в два с лишним раза, но при этом снижается вязкость масла и снижаются гидравлические потери.

Поэтому при оценке проходных сечений в сливных магистралях расход масла в уравнении расхода нужно увеличить в 1,5...1,7 раза ($K_y = 1,5...1,75$):

$$K_y q_{Mi} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V.$$

Отдельно о **системе суфлирования**. Как указывалось ранее, чтобы предотвратить утечку масла через уплотнение, давление перед ним должно быть больше, чем в масляной полости. Но «чтобы исключить накопление в масляной полости воздуха, которое привело бы к уменьшению перепада давления на уплотнении, осуществляется равновесный отвод из нее воздуха. Эту функцию выполняет система суфлирования» [1]. Особенностью транспортирования воздуха из маслополости до динамического суфлера является то, что воздух содержит капли и пары масла, т.е. по трубе течет двухфазная смесь, в которой происходит резкое понижение скорости звука – до 30 м/с.

Это означает, что при такой скорости может произойти запирание потока в трубопроводе – отсюда и ограничение скорости до 20 м/с.

Такое ограничение скоростей обеспечивает минимальные гидравлические потери в каналах опоры.

Допускаемые скорости течения масла и масловоздушной смеси V принимаются по таблице 1.3.

Таблица 1.3

Допускаемые скорости течения масла

масло	на линии нагнетания	2...3 м/с
	на линии слива: самотеком	0,3...0,4 м/с
	за откачивающим насосом	не более 2 м/с
воздух	на выходе из динамического суфлера	100 м/с
воздушно-масляная смесь	от масляной полости до динамического суфлера	не более 20 м/с

Для определения площади проходных сечений трубопроводов системы суфлирования полагается, что количество воздуха, входящего в масляную полость через все уплотнения должно выйти через систему суфлирования без повышения давления в масляной полости.

Это равновесие может быть получено изношенностью уплотнений или при нарушении нормальной работы одного из уплотнений. Чтобы этого не произошло, проходные сечения каналов в агрегатах и трубопроводах системы суфлирования выбирают с учетом требуемой избыточности по пропускной способности [2].

По стандарту вводится коэффициент избыточности пропускной способности $K_{изб}$:

$$K_{изб} = \frac{G_{np}}{G_{упл}},$$

где G_{np} – предельно допустимый расход воздуха в системе суфлирования;

$G_{упл}$ – расход воздуха через максимально изношенные уплотнения.

Величина $K_{изб}$ составляет для лабиринтных уплотнений не менее 1,5, а для контактных – не менее 2,5.

Предельно допустимым расходом воздуха в системе суфлирования будет такой расход, при котором величина давления в системе суфлирования достигает максимального нормированного значения.

Тогда уравнение расхода для определения проходных сечений трубопроводов системы суфлирования будет иметь вид:

$$G_{\text{упл}} \cdot K_{\text{изб}} = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot V \cdot z,$$

где z – требуемое количество трубопроводов, при проходе через ребра опоры.

Зная требуемые площади трубопроводов на всех коммуникациях, идущих к масляной полости, можно решить задачу конструктивного оформления их на участках: «проход через ребро» (так называемые радиальные трубопроводы) и «разводка внутри масляной полости».

Конструкция радиальных трубопроводов.

Провести трубы через ребро опоры это значит выполнить следующие требования:

- обеспечить заданную площадь проходного сечения;
- исключить касание трубки о внутренние стенки ребра (зазор 1,0...1,5), чтобы не допускать истирания, разрушения и разгерметизации системы;
- иметь возможность монтажа и демонтажа при сборке опоры;
- обеспечить теплоизоляцию от тепловых потоков из газового тракта (в опоре турбины);
- гарантировать герметичность (без внешнего осмотра).

Проведем анализ путей решения задачи в каждой из опор.

Передняя опора. Это концевая опора с одним подшипником, с одной подсистемой уплотнений, практически без притока тепла из вне, подогрев масла мал ($5...10^\circ\text{C}$), суфлирование масляной полости обеспечивается откачивающим насосом. Одно из затруднений – малая толщина профиля ребра, особенно в варианте, когда совмещены функции лопаток ВНА и ребра опоры. Например, в ребре лопатки ВНА передней опоры ТРДДФ АЛ-31Ф компактно размещена трубка подвода масла, а также каналы слива масла и суфлирования.

Средняя опора. Разводка трубопроводов внутри масляной полости для подвода масла к нескольким потребителям возникает в средней опоре, где не один, а несколько подшипников и шестерен, или в опорах с гидродинамическим демпфером. В стыках трубопроводов обычно используются телескопические соединения с резиновым уплотнительным кольцом.

Опора турбины. Необходимость выполнения всех перечисленных выше требований, большое число систем уплотнений, делают задачу проводки радиальных трубопроводов сложной. Трубки теплоизолируются или нанесением теплозащиты или выполняются по схеме «трубка в трубке» и внутренняя полость ребра (лопатки СА) продувается охлаждающим воздухом.

Решение проблемы требуемых проходных сечений решается в системе слива и системе суфлирования, увеличением числа трубок.

Выбор схемы подвода масла к подшипникам.

Существует два основных способа подвода масла к подшипникам: первый – через систему струйных форсунок, которые подают струи масла на тела качения через зазор между внутренним кольцом и сепаратором, и второй – подвод масла через вал, когда на внутренней поверхности вала образуют масляную ванну с повышенным давлением в слое масла и масло на тела качения подается через отверстия в стенке вала и во внутреннем кольце.

Граница оптимальности способов подачи масла на тела качения подшипников определяется возможностью попадания масла на тела качения, которая выражается коэффициентом быстроходности $d_m \cdot n$ (d_m – средний диаметр подшипника по центрам тел качения в мм, n – частота вращения в об/м, (табл. 1.4).

Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла

	Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
А	до $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2,2 \dots 3,5 \cdot 10^6$	смешанный подвод
В	свыше $3,5 \cdot 10^6$	через вал

При $d_m \cdot n > 2,2 \cdot 10^6$ масло, подаваемое через форсунки, не достигает всей поверхности тел качения (не обеспечивается «прострел»). При коэффициенте быстроходности более $3,5 \cdot 10^6$ возможно делать подвод только через вал, так как при боковом подводе через форсунки будут охлаждаться только боковые поверхности тел качения со стороны подвода.

Конструктивные исполнения.

Вариант А. Подвод масла к подшипникам форсункой выполняется при центрировании сепаратора по наружному кольцу. Масло подводится к подшипникам и шестерням струйными форсунками. Струйная форсунка подает масло в виде компактной струи, которая распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла 2α небольшой и составляет $5 \dots 20^\circ$ – даже при небольших перепадах давления на форсунке ΔP_ϕ струя обладает большой дальностью.

Скорость истечения из форсунки ограничивается $V_\phi = 25 \dots 30 \text{ м/с}$ во избежание нагрева и вспенивания масла.

Для равномерного охлаждения неподвижного кольца подшипника, чтобы исключить искажение его геометрии, масло на подшипник подается через несколько форсунок ($z = 3 \dots 6$), равномерно размещенных по окружности. Потребный расход масла через одну струйную форсунку, исходя из расхода масла на подшипник, равен q_m :

$$q_\phi = \frac{q_m}{z}.$$

Геометрические параметры форсунки определяются из уравнения расхода:

$$q_\phi = \mu_\phi F_c \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_\phi}, \quad G_\phi = \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta P_\phi},$$

где $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ – площадь сопла форсунки;

ρ_m – плотность масла;

$\Delta P_\phi = P_{\text{вх}} - P_{\text{м п}} = 0,4 - 0,05 = 0,3 \dots 0,35 \text{ МПа}$ – перепад давления на форсунке;

$\mu_\phi = \frac{q_\phi}{q_{\phi \text{т}}}$ – коэффициент расхода форсунки (отношение действительного расхода к теоретическому).

Максимальное значение $\mu_\phi = 0,75 \dots 0,85$ получается при отношении длины сопла к его диаметру $2 < l_c/d_c < 5$ и оптимальном угле 20° .

Если принять, что среднее значение расхода масла на подшипники: роликовый, в опоре компрессора – $q_m = 1 \dots 3 \text{ л/м}$, а в опоре турбины – $q_m = 4 \dots 12 \text{ л/м}$, радиально-упорный шариковый, в опоре компрессора – $q_m = 4 \dots 12 \text{ м/с}$, то диаметры сопла струйных форсунок находятся в пределах:

$d_\phi = 1,2 \dots 1,5 \text{ мм}$ – для роликовых в опорах компрессора;

$d_\phi = 4,0 \dots 5,0 \text{ мм}$ – для остальных случаев.

Для получения наибольшего эффекта «прострела» масла между телами качения, чтобы обеспечить подачу «холодного» свежего масла на тела качения, ось сопла форсунки должна быть ориентирована относительно плоскости вращения и направлена в точку,

разделяющую пополам зазор между внутренним кольцом и сепаратором. Угол $\alpha = 15...20^\circ$, угол $\beta = 0...45^\circ$ (относительно оси вращения), расстояние от форсунки до подшипника $h = (4...5)d_{\phi}$. Наклоном оси сопла форсунки и расстоянием h можно регулировать площадь пятна факела в зазоре.

Вариант Б. Подача масла через вал может использоваться в разных конструктивных исполнениях во всех опорах, но наиболее просто в концевых опорах. В основе его лежит эффект вращения сосуда с жидкостью, когда ось вращения расположена горизонтально, а угловая скорость ω столь велика, что силой тяжести можно пренебречь по сравнению с центробежными силами [23]. Закон изменения давления в жидкости для этого случая получается из рассмотрения равновесия элементарного объема с площадью основания dS и высотой dr , взятой вдоль радиуса.

Тогда уравнение равновесия выделенного объема в направлении радиуса:

$$pdS = (p + dp)dS + \rho_m \omega^2 r dr dS = 0,$$

сокращая и интегрируя, можно получить:

$$dp = \rho_m \omega^2 r dr,$$

$$p = \rho_m \omega^2 \frac{r^2}{2} + C.$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что сосуд лишь частично заполнен маслом и при $r = r_0$, $p = p_0$, следовательно $C = P_0 - \rho_m \omega^2 \frac{r_0^2}{2}$.

И тогда закон распределения давления по толщине слоя:

$$P = P_0 + \rho_m \frac{\omega^2}{2} (r^2 - r_0^2),$$

где $r - r_0 = h$ – толщина слоя, определяемая высотой бурта канавки.

При подаче масла внутрь отведенного участка полости вала по высоте и форме канавки образуется слой масла, давление в котором можно создать в 3...5 раза выше, чем давление за насосом. Это позволяет транспортировать масло по сложной системе каналов и проточек к телам качения, к торцевым уплотнениям и др.

Следует отметить, что это лучший прием подвода масла к межвальному подшипнику и контактными уплотнениями.

При подаче масла через вал, то есть с использованием центробежных сил, в опорах перед турбиной ВД или за ней, удаленных от концов вала, применяется подвод с помощью вращающихся захватов с встречной подачей на них струи масла из охватывающего вал кольцевого коллектора.

2. ОБЩАЯ ВИБРАЦИЯ ДВИГАТЕЛЯ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

Максимальное облегчение конструкции авиационных ГТД привело к тому, что колебания определенных его узлов нельзя рассматривать изолированно от всей системы. Таким образом, *ГТД представляет собой сложную динамическую систему*, способную совершать колебания различных видов.

В общем случае, авиационный ГТД рассматривается как динамическая система «ротор – корпус - подвеска».

Основным источником (есть и другие источники) возбуждения колебаний такой системы является ротор, когда из-за неуравновешенности вращающегося ротора возникает периодическая возмущающая сила, вызывающая силовое возбуждение колебаний опор и всего корпуса двигателя. Эти колебания воспринимаются корпусом (мотогондолой) летательного аппарата через стержни подвески. Для уменьшения передаваемой на самолет возмущающей силы используются демпфирующие устройства, размещенные в точках подвеса стержней.

На корпусе двигателя всегда размещаются агрегаты систем двигателя, которые испытывают кинематическое возбуждение колебаний от корпуса, на котором они закрепляются. Для снижения уровня сил, возбуждающих колебания агрегатов, их устанавливают на корпус с помощью виброизоляторов.

Поэтому *вибрацией называют реакцию динамической системы на действие возмущающих сил*. Она зависит от числа, величины возмущающих сил, характера и места их действия. Все источники вызывают вибрацию основного элемента силовой системы ГТД – корпуса. И *общая вибрация двигателя определяется как вибрация силового корпуса и представляет собой спектр колебаний различной частоты*.

Из этого анализа можно заключить, что *реакция корпуса двигателя на действие возмущающей силы является основным параметром, определяющим вибрационное состояние двигателя и называется общей вибрацией двигателя*.

Силовой корпус кинематически возбуждает все закрепленные на нем «несиловые» элементы (агрегаты, приборы, трубопроводы и др.), опасность разрушения которых определяется опять же общей вибрацией.

Поэтому интенсивность общей вибрации используется в качестве качественного параметра оценки динамической напряженности двигателя. Цель изучения общей вибрации – овладение методами снижения ее интенсивности на всех этапах жизненного цикла двигателя.

Источники вибрации.

Роторная вибрация. Ротор – основной и наиболее важный источник вибрации ГТД. Линейные смещения точек корпуса в любом направлении можно описать выражением:

$$x_{pk} = \sum_{k=1}^n A_k \cos(k\omega_p t - \varphi_k),$$

где A_k – амплитуда k -й гармоники;

k – порядок гармоники;

ω_p – угловая частота вращения ротора;

n и $k = 1, 2, 3, \dots$

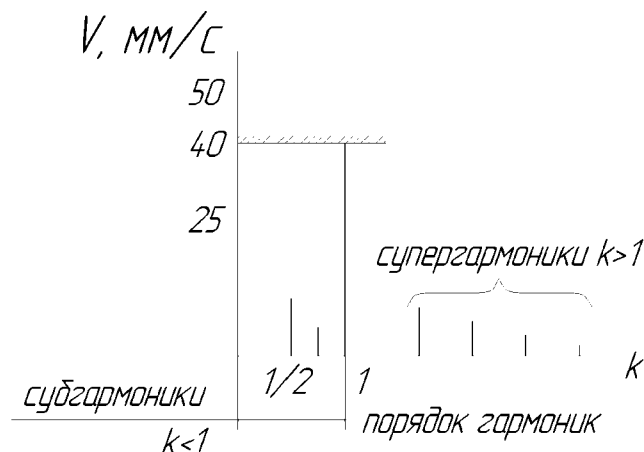


Рис. 2.1. Виды гармоник

Супергармонические ($k > 1$) и субгармонические колебания ($k < 1$) быстро затухают, поэтому главной является первая гармоника (рис. 2.1). Ее амплитуда A_1 пропорциональна величине дисбаланса и зависит от уровня демпфирования роторной вибрации и от близости к критическим частотам вращения ротора. На критических частотах вращения коэффициент передачи μ в 3...4 раза выше. Демпферы опор позволяют снизить коэффициент передачи до

0,6...0,8. Частоты первых гармоник роторной вибрации в авиационных ГТД находятся в пределах 30...750 Гц.

Порядок гармоник k определяется как отношение частоты вибрации f к частоте вращения источника f_p (частоте следования точки на роторе):

$$k = \frac{f}{f_p} = \frac{\text{замеренная частота вибрации}}{\text{частота следования точки на роторе}};$$

$$f = k \cdot f_p.$$

Лопаточные гармоники. Лопаточные машины – компрессоры, турбины, воздушные винты – генерируют в значительной степени вибрации аэродинамического происхождения, определяемые, в основном, тремя признаками: неидентичностью аэродинамических характеристик отдельных лопаток ступени (лопастей винта), отклонением от их заданного углового расположения и неравномерностью газового потока на входе.

Рассмотрим лопаточные гармоники вентилятора. Частота аэродинамической вибрации кратна частоте вращения ротора $f_{pНД}$ (частоте следования точки на роторе), числу лопаток на рабочем колесе z_e и порядку лопаточных гармоник i :

$$f_{ei} = iz_e f_{pНД} = k \cdot f_{pНД}.$$

Порядок лопаточной гармоник

$$i = \frac{f_{ei}}{z_e f_{pНД}} = \frac{\text{замеренная частота вращения}}{\text{частота следования лопаток РК относительно лопаток НА}}.$$

Итак, $i = 1, 2, 3, \dots$ – порядок лопаточных гармоник по отношению к частоте следования лопаток перед препятствием, например, стойками опор и лопатками НА, а по отношению к частоте вращения ротора k :

$$f_{ek} = k \cdot f_{pНД} = iz_e f_{pНД}.$$

Частота лопаточной вибрации значительно выше частоты роторной вибрации.

Зубцовые гармоники генерируются зубчатыми передачами мощных редукторов и коробок приводов. По аналогии с лопаточными гармониками:

$$f_{zk} = k \cdot f_{вращ} = iz_{ш} f_{вращ},$$

где f_{zk} – частота зубной вибрации;

$z_{ш}$ – число зубьев шестерни;

$f_{вращ}$ – частота вращения шестерни.

Вибрация, возбуждаемая процессами в газозоудушном тракте двигателя:

- 1) Вращающийся срыв. Частота вибрации корпуса $f_{cp} = (0,3...0,6) f_p$;
- 2) Помпаж $f_n = 2...30$ Гц;
- 3) Вибрационное горение в форсажной камере. Возникают низкочастотные (НЧ) и высокочастотные колебания (ВЧ):

$$f_{НЧ} = 50...600 \text{ Гц}; f_{ВЧ} = 1000...5000 \text{ Гц}.$$

Другие источники возбуждения общей вибрации:

- несовершенство подшипникового узла (волнистость беговой дорожки, разноразмерность тел качения, искажение геометрии сепаратора);
- вибрации от колебаний лопаток и дисков;
- акустический шум.

Вибрация первых двух источников слабо проявляется на силовом корпусе двигателя, но акустический шум при больших значениях интенсивности шума 50...60 дБ может вызвать дефекты и разрушения на двигателе и самолете.

Опасность вибрации ГТД.

Вибрацию механизма или машины можно определить, как колебания, не предусмотренные их устройством и возникающие вследствие несовершенства конструкции, ее неудовлетворительного состояния, неблагоприятных сочетаний режимов работы или особых условий эксплуатации.

Вызванные вибрацией силы инерции дополнительно нагружают элементы конструкции и могут вызвать их отказ или разрушение.

Хотя колебательная мощность собственной вибрации ГТД мала – она составляет 0,0001 от номинальной мощности и даже меньше – на резонансных режимах динамическая нагрузка на деталях, которые резонируют, т.е. имеют одинаковую или кратную частоту с частотой возбуждения, увеличивается в десятки и сотни раз по сравнению со статическими нагрузками. От 40 до 80% дефектов авиационных ГТД связано с вибрацией.

Причины возникновения вибрационных дефектов:

1. Как было показано выше, это в первую очередь *резонансные явления*;
2. *Усталость металлов*, снижающая прочность конструкций по сравнению со статическим нагружением в 2,5...4,5 раза;
3. *Многофакторность нагружения*. При одновременном действии статических и динамических напряжений предел выносливости падает в 2...3 раза;
4. *Технология изготовления*. Ранее уже рассматривалось влияние технологии производства на надежность конструкции. Есть технологии, снижающие сопротивление усталости, в первую очередь, резание металлов, проявляется и технологическая наследственность и есть технологии, повышающие предел выносливости – поверхностно-пластическое деформирование, термообработка и др.
5. *Недостаточная изученность* причин колебаний во вновь создаваемом двигателе.

Вывод: колебания силового корпуса авиационного ГТД, вызываемые каким-либо источником, передаются на все элементы двигателя, на подвеску и на летательный аппарат, следовательно, общая вибрация ГТД определяет надежность элементов двигателя и основного объекта.

Поэтому устанавливается определенный уровень вибрации для данного двигателя в течение всего ресурса.

Нормирование вибрации.

За норму принимаются такие значения вибрации, при которой в течение заданного ресурса не возникают с большой степенью вероятности вибрационные дефекты и отказы, а меры обеспечения заданных норм остаются приемлемыми для конструкции, технологии и эксплуатации.

Критериями опасности основного источника общей вибрации двигателя – роторной вибрации – являются предельные виброперемещения элементов двигателя $S_{\max}$, превышение допускаемых вибронпряжений σ_V и превышение уровня инерционных сил (виброускорения W).

Предельные виброперемещения $S_{\max}$ (или геометрический критерий) вызывает задевание ротора за статор, задевание валов, соударение трубопроводов.

Превышение допускаемых вибронпряжений σ_V (или усталостный критерий) вызывает усталостные дефекты – трещины, разрушения.

Превышение инерционных сил (или силовой критерий) вызывает повреждения подшипников, размыкание (или замыкание) контактов реле и др.

В соответствии с этими критериями опасности ограничивают виброперемещения s , виброускорение w , а также вибронапряжения σ_V .

Было доказано и опыт доводки авиационных ГТД подтвердил, что вибронапряжения σ_V достаточно хорошо коррелируют (согласуются) с виброскоростью v , т.е. виброскорость можно использовать в качестве усталостного критерия.

Следовательно, при анализе общей вибрации двигателя нужно различать три амплитуды: амплитуду виброперемещения s , амплитуду виброскорости v и амплитуду виброускорения w . Они связаны между собой соотношениями:

$$V = \omega S, W = \omega^2 S = \omega V.$$

В соответствии с рекомендациями ГОСТ (рис. 2.2) для частотного диапазона вибраций $10 \dots 10000 \text{ Гц}$ до 10 Гц ограничивают амплитуду виброперемещений $S \leq 0,45 \text{ мм}$, а выше 600 Гц – амплитуду виброускорений $W \leq 150 \text{ мм/с}^2$. Виброскорость в основном рабочем диапазоне от $100 \dots 600$ до 750 Гц не должна быть выше 40 мм/с .

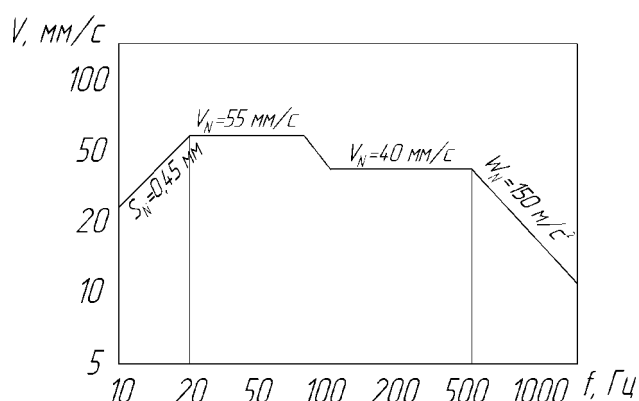


Рис. 2.2. Зависимость виброскорости от частоты

Для двигателей большого ресурса нормы вибрации должны быть снижены, т.к. в основе этих норм лежат усталостные кривые с непрерывно снижающимися по числу циклов допускаемыми переменными напряжениями.

Методы измерения вибрации.

Вибрацию двигателей измеряют с помощью индукционных, пьезоэлектрических, емкостных вибропреобразователей (вибродатчиков). Важное значение имеет выбор места установки вибродатчика, так как от этого зависит достоверность и надежность оценки уровня вибрации.

Датчики располагают в плоскости опор двигателя, в плоскости подвески, в стыках корпусов узлов.

Вибродатчики ориентируются по осям OX, OY и OZ и сами датчики и места их установки называются *штатными*.

Вибрация в штатных точках не обязательно должна быть максимальной, но обязательно четко и устойчиво связанной с возбуждающими силами.

Если сигнал от вибродатчика пропорционален виброскорости v , он называется *велосиметром*, если виброускорению w – *акселерометром*.

Поиск источника и причины вибрации.

Поиск источника – наиболее сложный этап в устранении причин повышения уровня вибрации.

Исходной информацией при идентификации и оценке интенсивности вибрации являются спектрограммы виброскорости $V = f(f_p)$, полученные при стендовом испытании двигателя (рис. 2.3) с помощью вибродатчиков или тензорезисторов.

Вибрация идентифицируется, то есть устанавливается ее происхождение, методом сравнения экспериментальных частот $f^э$ и расчетных f , при которых значения виброскорости V минимальны. Расчетные значения частот роторной вибрации были даны ранее – $f = k \cdot f_p$. Следовательно, экспериментальные ее значения $f^э$ для данной гармоники должны быть или равно расчетному или быть близким к нему, тогда

$$k_э = \frac{f^э}{f_p}.$$

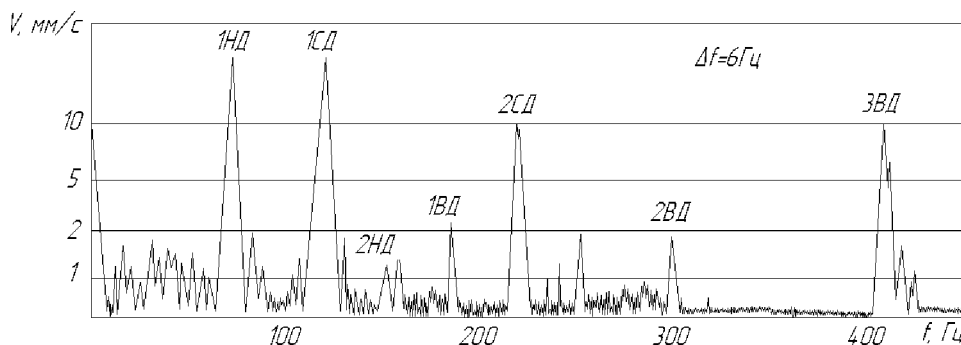


Рис. 2.3. Стеновые спектрограммы виброскорости

Если порядок гармоники $k_э$ оказался близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел двигателя (например, ротор каскада ВД).

Подобный анализ вентиляторной вибрации основывается на замере частоты импульсов сил, получаемых лопатками НА, стоящими за рабочим колесом. За каждый оборот ротора каждая статорная лопатка получает $z_в$ импульсов сил, где $z_в$ – число лопаток рабочего колеса:

$$f_{вi} = iz_в f_{рНД}, \quad i_э = \frac{f_{вi}^э}{z_в f_{рНД}}.$$

Источник найден, если $i_э$ окажется близким i расчетному. Эти «исследованные» гармоники: первая, вторая, третья гармоники ротора, первая, вторая, третья лопаточные гармоники вентилятора, компрессора, турбины, зубные гармоники помогают специалисту ускорить поиск источника вибрации, вызвавшего или повышенное напряжение или разрушения.

Оценка степени опасности вибрации.

Опасными являются сами механические колебания и переменные напряжения в деталях двигателя. Используются два способа оценки опасности вибрации.

1) Общее вибрационное состояние двигателя оценивается по интенсивности вибрации его силового корпуса. Критерием опасности является уровень виброскорости, а в других случаях, например при оценке опасности вибраций агрегатов – уровень виброускорения. Оба критерия используются в серийном производстве и эксплуатации.

2) Используется на стадии доводки двигателя и основной критерий оценки опасности вибрации – уровень переменных напряжений в детали, получаемый путем прямого эксперимента – тензометрированием.

Методы борьбы с вибрацией и высокими переменными напряжениями подробно показаны в [15,24] и в этой главе.

Вибрационная диагностика.

Вибродиагностика – одно из направлений технической диагностики двигателя, использующее в качестве диагностических сигналов различные колебательные процессы. Техническая диагностика решает две задачи обеспечения безотказной работы двигателя в полете: знать текущее состояние двигателя и получать прогноз о его работоспособности на некоторый интервал времени.

Знать текущее состояние возможно по показаниям штатных вибродатчиков. Однако при некоторых дефектах уровень вибрации может не превышать нормативов или, более того, снижаться. Поэтому должно быть обязательным *наблюдение за изменением уровня вибрации и постоянное фиксирование этих изменений*.

Вторая задача вибродиагностики – *определение технического состояния и раннее обнаружение неисправностей двигателя*. Она основана на различии сигналов при разрушении разных деталей двигателя, например, лопаток и подшипников, на распознавании дефектной детали по форме, интенсивности и частоте вибрационного сигнала.

2.1. Виброзащита агрегатов на двигателе

Размещение и запрещение на корпусе ГТД неприводных агрегатов.

На современном авиационном двигателе размещено около 50 агрегатов различных систем: топливной, масляной, системы суфлирования, системы управления двигателем, системы запуска, системы защит и др.

Около 20 агрегатов для функционирования требуют подвода механической энергии в виде крутящего момента на приводном валу и называются приводными агрегатами. К ним относятся насосы, регуляторы, электрогенераторы, динамические суфлеры и др.

Остальные агрегаты: фильтры, теплообменники, клапаны, агрегаты электронного управления двигателем, агрегаты системы розжига, датчики системы защит и др., называются неприводными агрегатами.

Задача заключается в том, чтобы найти оптимальное размещение неприводных агрегатов на двигателе, удовлетворив всем требованиям Норм летной годности (АП-33) и общим тактико-техническим требованиям (ОТТ ВВС).

Основные из них:

- должна быть обеспечена защита агрегатов от теплового воздействия и загрязнения маслом, топливом и др.;
- агрегаты по возможности должны быть закреплены за точки корпуса двигателя, с малым уровнем вибрации или подвеска их оборудована виброизоляцией;
- агрегаты масляной и топливной системы должны быть размещены по течению среды с малыми интервалами, что позволяет уменьшить длину трубопроводных линий;
- снятие одного агрегата не должно повлечь за собой снятие другого;
- агрегаты не должны выступать за линию обводов мотогондолы, к ним должны быть обеспечены подходы для монтажа и демонтажа, и для регулирования (регулирующие винты).

Виброизоляция является действенным средством уменьшения динамических нагрузок на агрегаты и увеличения их работоспособности.

Необходимые данные для проектирования виброзащитной системы.

Для проектирования виброизоляции какого-либо объекта необходимы:

- а) чертежи объекта с указанием возможного расположения мест крепления виброизоляторов;
- б) данные:
 - о весе агрегата m ,

- о положении центра тяжести агрегата, обычно принимаемом за начало координат при расчете виброзащитной системы (координаты центра тяжести агрегата определяются по формулам:

$$x_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i x_i; y_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i y_i; z_o = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n Q_i z_i; \quad (2.1)$$

где Q_i — вес i -того элемента агрегата; x_i, y_i, z_i — координаты центра тяжести i -того элемента агрегата в системе координат X, Y, Z ; n — число элементов агрегата);

- о моментах инерции J_k агрегата относительно k -ой оси системы координат;

- о воздействующей вибрации (ее частоте ω_k и амплитуде s_k в направлении k -ой оси системы координат);

в) характеристика различных подводок (трубопроводов, кабелей и т.д. - их назначение, материал, форма, размеры и др.) с указанием мест их присоединения к объекту;

г) требования, предъявляемые к виброизоляции:

- допускаемые амплитуды перемещения $[A_k]$ и ускорения $[W_k]$ защищаемого объекта (допускаемое перемещение связано обычно с возможностью разрыва подведенных к объекту трубопроводов и кабелей, с возможностью удара защищаемого объекта о соседние конструкции, с точностью работы агрегата; допускаемое ускорение обычно связано с тем, какие инерционные нагрузки может выдержать объект, не теряя работоспособности);

- эффективность виброзащиты на рабочей частоте, определяемая коэффициентом передачи вибрации $\eta_{kp} = \frac{A_k}{s_k}$ (где A_k - амплитуда перемещения защищаемого объекта в направлении k -ой оси);

д) сведения о возможности воздействия на виброизоляторы различных агрессивных веществ (топлива, масла и т. п.) и температуре в местах установки виброизоляторов.

Расчет характеристик виброзащитной системы.

Виброизолятор, как любое упругое тело, при деформации несет потенциальную энергию деформирования Π . В виброisolаторе так же, как правило, существует трение, благодаря которому рассеивается энергия колебаний. При колебаниях направление деформирования виброизолятора меняется, при этом изменяется также направление силы трения, поэтому в координатах «перемещение δ_k - реакция виброизолятора P_k » процесс нагрузки виброизолятора не совпадает с процессом его разгрузки. Эти процессы вместе образуют петлю гистерезиса виброизолятора, площадь которой $\Delta\Pi$ равна энергии, рассеиваемой за один цикл деформации виброизолятора (рис. 2.4).

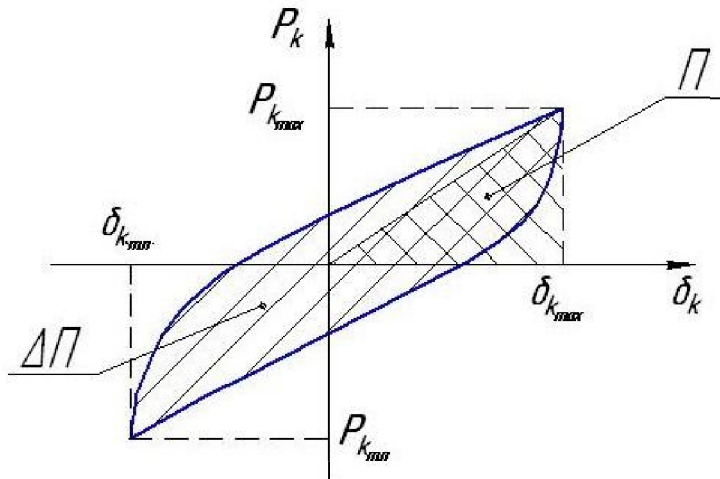


Рис. 2.4. Петля гистерезиса виброизолятора

По петле гистерезиса легко определить экспериментально коэффициент рассеивания энергии виброизолятора $\psi = \frac{\Delta\Pi}{\Pi}$. При решении дифференциального уравнения колебаний виброзащитной системы обычно используется коэффициент демпфирования $\gamma = \frac{\psi}{2\pi}$.

Воспользовавшись методом гармонической линеаризации, представим упругодемпфирующую характеристику виброизолятора в направлении k -ой оси в виде эллипса

$$P_k = C_k (\delta_k + \gamma_k \text{sign} \delta_k \sqrt{A_k^2 - \delta_k^2}), \quad (2.2)$$

где C_k - жесткость в направлении k -ой оси; $\text{sign} \delta_k$ - знак скорости перемещения. Петля гистерезиса виброизоляторов на основе эластомеров и гидропневматических виброизоляторов близка к эллиптической, а для виброизоляторов сухого трения представление петли гистерезиса в виде эллипса ведет к погрешности при расчете резонансной частоты не более 6%.

Тогда при вибрационном кинематическом возбуждении с постоянной амплитудой перемещения s_k дифференциальное уравнение движения виброзащитной системы с одной степенью свободы в абсолютном движении имеет вид

$$\frac{d^2 \xi_k}{dt^2} + \omega_{0k}^2 (\delta_k + \gamma_k \text{sign} \delta_k \sqrt{A_k^2 - \delta_k^2}) = 0, \quad (2.3)$$

где абсолютное ускорение $\frac{d^2 \xi_k}{dt^2} = \frac{d^2 \delta_k}{dt^2} + s_k \omega_k^2 \sin \omega_k t$, $\omega_{0k} = \sqrt{\frac{C_k}{m}}$ - собственная частота колебаний виброзащитной системы в k -ом направлении, t - время.

В относительном движении

$$\frac{d^2 \delta_k}{dt^2} + \omega_{0k}^2 (\delta_k + \gamma_k \text{sign} \delta_k \sqrt{A_k^2 - \delta_k^2}) = -s_k \omega_k^2 \sin \omega_k t. \quad (2.4)$$

Решив это уравнение, можно определить амплитуду деформации виброизолятора

$$A_k = s_k \sqrt{\frac{1 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2 \right)^2 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2}}, \quad (2.5)$$

откуда коэффициент передачи вибрации

$$\eta_k = \frac{A_k}{s_k} = \sqrt{\frac{1 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2 \right)^2 + \gamma_k^2 \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2}}. \quad (2.6)$$

На резонансе амплитуда деформации равна

$$A_{k0} = s_k \sqrt{1 + \frac{1}{\gamma_k^2}}. \quad (2.7)$$

Из уравнения (3) определяется амплитуда абсолютного ускорения на резонансе

$$W_{k0} = \omega_{0k}^2 s_k (1 + \gamma_k^2) \sqrt{1 + \frac{1}{\gamma_k^2}}. \quad (2.8)$$

Резонансная частота виброзащитной системы с учетом демпфирования равна

$$f_{0k} = \frac{\omega_{0k}}{2\pi} \sqrt{1 + \gamma_k^2}. \quad (2.9)$$

Если агрегат установлен на n виброизоляторов, вместо C_k следует использовать суммарную жесткость виброзащитной системы в направлении k -ой оси $C_{\Sigma k} = \sum_{i=1}^n C_{ik}$, где C_{ik} - жесткость i -того виброизолятора в направлении этой же оси.

Если пренебречь трением, коэффициент передачи вибрации на частоте ω_k равен

$$\eta_k = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{0k}} \right)^2} \right|. \quad (2.10)$$

Видно, что ослабление вибрации ($\eta_k < 1$) происходит в случае $\omega_k > \omega_{k0} \sqrt{2}$ и будет тем больше, чем больше различие ω_k и ω_{k0} . Диапазон частот после $\omega_{k0} \sqrt{2}$ называется диапазоном вибрационной защиты. Однако чрезмерное уменьшение для его увеличения ω_{k0} (т.е. суммарной жесткости виброзащитной системы) недопустимо, так как мягкая виброзащитная система будет иметь амплитуду колебаний на резонансе, превышающую предельно допустимую. Чрезмерной будет и деформация системы под действием статической нагрузки q_{0k} . Поскольку $mg = C_{\Sigma k} q_{0k} = m \omega_{0k}^2 q_{0k}$, получаем $q_{0k} = g / \omega_{0k}^2$. Так, например, чтобы обеспечить собственную частоту объекта 10 Гц, необходимо разместить его на виброизоляторах такой жесткости, чтобы их статическое перемещение составляло 2,5 мм. При собственной частоте 5 Гц статическое перемещение виброизоляторов будет составлять 10 мм, а для собственной частоты объекта в 1 Гц необходимы виброизоляторы с перемещением 250 мм, что невозможно по соображениям как компоновки агрегатов, так и конструкции виброизоляторов.

Из анализа уравнения (2.6) для коэффициента передачи вибрации с учетом трения видно, что при слишком больших значениях γ ослабление виброизолятором вибрации в диапазоне вибрационной защиты очень мало, и виброзащитная система неэффективна. Но при слишком малых значениях γ будет велика амплитуда колебаний виброзащитной системы на резонансе, и защищаемый агрегат может выйти из строя при прохождении резонанса.

Силы трения целесообразно учитывать, если выполняется условие

$$\gamma_k \geq 0,05. \quad (2.11)$$

Жесткость виброизолятора может быть так же, как и коэффициент рассеивания энергии, экспериментально определена по петле гистерезиса. Если максимальная и минимальная деформация виброизолятора в направлении k -ой оси $\delta_{k \max}$ и $\delta_{k \min}$, максимальная и минимальная реакция $P_{k \max}$ и $P_{k \min}$ соответственно (рис. 2.4), то

$$C_k = \frac{P_{k \max} - P_{k \min}}{\delta_{k \max} - \delta_{k \min}}. \quad (2.12)$$

Поскольку жесткость и коэффициент рассеивания энергии виброизолятора зависят от формы петли гистерезиса, они в общем случае нелинейных характеристик виброизолятора зависят от амплитуды деформации виброизолятора и от деформации виброизолятора под действием статической нагрузки.

Оптимальное размещение виброизоляторов.

При поступательном перемещении основания, возбуждающем колебания агрегата, агрегат может совершать также и вращательные колебания. Приближенную оценку наибольших амплитуд колебаний виброизолированного объекта в какой-либо i -ой точке можно производить по формулам:

$$\bar{a}_{xi} = |a_{0x}| + |\varphi_{0y}z_{0i}| + |\varphi_{0z}y_{0i}|; \quad (2.13)$$

$$\bar{a}_{yi} = |a_{0y}| + |\varphi_{0z}x_{0i}| + |\varphi_{0x}z_{0i}|; \quad (2.14)$$

$$\bar{a}_{zi} = |a_{0z}| + |\varphi_{0x}y_{0i}| + |\varphi_{0y}x_{0i}|; \quad (2.15)$$

где x_{0i} , y_{0i} , z_{0i} — координаты i -ой точки в системе осей X_0 , Y_0 , Z_0 с началом в центре тяжести установки, a_{0x} , a_{0y} , a_{0z} — амплитуды поступательного перемещения центра тяжести агрегата в направлении соответствующих осей, φ_{0x} , φ_{0y} , φ_{0z} — амплитуды вращательных колебаний агрегата вокруг соответствующих осей. Видно, что в точках, удаленных от центра тяжести агрегата, амплитуды колебаний могут быть велики, что может повести к разрыву подведенных к агрегату трубопроводов и кабелей, удару агрегата о соседние конструкции. Ресурс виброизоляторов также снижается при больших амплитудах деформации. Поэтому оптимальным является такое размещение виброизоляторов, при котором вращательные колебания отсутствуют.

Если агрегат, установленный на n виброизоляторов, совершает поступательные колебания в направлении оси Z с амплитудой a_{0z} , то в i -ом виброisolаторе возникает реакция $C_{zi} a_{0z}$, которые ведут к появлению момента вокруг оси X , равного $y_{vi} C_{zi} a_{0z}$, где y_{vi} — координата точки крепления i -ого виброизолятора (рис. 2.5).

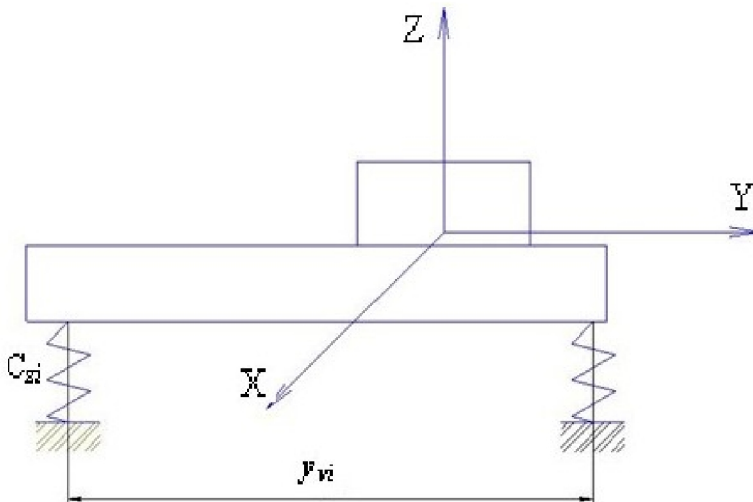


Рис. 2.5. Определение условий отсутствия вращательных колебаний

Для того, чтобы вращательные колебания вокруг оси X отсутствовали, сумма моментов должна быть равна нулю, то есть $\sum_{i=1}^n y_{vi} C_{zi} a_{0z} = 0$, или, сократив на одинаковый множитель a_{0z} ,

$$\sum_{i=1}^n y_{vi} C_{zi} = 0. \quad (2.16)$$

Из условия равенства нулю моментов относительно оси Y получаем

$$\sum_{i=1}^n x_{vi} C_{zi} = 0. \quad (2.17)$$

Если рассмотреть поступательные колебания агрегата в направлении оси X , получим условие

$$\sum_{i=1}^n z_{vi} C_{xi} = 0. \quad (2.18)$$

Если рассмотреть поступательные колебания агрегата в направлении оси Y , получим условие

$$\sum_{i=1}^n z_{vi} C_{yi} = 0. \quad (2.19)$$

Условия (2.16) – (2.19) определяют оптимальное размещение виброизоляторов. Точка, относительно которой они выполняются, называется центром жесткости виброзащитной системы. Для отсутствия вращательных колебаний стремятся совместить центр жесткости с центром масс агрегата, или хотя бы расположить центр жесткости и центр масс на одной прямой, вдоль которой действует возбуждающая вибрация.

Исходя из этого, можно рассмотреть различные схемы размещения виброизоляторов на защищаемом объекте (рис. 2.6).

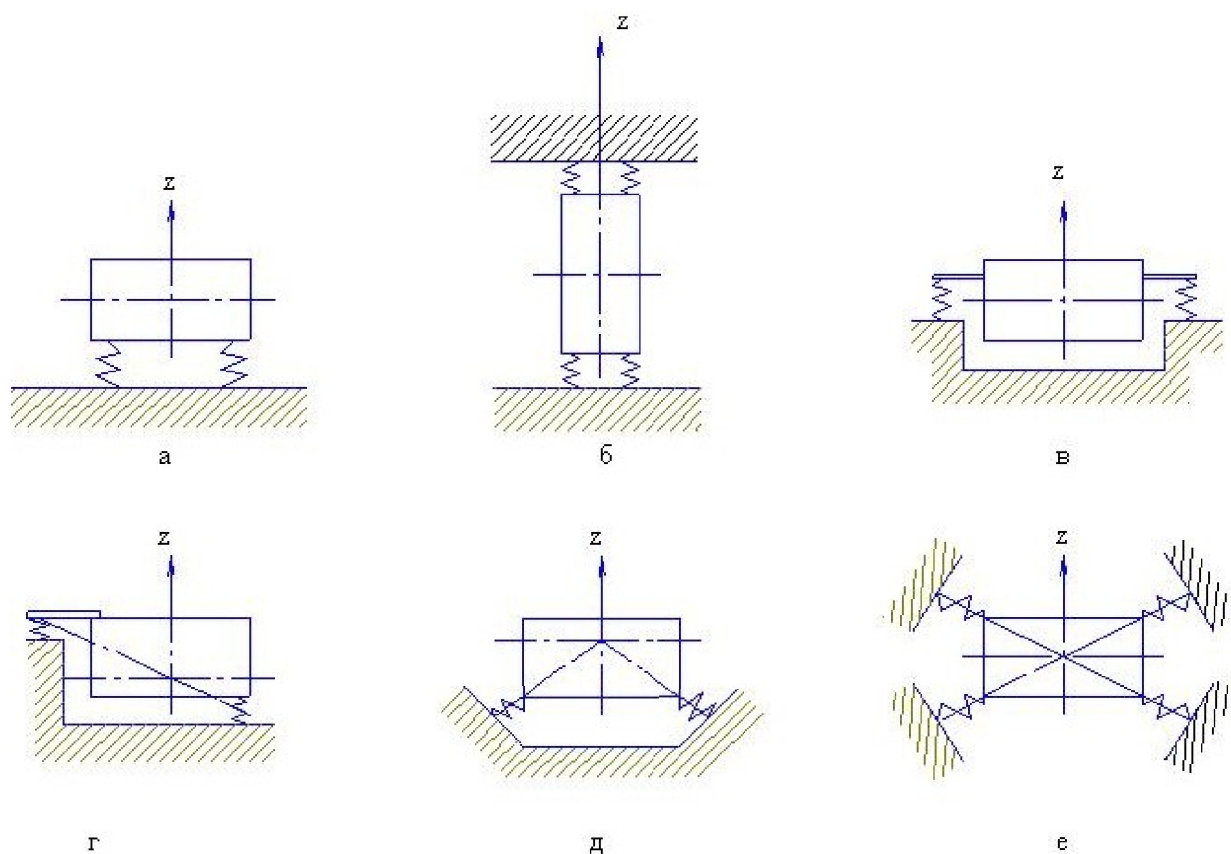


Рис. 2.6. Различные схемы размещения виброизоляторов

Схема (а) проста для монтажа, но неоптимальна при воздействии вибрации в боковом направлении. В схеме (б) центр масс совмещен с центром жесткости, но для этого требуется дополнительная плоскость размещения виброизоляторов, что увеличивает вес системы. Недостаток схемы (в) – увеличение габаритов виброзащитной системы в ширину. При размещении виброизоляторов по схеме (г) вращательные колебания будут отсутствовать, но агрегат будет иметь перекося в статическом состоянии. Схемы (д) и (е) очень хорошо уравновешены, но требуются специальные наклонные кронштейны для монтажа виброизоляторов.

Виброизоляторы, кроме того, следует располагать так, чтобы был удобен их монтаж и замена, а также была бы возможность наблюдения за их состоянием в процессе эксплуатации. Для этого необходимо предусмотреть зазоры или проходы, обеспечивающие доступ ко всем виброisolаторам.

Конструкции виброизоляторов для агрегатов авиационных ГТД.

Известно большое количество типов виброизоляторов, каждый из которых обладает своими преимуществами и недостатками.

1. *Стальные пружины.* Обладают значительной прочностью, невысокой стоимостью, их характеристики линейны, что упрощает расчет виброзащитной системы. Однако они обладают слишком низким рассеиванием энергии колебаний – коэффициент передачи на резонансе достигает 100 и более, что может повести к разрушению оборудования при переходе через резонанс.

2. *Эластомерные виброизоляторы.* Стоимость их невысока, рассеивание энергии колебаний связано с внутренним трением в материале (резина, иные полимеры) и существенно больше, чем в пружинах (коэффициент передачи на резонансе около 10 или менее), вес существенно меньше, чем у стальных виброизоляторов. Но они обладают низкой способностью выдерживать воздействие окружающей среды (высокие и низкие температуры, масло, топливо, кислоты, вакуум, радиация, свет и т.д.), недостаточной прочностью.

3. *Гидравлические и пневматические виброизоляторы и демпферы.* Обладают высокой нагрузочной способностью (десятки и сотни тонн, например, амортизаторы, гасящие удар самолета при посадке). Рассеивание энергии колебаний связано в них с протеканием жидкости или газа через малые отверстия с высоким гидравлическим сопротивлением. Оно достаточно велико (коэффициент передачи на резонансе может быть не более 3). Однако конструкция таких виброизоляторов сложна, они часто нуждаются для своей работы в сложных системах, обеспечивающих давление жидкости или газа (насосы, фильтры и т.д.), а также чувствительны к засорению рабочих органов. Их характеристики зависят от частоты колебаний (для гидравлических виброизоляторов) или от квадрата частоты колебаний (для пневматических виброизоляторов), что затрудняет расчет виброзащитной системы.

4. *Виброизоляторы сухого трения,* как правило, цельнометаллические (пластинчатые, тросовые, из прессованной проволочной сетки, в частности, разработанного в КуАИ/СГАУ проволочного материала МР). Рассеивание энергии колебаний связано в них с внешним трением элементов конструкции друг о друга. Они обладают очень высоким рассеиванием энергии (коэффициент передачи на резонансе до 1,5), высокой прочностью и стойкостью к воздействию окружающей среды. Но технология изготовления этих виброизоляторов сложнее, что определяет их более высокую стоимость. Характеристики их нелинейны, что затрудняет расчет виброзащитной системы.

Исходя из вышеизложенного, для защиты неприводных агрегатов применяются, как правило, виброизоляторы сухого трения в зоне высоких температур и воздействия топлива и масла, и виброизоляторы на основе эластомеров там, где это позволяет температура и отсутствие агрессивной среды.

Виброизоляторы могут иметь различную форму упругодемпфирующих элементов. На рисунке 2.7 приведены виброизоляторы с упругодемпфирующим элементом втулочного типа – бескорпусной (а) и корпусной (б). К втулочным виброisolаторам относятся, например, виброisolаторы из материала МР типа ВВ, ВП. На рисунке 2.8 приведены виброisolаторы с упругодемпфирующим элементом кольцевого типа (АМГ, АК). На рисунке 2.9 – виброisolаторы с упругодемпфирующим элементом колокольчикового типа (ДКА, ДКУ). В качестве упругодемпфирующего элемента может применяться трос (рис. 2.10). Виброisolатор может иметь упругодемпфирующий элемент из эластомера или прессованной проволоки, и одновременно пружину для дополнительной жесткости (рис.

2.11). На рисунках 2.12, 2.13, 2.14 приведены некоторые виброизоляторы с упругодемпфирующими элементами из резины (типов АКСС, АР, АРМ).

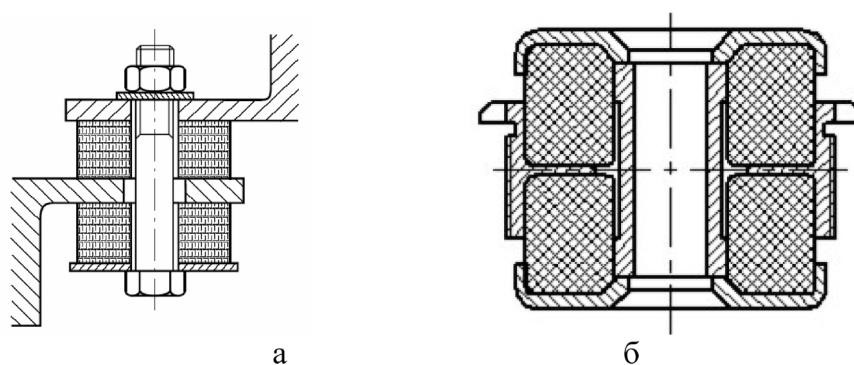


Рис. 2.7. Виброизоляторы втулочного типа: а – бескорпусной, б – корпусной

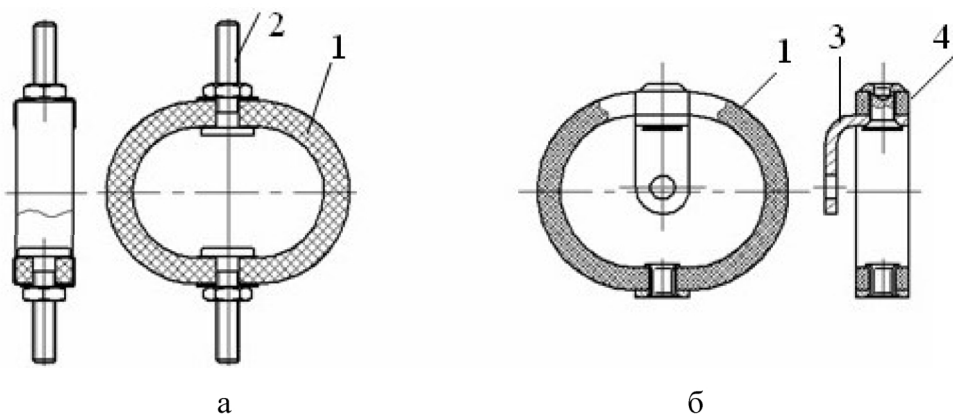


Рис. 2.8. Виброизоляторы втулочного типа: АМГ (а) и АК (б):
1 – упругодемпфирующий элемент, 2 – болт, 3 – кронштейн, 4 – заклепка

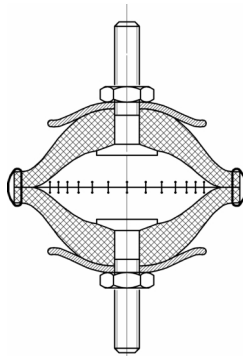


Рис. 2.9. Виброизолятор колокольчикового типа

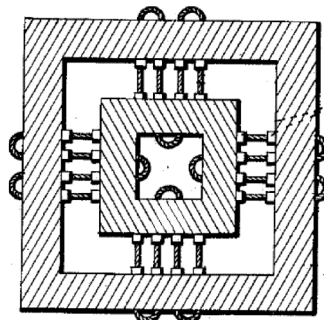
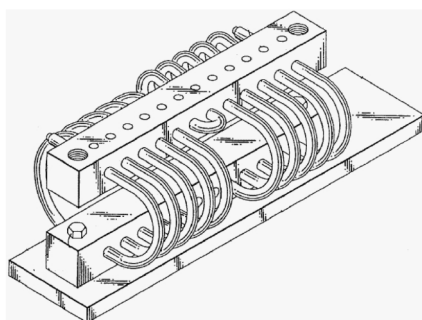


Рис. 2.10. Тросовые виброизоляторы

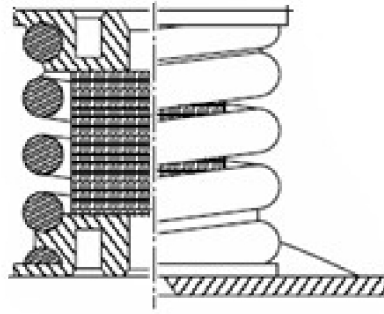


Рис. 2.11. Виброизолятор втулочного типа с пружиной

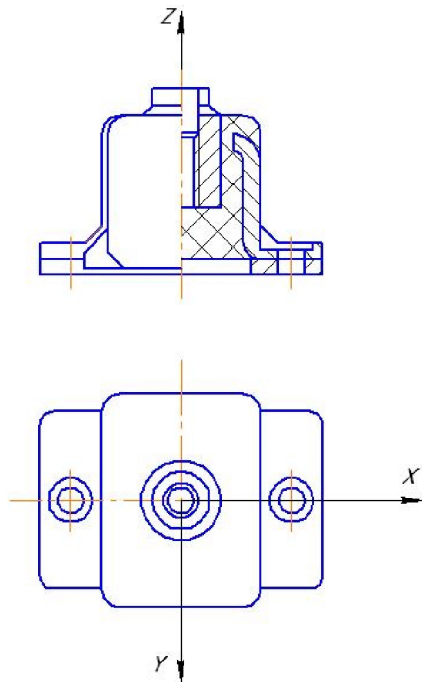


Рис. 2.12. Виброизолятор типа АКСС

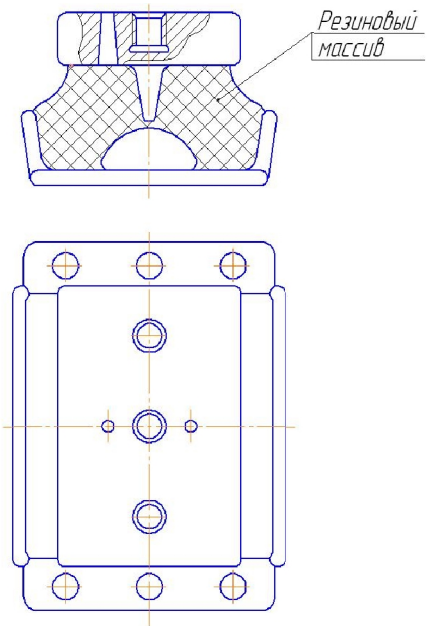


Рис. 2.13. Виброизолятор типа АР

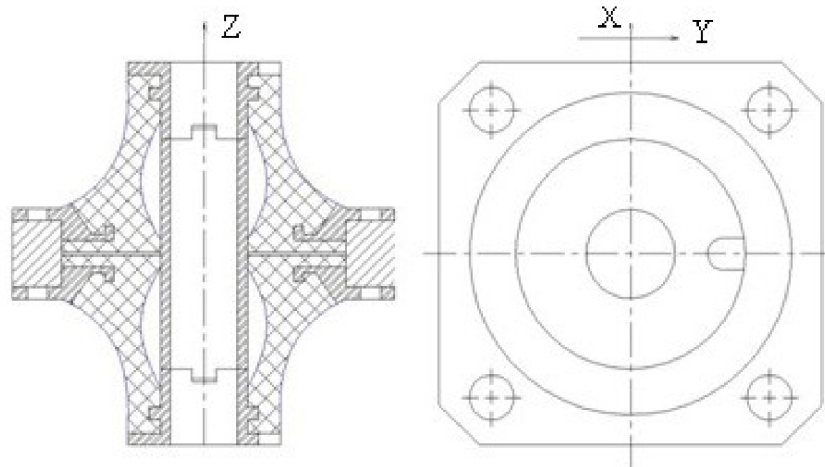


Рис. 2.14. Виброизолятор типа АРМ

2.2. Конструктивные методы снижения роторной вибрации. Частотная отстройка. Демпфирование

Снижение роторной вибрации достигается установкой специальных устройств между наружной обоймой подшипника качения и корпусом. Это могут быть различного рода

упругие элементы и (или) демпфирующие элементы. Упругие опоры с линейной и нелинейной характеристикой жесткости обычно используются для частотной отстройки.

2.2.1 Частотная отстройка

Введение упругости в опоры, т.е. изменение ее жесткости, является наиболее простым методом воздействия на $\omega_{кр}$, который не требует больших переделок в процессе доводки двигателя. Есть два подхода управления жесткостью опор.

Первый подход – управление жесткостью опоры с линейной характеристикой. Критическая частота при введении упругого элемента в опору c_0 снижается:

$$\omega_{кр} = \frac{c}{m} \cdot \frac{c_0}{c + c_0},$$

где m – масса ротора;

c, c_0 – жесткость ротора и опоры соответственно.

Такое управление реализуется обычно за счет выноса и конфигурации диафрагмы. Применение упругих опор с нелинейной характеристикой – это второй подход. Ротор в этом случае опирается на упругую опору, характеристика жесткости которой зависит от силы воздействия ротора на опору, в свою очередь зависящую от частоты вращения.

На какой-то частоте вращения в такой системе переменная по частоте жесткость опоры достигает критического значения, при котором происходит скачкообразное уменьшение амплитуды колебаний, называемое срывом амплитуды. Когда сила реакции опоры достигает такой величины, что зазор между упругой втулкой и корпусом выбирается, жесткость опоры резко возрастает и система перестраивается на другую собственную частоту ($\omega_{кр}$) и за этим следует срыв амплитуды.

Характеристика опоры может быть жесткой или мягкой (рис. 2.15). Конструктивно проще реализовать жесткую характеристику.

Колебания ротора в этом случае можно представить как колебания системы с криволинейной упругой характеристикой системы «ротор - опоры» под действием гармонической возмущающей силы в виде нелинейного дифференциального уравнения [25]:

$$m\ddot{R}_y + C(r_y) \cdot r_y = P_0 \sin \omega t.$$

Так как общего решения нелинейных дифференциальных уравнений нет, прибегают к приближенному исследованию. Вместо резонансной кривой в этом случае строят так называемую амплитудную кривую (рис. 2.16), показывающую возможные амплитуды установившегося процесса вынужденных колебаний для всех значений частоты возмущающей силы ω .

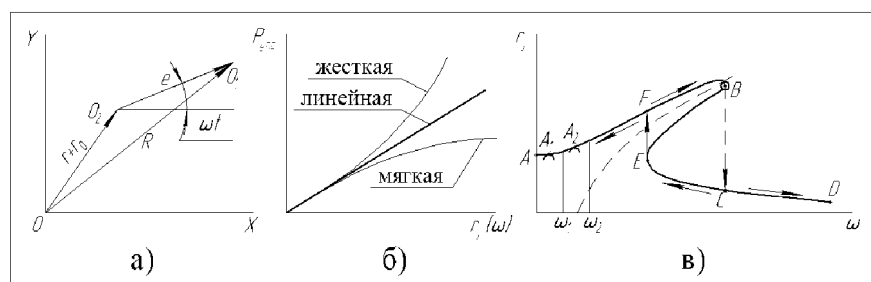


Рис. 2.15. Нелинейные колебания системы «ротор-опоры»: а) колебания ротора в плоскости ОХУ; б) формы упругих характеристик; в) амплитудная кривая нелинейной системы: ○ – точка срыва амплитуды

Следует отметить, что $C(r_y) = f(r_y) = f(\omega)$, так как $r_y = f(\omega)$. Следовательно, и собственная частота системы «ротор - опоры» или что то же критическая частота ω_0 зависит от ω :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C(r_y)}{m}} = f(\omega).$$

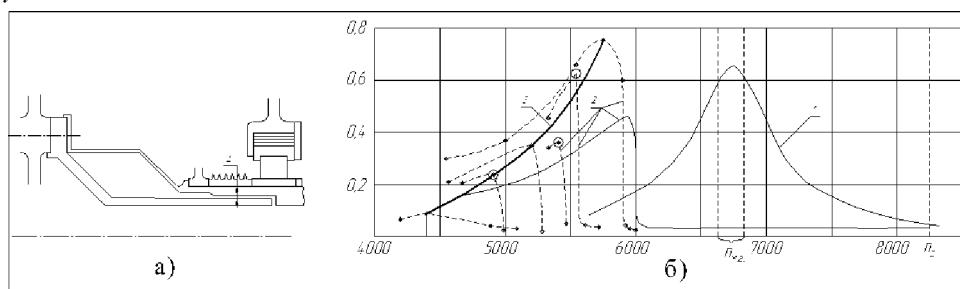


Рис. 2.16. Конструктивная схема нелинейного упругого элемента в задней опоре турбины ТВД НК-12МВ и снижение амплитуды колебаний ротора в диапазоне рабочих оборотов: а) конструктивная схема упругой втулки; б) амплитудно-частотная характеристика

Это означает, что в интервале частот возбуждения $0 - \omega_1$ найдется такое сочетание жесткости $C(r_y)$ и частоты возбуждения ω , что возникает резонанс ($\omega_0 = \omega$) и амплитуда достигнет значения A_1 , то же произойдет на участках $\omega_1 - \omega_2 \dots \omega_n - \omega_{n+1}$.

Анализируя амплитудную кривую, можно заключить, что для частот ниже границы, проходящей через точку **E**, существует только одно решение, а для частот выше этой границы – три решения. Из трех возможных движений по ветвям **A**, **B** и **C**, движение на участке **BE** является неустойчивым, а движение по ветвям **A** и **C** устойчивым.

Как и в линейных системах, затухание и здесь сглаживает резонансный пик (точка **B**). Если теперь амплитуду силы P_0 поддерживать постоянной, а частоту ω постепенно увеличивать, то амплитуда r_y внезапно перескакивает вниз от **B** к **C**, продолжая уменьшаться вдоль кривой в сторону **D** [25].

При уменьшении ω движение идет от точки **D** к **C** и в точке **E** амплитуда совершает мгновенный скачок в точку **F** и затем плавно к точке **A**. Неустойчивая ветвь **BE** – есть движение, которое не может реализоваться.

Если в исходном уравнении амплитуду возбуждающей силы P_0 приравнять нулю (случай свободных колебаний), то получается некоторая средняя линия в амплитудной кривой – скелетная кривая.

Ветвь **AB** отображает движение, находящееся в одной фазе с возбуждающей силой $P_0 \sin \omega t$, тогда как ветви **BE** и **EC** определяют движения, отличающиеся по фазе на 180° от этой силы. Подбирая характеристику жесткости упругого нелинейного элемента, можно получить срыв амплитуды при заданном прогибе r_y и на нужной частоте вращения ω .

На рисунке 2.16б показан проход критической частоты с характерным для нелинейной системы срывом амплитуды при испытании ТВД НК-12 [24], где упругая втулка была установлена на заднем носке вала турбины с радиальным зазором 0,4 мм между втулкой и валом. Это позволило сместить резонанс с частоты малого газа на проходные обороты, то есть исключить резонанс во всем диапазоне рабочих оборотов.

Различия в начале срыва по амплитуде **A** и по оборотам ротора n_p , отмеченные на разных двигателях, зависят от эксцентриситета втулки относительно вала, исходного дисбаланса ротора, теплового состояния ротора и др.

Другим исполнением упругого элемента с жесткой характеристикой является втулка «беличье колесо» и втулка Аллисона (рис. 2.17). В первом случае жесткость опоры определяется суммарной жесткостью балочек, а во втором – расстояниями между

выступами. Втулка Аллисона охватывает невращающееся наружное кольцо подшипника, вписываясь в минимальные объемы.

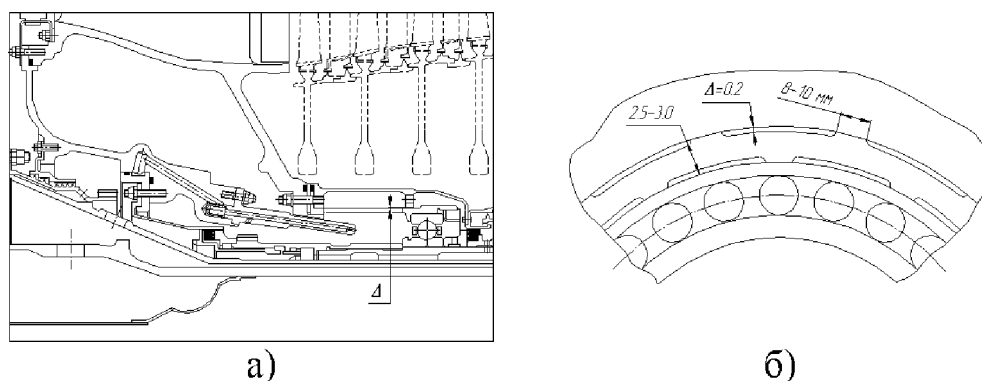


Рис. 2.17. Конструкция нелинейных упругих элементов:
а) втулка «белчье колесо» в опоре КСД ТРДД Д-36; б) втулка Аллисона в опоре КСД ТРДД АИ-25

2.2.2. Демпфирование

Колебания ротора как незатухающей системы с демпфированием и упругой характеристикой можно записать уравнением

$$m\ddot{R}_y + k\dot{r}_y + cr_y = P_0 \sin \omega t, \quad (20)$$

при делении на m :

$$\ddot{R}_y + 2n\dot{r}_y + p^2 r_y = \frac{P_0}{m} \sin \omega t,$$

где $2n = \frac{k}{m}$ – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии колебаний;

$\delta = \frac{2\pi n}{p}$ – декремент колебания;

$p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота системы.

Все четыре слагаемые в уравнении (20) выражают собой собственную силу инерции, силу демпфирования, силу упругости и возбуждающую силу.

В отличие от упругого элемента с нелинейной характеристикой демпфирующее устройство в опорах призвано снизить амплитуду колебаний ротора на резонансе, когда $\omega = p$. Демпфер обеспечивает диссипацию энергии колебаний за счет затрат этой энергии на преодоление работы трения, которая достигает больших значений именно на резонансе, когда велики значения перемещений в системе.

В газотурбинных двигателях нашли применение два класса демпферов – гидравлические и демпферы сухого трения. Классификация их представлена на рисунке 2.18.

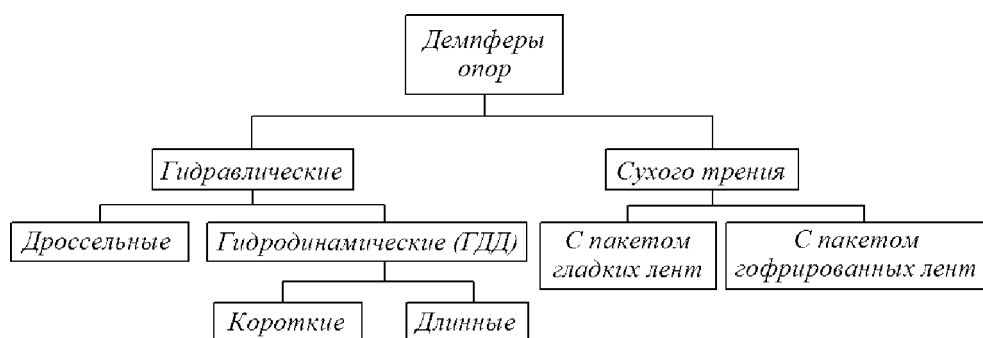


Рис. 2.18. Классификация демпферов опор роторов

2.2.2.1 Гидравлические демпферы. Гидродинамический демпфер (ГДД). Принцип действия ГДД

Гидродинамический демпфер (ГДД) или демпфер с выдавливаемой масляной пленкой – это подшипник, насаженный на вал, наружное кольцо которого установлено в корпус с некоторым радиальным зазором, в который нагнетается масло из маслосистемы двигателя под избыточным давлением $(0,4 \pm 0,05) \text{ МПа}$.

Используя объяснения функций ГДД в работах [9, 10], будет рассмотрен жесткий ротор массой $2M$ (тогда реакция каждой из опор будет Mg), опирающийся на два ГДД и имеющие жесткость упругого элемента $C_{оп}$ и демпфирование d (рис. 2.19а). Вся масса ротора сосредоточена в середине ротора.

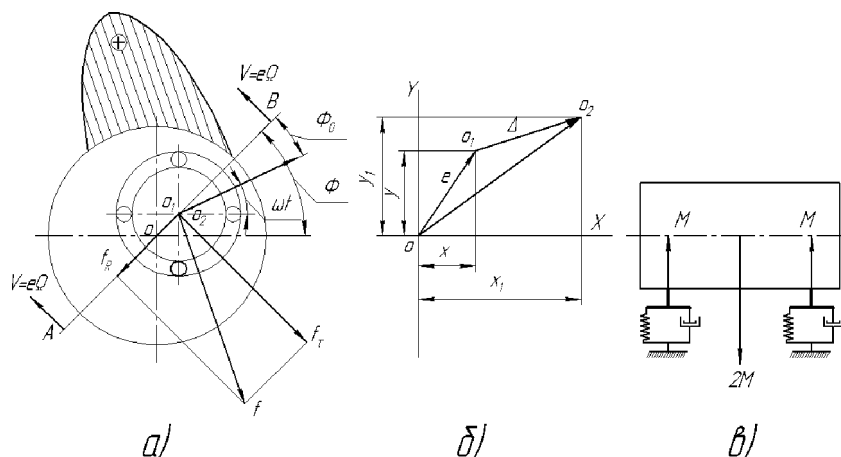


Рис. 2.19. Расчетная модель ротора с гидродинамическим демпфером: а – физическая модель ГДД; б – колебания ротора в плоскости OXY; в – модель жесткого ротора на упругих опорах с ГДД

Следует отметить, что под термином «жесткий ротор» понимается ротор на упругих опорах, работающий до резонанса по первой изгибной форме, но проходящий резонанс, причиной которого является жесткость опор.

Для исключения непонимания в анализе колебаний в плоскости OXY ротора на опорах с ГДД (рис. 2.19в) и колебаний ротора на жестких опорах, упругих опорах и упругих опорах с нелинейной характеристикой (см. рис. 2.15) нужно указать, что точки O_1 и O_2 , а также названия векторов в рассмотрении колебания ротора на опорах с ГДД отличаются от всех остальных.

Центр масс O_2 (ранее O_1) смещен относительно оси вращения вала O_1 (ранее O_2) на величину $O_1O_2 = \Delta$ и называется смещением. Перемещение центра вибратора O_1 относительно оси втулки $O - OO_1 = e$ называется эксцентриситетом.

При перемещении оси вращения ротора относительно геометрической оси опор на величину e возникает прецессионное движение. Это смещение может быть результатом прогиба ротора или упругой деформации опор (рис. 2.20).

В авиационных ГТД наиболее характерными являются случаи прямой синхронной прецессии $\Omega = \omega$.

Следуя [9, 10], будет рассмотрена прямая синхронная прецессия за счет деформации опор. Тогда система «подшипник - вал», которая называется вибратором, а точнее линия AB , соединяющая центры O и O_1 , прецессирует с угловой скоростью $\Omega = \dot{\phi}$.

Рассматривается центрированный демпфер с гарантированным зазором по окружности, в котором смещение от веса ротора $2Mg$ компенсируется устройством демпфера

с введением предварительной деформации (в сторону, противоположную действию силы веса): $y_{cm} = -\frac{2Mg}{C_{оп}}$.

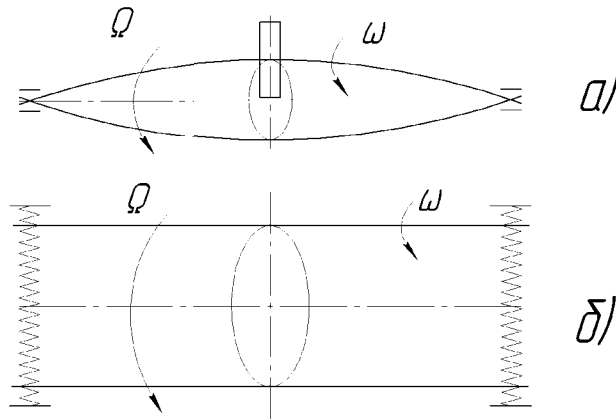


Рис. 2.20. Прецессионное движение ротора (вибратора): а – упругоизогнутый ротор на жестких опорах; б – жесткий ротор на упругих опорах

При прецессии вибратора наружное кольцо подшипника фиксируется от проворота с помощью стопора, называемого шипом, так, чтобы вибратор имел свободу перемещений по всем направлениям в плоскости OXY в пределах зазора δ_0 . Для этого необходимо, чтобы зазор между шипом и пазом в наружном кольце был бы не меньше зазора δ_0 по двум поверхностям. При вращении ротора вибратор совершает сложное движение в виде суммы двух движений: прецессии линии центров OO_1 (AB) с частотой Ω , которая меняет свое положение по углу в каждый момент времени и движения вдоль этой линии со скоростью $\dot{e}$. В итоге линия центров OO_1 (AB) поворачивается на 360° (делает полный поворот), а центр вибратора O_1 описывает некоторую замкнутую кривую, называемую орбитой (рис. 2.12). При одинаковой жесткости масляного слоя во всех точках зазора она может быть окружностью.

Положение линии центров OO_1 (AB) определяет угол $\Phi = \Omega \cdot t$. Так как вибратор находится в прецессионном движении, то все его точки будут иметь в данный момент линейную скорость прецессии $V = e \cdot \Omega$, в том числе и точка O_1 .

Это приводит к тому, что периметр кольцевого зазора δ_0 линией центров OO_1 (AB) разделяется на две области: на область перед линией центров OO_1 (AB) – зону высокого давления «+» и на область за линией центров – зону пониженного давления «-».

Масло из зоны высокого давления через два зазора устремляется в зону пониженного давления – такое течение жидкости называется течением Пуазейля.

Однако при движении вибратора реализуется еще одно течение масла – течение Куэтта, определяемое вязкостью масла, линейной скоростью прецессии и формой зазора.

При смещении вибратора относительно центра O создается клиновидный зазор. Из-за вязкости масло увлекается движущейся поверхностью вибратора и нагнетается в этот клиновидный зазор, но трение о стенки и между слоями затрудняет течение масла через горло зазора. В результате в слое масла возникает избыточное гидродинамическое давление, возрастающее с ростом скорости прецессии и вязкости масла. Под действием этого давления вибратор всплывает.

Колебания вибратора в ГДД с тонким слоем жидкости гасятся силами вязкого сопротивления, действующими со стороны масла, находящегося в демпферном зазоре.

Равнодействующая давления масла в клиновидном зазоре и представляет собой гидродинамическую силу сопротивления демпфера H' . Примеры фиксации вибратора от проворота показана на рисунке 2.22. Сила F , действующая на вибратор, получается интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченного жидкостным слоем.

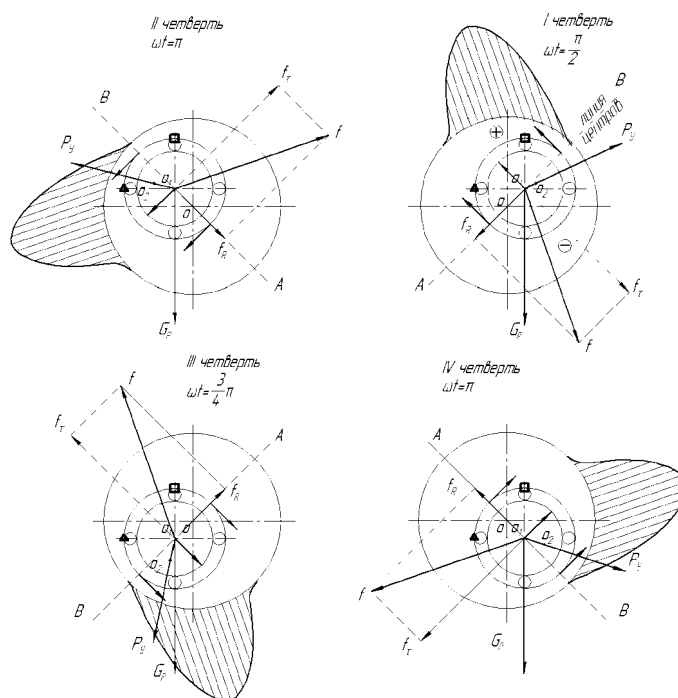


Рис. 2.21. Прецессионное движение вибратора с формированием орбиты

Силу F разлагают на две составляющие: радиальную F_R , действующую вдоль линии центров OO_1 против смещения вибратора и называемую динамической упругой силой и тангенциальную $F_t = dV$ – силу трения, силу демпфирования, так как оно противоположно скорости V .

ГДД с упругим элементом.

В ГДД при $\omega = 0$ зазор выбирается под действием веса ротора, а при вращении ротора, начиная с определенной частоты, под действием гидродинамической силы F_R вибратор всплывает. Но если масса ротора более 150 кг, то всплытия ротора может и не произойти.

В схеме ГДД, изображенного на рисунке 2.19 колебания вибратора происходят относительно геометрического центра O корпусной втулки в зазоре, то есть вибратор всплыл. При этом составляющие реакции масляной полости F_R и F_t теоретически за один цикл изменяются только по направлению, но не по величине (вследствие прецессии с постоянной амплитудой e). Орбита в этом случае близка к окружности с радиусом e .

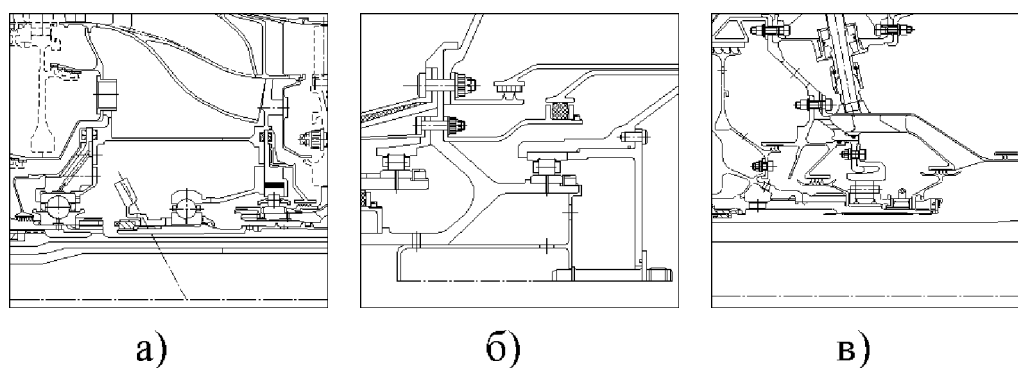


Рис. 2.22. Примеры фиксации вибратора от проворота:
 а) промежуточная опора ТРДДФ RB-199; б) задняя опора ТРДД PW-6000;
 в) опора турбины ТРДД GEпх

Такая схема справедлива при отсутствии статической нагрузки – веса ротора и реализуется лишь для вертикально расположенного ротора.

В реальных условиях в ГДД есть радиальная статическая нагрузка и в этом случае центр колебаний смещается от точки O на величину, зависящую от этой нагрузки.

Характеристики масляного слоя становятся анизотропными и составляющие реакции сил F_R и F_t на действие вибратора за цикл колебаний изменяются не только по направлению, но и по величине. Эта переменная нагрузка может возбудить дополнительные колебания ротора.

Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы обеспечить одинаковый радиальный зазор по окружности вибратора.

К этому добавляется еще одна проблема. Если ГДД устанавливается в опоре с радиально-упорным подшипником (РУП), то необходимо воспринимать и осевую силу ротора. Для разгрузки ГДД в составе РУП от статического нагружения в систему «ротор – демпфирующая опора» включают упругий элемент, воспринимающий вес и осевую силу ротора. Разгрузочное устройство, воспринимающее радиальную и осевую нагрузку, было создано академиком Капицей П.Л. в 40-е годы прошлого столетия и получило название втулка «беличье колесо».

Корпусная втулка для установки РУП является основным элементом ГДД и соединяется с фланцем, которым все устройство крепится к опоре, системой перемычек-балочек, полученных выборкой материала фрезерованием. Балочки иногда заменяют болтами.

Втулка выполняется так, что при нагружении весом ротора при монтаже ось вибратора O_1 совпадает с осью двигателя O , то есть без нагрузки ось вибратора находится выше оси двигателя O . При прецессии ось вибратора O_1 уходит от оси двигателя O на величину эксцентриситета e .

При деформации упругого элемента ось подшипника изменяет свое положение в пространстве, сохраняя свое направление, благодаря чему исключаются перекосы и местные перегрузки подшипника. Это еще одно преимущество упругого элемента.

Жесткость втулки «беличье колесо» при изгибных деформациях можно при первой оценке определить по выражению

$$C = \frac{nEbhb(b^2 + h^2)}{2l^2},$$

где n – количество балок;

b, h, l – соответственно ширина, толщина и длина балочек;

E – модуль упругости.

Более точный расчет втулки «беличье колесо» приведен в [11].

Упругая втулка «беличье колесо» используется в опорах и с радиальным нагружением, пример – ТРДД Д-30.

Конструктивные типы ГДД. Короткий и длинный демпферы.

По схеме течения жидкости в зазоре гидродинамические демпферы разделяют на *короткие* и *длинные* (рис. 2.23).

Напорное течение масла при прецессионном движении вибратора из зоны высокого давления в зону низкого может происходить вдоль оси вибратора, тогда демпфер называется коротким или по окружности (по длинному пути), тогда демпфер называется длинным.

Короткие демпферы называются проточными, если масло из рабочего зазора удаляется через торцевые щели (в корпусе вибратора нет уплотнительных колец) и непроточным, если зазор ограничен металлическими уплотнительными кольцами и масло может уходить только через эти уплотнения.

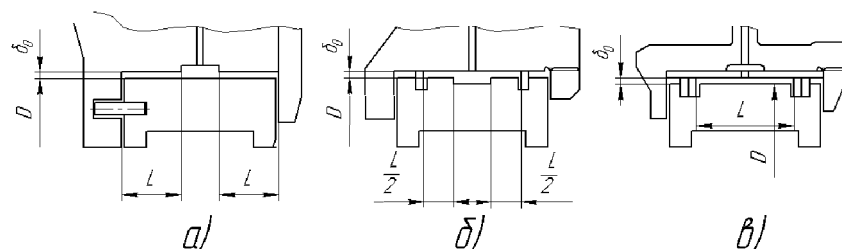


Рис. 2.23. Конструктивные типы ГДД: а – короткий проточный; б – короткий непроточный; в – длинный

В коротком зазоре кольцевая канавка может быть расположена или на корпусе или на вибраторе. В длинном зазоре питающая кольцевая канавка размещена в корпусе опоры и далее масло попадает в рабочий зазор через систему отверстий во втулке, устанавливаемой в корпусе с натягом.

В работе ГДД может быть два режима: с полным охватом вибратора масляной пленкой и с половинным охватом, когда в зазоре возникает кавитация и уровень гидродинамических сил и эффекта демпфирования снижается. Этот режим с половинным охватом является расчетным при выборе демпфера.

Коэффициент демпфирования d при полном охвате вибратора масляной пленкой в коротком и длинном демпфере:

$$d_K = \pi \mu_0 R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3, \quad d_D = 24 \pi \mu_0 L \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^3.$$

Если сравнить коэффициенты демпфирования при одинаковом зазоре, то $d_D = 12 \left(\frac{R}{L} \right)^2 d_K$. Учитывая, что в реальных конструкциях $\frac{R}{L} = 1 \dots 5$ можно заключить, что длинный демпфер имеет в 10...300 раз большую демпфирующую способность при сравнении с коротким.

В коротком непроточном демпфере с кольцевыми уплотнителями течение жидкости из питающей канавки будет идти по оси демпфера в сторону уплотнительных колец и потом опять возвращаться в эту канавку.

Можно сказать, что вместо двух коротких демпферов длиной $\frac{L}{2}$ получается один короткий демпфер длиной L . Учитывая, что коэффициент демпфирования пропорционален кубу длины L , непроточный демпфер в четыре раза эффективнее проточного.

Конструктивные различия демпферов могут состоять в разном исполнении вибратора и фиксирующих элементов – шипов. Вибратор может формироваться непосредственно на наружном кольце подшипника – на нем выполняются и канавки для уплотнительных колец или на втулке, которая охватывает наружное кольцо подшипника.

Дроссельный демпфер (рис. 2.24) занимает отдельное место в классе гидравлических демпферов.

Конструктивно это втулка Аллисона, которая имеет по диаметру 8...10 выступов шириной 8...10 мм. Толщина кольца 2,5...3 мм. Для увеличения податливости и демпфирования устанавливают два-три кольца.

Между выступами по наружному и внутреннему диаметру кольца образуются камеры высотой 0,2 мм. Все камеры соединены отверстиями диаметром $d = 2$ мм. Один из выступов используется для подвода масла, таким образом все камеры заполняются маслом $0,4 \pm 0,05$ МПа. Еще один выступ используется для фиксации кольца от проворота.

Для перетекания масла из зоны высокого давления в зону низкого при прецессировании ротора (вибратора) в выступах выполнены щели высотой 0,2 мм и шириной 4,5 мм. А для исключения утечек масла из камер по торцам кольца, зазоры по торцам совместным шлифованием доводятся до 0...0,02 мм.

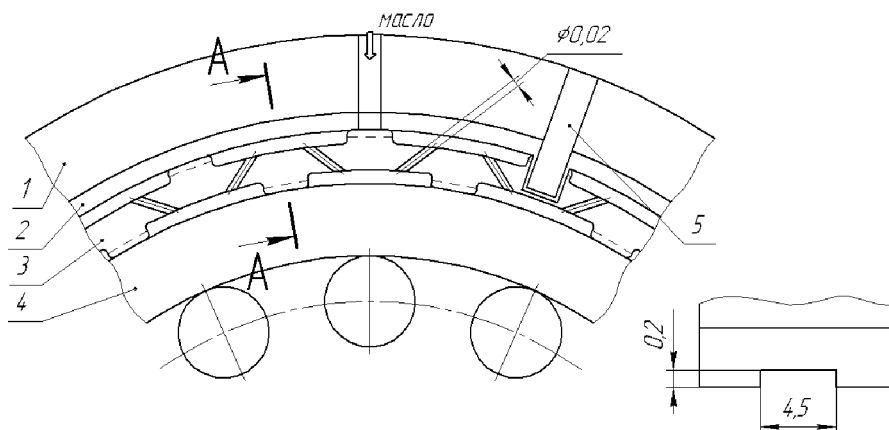


Рис. 2.24. Дроссельный демпфер: 1 – корпус подшипника; 2 – втулка стальная; 3 – втулка Аллисона; 4 – наружное кольцо подшипника; 5 – шип, фиксирующий вибратор от поворота

При прецессии ротора линия центров OO_1 в каждый момент времени разделяет рабочий зазор на две половины: с зоной высокого давления «+» и зоной низкого давления «-», что предопределяет движение масла через дроссельные щели в выступах с трением о стенки и с трением между слоями.

Перетекание через систему отверстий $d = 2$, соединяющих верхние и нижние камеры незначительно, так как верхние и нижние камеры в одной из двух зон оказываются под одним и тем же давлением. Остаются открытыми по периметру окружности только дроссельные щели.

Дроссельный демпфер привлекает простотой конструкции и малыми габаритами.

Динамика ротора с ГДД

Следует еще раз отметить, что в анализе работы ГДД рассмотрен сцентрированный вибратор в системе «жесткого» ротора.

Уравнение малых колебаний такой системы можно получить, приравнявая в соответствии с принципом Д'Аламбера инерционные силы $M\ddot{x}_1$ и $M\ddot{y}_1$, действующие со стороны массы ротора к сумме сил, возникающих в упругом элементе и в жидкостном слое ГДД:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 &= -C_{оп}x - F_R \cos \Phi + F_\tau \sin \Phi \\ M\ddot{y}_1 &= -C_{оп}y - F_R \sin \Phi - F_\tau \cos \Phi \end{aligned} \right\} A.$$

В соответствии с расчетной схемой связь координат центра вибратора O_1 и центра масс ротора можно выразить:

$$x_1 = x + \Delta \cos \omega t, \quad y_1 = y + \Delta \sin \omega t.$$

Подставляя эти соотношения в A , можно получить:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x}_1 + C_{оп}x - F_R \cos \Phi - F_\tau \sin \Phi &= M\Delta\omega^2 \cos \omega t \\ M\ddot{y}_1 + C_{оп}y + F_R \sin \Phi + F_\tau \cos \Phi &= M\Delta\omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \right\} B.$$

В правой части системы находятся проекции центробежной силы, амплитудное значение которой $M\Delta\omega^2$ определяется остаточной неуравновешенностью ротора Δ .

Опуская решение системы дифференциальных уравнений [9, 10], где сделан переход к безразмерным параметрам путем деления левой и правой частей на комплекс $M\delta_0\omega_p^2$ (ω_p – рабочая частота вращения), можно записать итоговую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_s^2 - \bar{\omega}^2) &= U\bar{\omega}^2 \cos \Phi_0 \\ \bar{F}_\tau &= U\bar{\omega}^2 \sin \Phi_0 \end{aligned} \right\} B,$$

где $\bar{F}_R = \frac{F_R}{M\delta_0\omega_p^2}$, $\bar{F}_\tau = \frac{F_\tau}{M\delta_0\omega_p^2}$ – безразмерные радиальная и тангенциальная составляющие гидродинамической силы F ;

$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$ – относительный эксцентриситет;

$U = \frac{\Delta}{\delta_0}$ – относительный дисбаланс, дисбаланс Δ , отнесенный к назначенному радиальному зазору в демпфере δ_0 ;

$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p}$ – безразмерная частота, частота вращения ω , отнесенная к рабочей частоте ω_p ;

$\bar{\omega}_s = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega_p}$ – безразмерный параметр упругих связей;

$\Phi_0 = \arctg \frac{\bar{F}_\tau}{\bar{F}_R + \varepsilon(\bar{\omega}_s^2 - \bar{\omega}^2)}$ – сдвиг фаз между возбуждающей силой F_τ и вызываемым ею перемещением (эксцентриситетом) вибратора e ;

$\sigma = \frac{\Omega\delta_0}{\nu}$ – параметр инерции, характеризует соотношение между силой инерции и силой вязкости при прецессии ротора, здесь $\nu = \frac{\mu_0}{\rho}$ – кинематическая вязкость, а μ – вязкость масла;

$B = \frac{\mu_0 D}{4M\omega_p} \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3$ – параметр демпфирования.

Тогда выражения безразмерных сил при расчетном половинном охвате будут иметь вид:

– для короткого демпфера:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{RK} &= 2B\bar{\omega} \left[\frac{4\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} + \frac{\pi}{3}\alpha\sigma\frac{\bar{\omega}}{\varepsilon} \left(\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} - 2 \right) \right], \\ \bar{F}_{\tau K} &= 2B\bar{\omega} \left[\frac{\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{1.5}} + \frac{2}{3}\alpha\sigma\bar{\omega} \left(\frac{1}{\varepsilon} \ln \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} - 2 \right) \right]; \end{aligned}$$

– для длинного демпфера:

$$\bar{F}_{R\bar{\omega}} = B \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left\{ \frac{\alpha \pi \sigma}{16 \varepsilon} \left[2 \bar{\omega}^2 - \frac{\varepsilon^2 (C_{OH} - \bar{\omega})^2 + 2 \bar{\omega}^2 (1 - \varepsilon^2)^2}{(1 - \varepsilon^2)^{1,5}} \right] + 12 \frac{C_{OH} - \varepsilon^2 \bar{\omega}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \right\},$$

$$\bar{F}_{\tau \bar{\omega}} = B \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left\{ \alpha \sigma \left[\varepsilon^2 \left(\frac{\bar{\omega} - C_{OH}}{1 - \varepsilon^2} \right)^2 + \bar{\omega}^2 \left(1 - \frac{1}{2 \varepsilon} \ln \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right) \right] + 3 \pi \varepsilon \frac{\omega (1 + 2 \varepsilon^2) - 3 C_{OH}}{(1 - \varepsilon^2)^{2,5}} \right\}.$$

Как результат выбора демпфера, определяется коэффициент передачи μ , равный отношению сил, передаваемых через демпфер на корпус двигателя (правая часть уравнения А) к силе неуравновешенности ротора $F_H = M \Delta \omega^2$:

$$\mu = \frac{\sqrt{(\bar{F}_R + \bar{\omega}_S^2 \varepsilon)^2 + \bar{F}_\tau^2}}{U \bar{\omega}^2}.$$

На рисунке 2.25 представлена зависимость коэффициента передачи в зависимости от частоты вращения [10] при различных параметрах демпфирования $B = 0,01$ и $B = 0,04$.

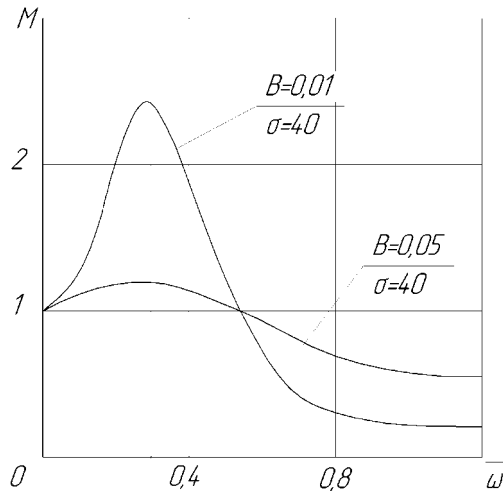


Рис. 2.25. Зависимость коэффициента передачи от частоты вращения при различных параметрах демпфирования (ГДД при полном охвате) [9]

При увеличении демпфирования коэффициент передачи снижается на резонансе с 2,5 до 1,1 но на послерезонансных частотах он оказывается больше, чем при малом демпфировании. На частотах $\bar{\omega} > 0,4$ коэффициент передачи снижается и становится меньше 1,0. Это означает, что силы, передаваемые на корпус ниже, чем в случае с жесткой опорой без демпфера. Таким образом, решается одна из главных задач демпфирования – изоляция корпуса от сил, возникающих от дисбаланса ротора.

Выбирая уровень демпфирования **B**, конструктор решает чему отдать приоритет – снижению коэффициента передачи на резонансе или на рабочем режиме.

Границы изменения параметров в ГДД:

$$M = 100 \dots 300 \text{ кг}, \quad \Delta = 10 \dots 400 \text{ мкм}, \quad \delta_0 = 0,1 \dots 0,5 \text{ мм}, \quad L = 10 \dots 40 \text{ мм}, \quad D = 150 - 300 \text{ мм},$$

$$\omega_p = 500 \dots 1000 \text{ с}^{-1}, \quad \mu_0 = 0,001 \dots 0,005 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}^2}, \quad C = 0 \dots 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{М}}, \quad 0,05 \leq U \leq 2, \quad 0 \leq \bar{\omega}_S \leq 1, \quad 1 \cdot 10^{-6} \leq B \leq 1 \cdot 10^{-1},$$

$$5 \leq \frac{L}{D} \leq 30.$$

Выбор ГДД.

Задача состоит в том, чтобы при выбранном D вибратора определить длину L демпфера, который обеспечивает заданный уровень коэффициента передачи $\mu_0 < 1,0$ в рабочем диапазоне и ограничения его на резонансе.

Отправной точкой выбора является компоновка короткого демпфера с уплотнениями, где определяются основные геометрические параметры.

Исходные данные:

M – масса ротора, кг, приходящаяся на одну опору;

$M \Delta$ – дисбаланс, г·см, где $\Delta = 10 \dots 100$ мкм;

$C_{оп} = 0 \dots 10 \frac{H}{м}$ – жесткость опоры, выбирается так, чтобы безразмерный параметр

упругих связей $\bar{\omega}_s = 0,3 \dots 0,4$, $\bar{\omega}_s = \frac{\sqrt{C_{оп}/M}}{\omega_p}$;

ω_p – рабочая частота вращения, с⁻¹;

D – диаметр вибратора, мм;

$\mu_0 = 0,001 \dots 0,005 \frac{H \cdot c}{м^2}$ – динамическая вязкость масла;

$\rho = 0,8 \frac{кг}{м^3}$ – плотность масла МС-8 при температуре 110–120°C;

$p_{п} = 0,4 \pm 0,05$ МПа – давление подачи масла.

Порядок расчета:

– выбирается начальный радиальный зазор $\delta_0 = 0,1 \dots 0,15$ мм и эксцентриситет e так, чтобы начальный относительный эксцентриситет $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0} \leq 0,8$;

– определяются безразмерные комплексы U , B , σ , ω_s ;

– для безразмерных частот $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_p} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,6; 0,9$ определяются безразмерные значения силы F_{RK} и F_{TK} и коэффициент передачи μ ;

– строится график $\mu = f(\bar{\omega})$.

Анализ расчета.

Если требуемое условие $\mu < 1,0$ (0,8 и менее) не выполняется, то возможно изменять параметры B , σ , U , величина которых зависит от δ_0 , уменьшать $\bar{\omega}_s$ (уменьшать $C_{оп}$).

Если эти меры не позволяют достичь $\mu < 1,0$ делается переход к длинному ГДД.

Выбор параметра B , σ , U и δ_0 должен быть подчинен или задаче снижения μ на резонансе, или на рабочих режимах. На рисунке 77 показано, что при $B = 0,01$ коэффициент передачи велик на резонансе, но очень мал в рабочем диапазоне частот, а при $B = 0,05$ значительное снижение на резонансе, но в 2...3 раза увеличение на рабочих частотах.

2.2.2.2 Демпферы сухого трения

Основным элементом такого демпфера (рис. 2.26) [27, 28] является пакет гофрированных стальных лент, составленный из 14...17 лент толщиной 0,4 мм с высотой гофра 1,0 мм. Пакет устанавливается в кольцевой зазор между наружным кольцом подшипником и корпусом. Размеры кольцевого зазора выбраны таким образом, что в собранном состоянии зазор между лентами полностью выбран, а остаточный выгиб гофров пакета, определяющий максимальную величину смещения вибратора, не превышает 0,2 мм.

Такой большой натяг (0,8 мм) определяет большие силы трения на контактных поверхностях. Для снижения износа в зазоры выгибов гофров может подаваться масло из маслосистемы двигателя, тогда при деформации гофров будут действовать и силы сухого трения, и силы вязкого трения. В этом случае демпфер относят к классу комбинированных демпферов.

Пакет лент и внутреннее кольцо фиксируется от проворота шпонкой, размещенной в стыке лент. Эта шпонка исключает вращение и всего вибратора, так же как и в ГДД.

Пакет может набираться только из гофрированных лент, чередующихся гофрированных и плоских лент и только плоских лент, что позволяет управлять жесткостью опоры.

При вращении вибратор прецессирует так же, как в случае с ГДД. Это приводит к тому, что за один оборот центра вибратора по орбите все гофры демпфера будут поочередно смяты и если в зазорах гофров есть масло, оно будет вытеснено. Энергия колебаний системы будет затрачиваться на работу сухого и вязкого трения (рис. 2.26г).

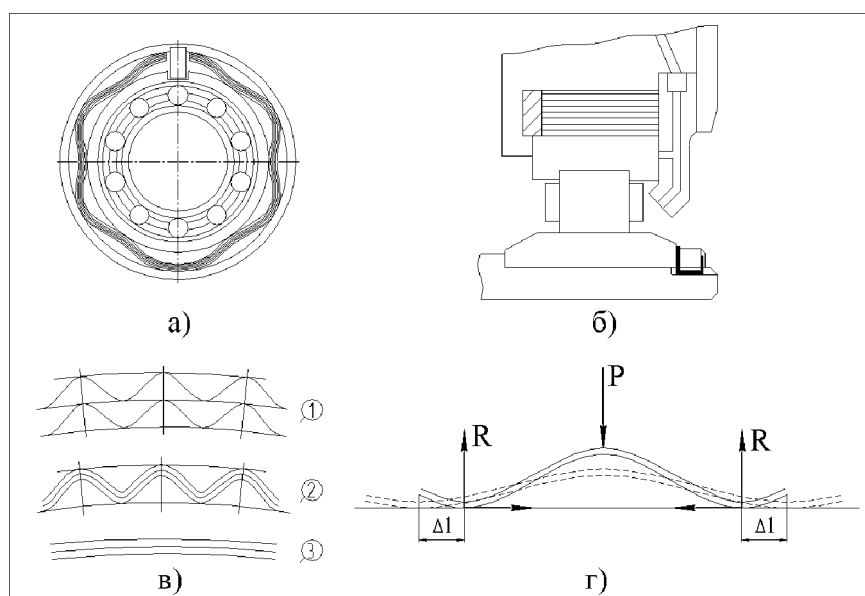


Рис. 2.26. Демпфер сухого трения: а) пакет лент в свободном состоянии (до монтажа); б) конструктивное исполнение демпфера с подводом масла; в) комбинация пакетов лент; г) схема уплотнения гофра и возникновения сил трения.

Работа сил сухого трения:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^n F_{TPi} \Delta l,$$

где $F_{TPi} = R\mu$,

μ – коэффициент сухого трения;

R – сила нормального давления в контакте.

Работа сил вязкого трения:

$$A_{BTi} = \sum_{i=1}^n F_{Ti} L,$$

где $F_{Ti} = dV$;

d – коэффициент демпфирования;

V – линейная скорость прецессии;

L – длина демпфера.

Энергия колебаний рассеивается в основном за счет проскальзывания вибратора с трением относительно вершин гофров и вершин гофров относительно корпуса (70...80%), а также за счет взаимного проскальзывания лент (12...18%) и гидравлических потерь (5...9%).

Достоинствами такого демпфера являются:

- высокая демпфирующая способность во всем диапазоне амплитуд смещения ротора, стабильность характеристик в течение ресурса;
- способность нести значительную статическую нагрузку без использования разгрузочных устройств;
- возможность работы при высоких температурах при отсутствии смазки;
- возможность управлять жесткостью демпфера (изменяя ее в десятки раз) за счет изменения натяга в пакете лент или за счет изменения компоновки пакета (гофрированные, плоские ленты или их чередование) и, таким образом, получая нужные характеристики демпфирования.

Недостатки:

- разброс упругодемпфирующих характеристик при изготовлении;
- анизотропия характеристик жесткости, а следовательно и демпфирующих свойств по окружности.

Общий стык у лент пакета ведет к неодинаковой жесткости гофров по окружности. Наиболее жестким будет гофр, расположенный против стыка. Поэтому стык пакетов при установке демпфера в опору располагают вверх, что позволяет получить наименьшее смещение оси ротора под действием его веса.

Делались попытки создать демпфер с малой анизотропией свойств по окружности [28].

2.3. Расчет и назначение дисбалансов ротора

Нагрузки, действующие на ротор, вызывают изгибные деформации ротора с периодическим раскрытием стыков на стороне растяжения, тем самым, смещая центр масс и увеличивая неуравновешенность ротора. Важную роль в обеспечении прочности ротора играет балансировка, где гарантируется минимальная неуравновешенность.

Неуравновешенность - это состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое вызывает во время вращения переменные нагрузки на опорах и изгиб ротора.

Мерой неуравновешенности считается *дисбаланс*. Для сопоставления роторов различных масс вводят удельный дисбаланс численно равный эксцентриситету. В соответствии с ГОСТ 22061-76 «Система классов балансировки» роторы авиационных ГТД относятся к 4 классу точности, по которому нижние и верхние значения комплекса

$$e_{CT} \cdot \omega_{max} = 2.5...6.3.$$

Динамическая балансировка - это операция по минимизации эксцентриситета e_{CT} и совмещение одной из главных осей инерции с осью вращения, которая позволяет ввести неуравновешенность или дисбаланс ротора в заданные нормы.

Статическая балансировка элементов многодискового ротора является предварительной в технологии уменьшения дисбаланса.

Порядок назначения дисбалансов.

Задача конструктора состоит в том чтобы назначить допустимые дисбалансы и в выбранных плоскостях коррекции указать на чертеже места установки уравнивающих грузов.

Для роторов доскообразной формы, масса которых размещена в одной плоскости, достаточной является статическая балансировка.

Жесткие роторы.

Жестким считается ротор, который может быть сбалансирован на частоте вращения меньше первой критической частоты в двух произвольных плоскостях коррекции и у которого остаточный дисбаланс не превышает допустимой на всех частотах вращения до наибольшей эксплуатационной.

Расчет дисбаланса.

1. Для оценки дисбаланса ротора должна быть составлена расчетная схема неуравновешенности, определена масса ротора m_p , заданна максимальная эксплуатационная частота вращения, назначены плоскости приведения дисбаланса I и II.

2. По графику или по таблице классов точности балансировки, по верхней границе для 4 класса точности определяют значение $e_{CT} \cdot \omega_{\max}$.

3. Решается вопрос, балансировать ротор в собственных подшипниках или в технологических подшипниках

4. По известным $n_{\text{Э}\max}$ и $e_{CT} \cdot \omega_{\max}$ определяется $e_{CT\text{табл}}$. Для оценки верхнего значение вектора допустимого дисбаланса в соответствии со стандартом используется выражение

$$D_{CT\text{доп.верх}} = m_p \cdot e_{CT\text{табл}} - D_{CT\text{Э}},$$

где $D_{CT\text{Э}}$ - значение главного вектора эксплуатационного дисбаланса, который определяется экспериментально как разность дисбалансов до и после эксплуатации. Для расчета принимают 20% от табличного допустимого дисбаланса.

5. Определяется нижнее значение вектора допустимого дисбаланса

$$D_{CT\text{доп.нижн}} = \frac{m_p \cdot e_{CT\text{табл}}}{2,5} - D_{CT\text{Э}}.$$

6. Определяется вектор дисбаланса в опорах из расчетной схемы

$$D_{CT}^A = D_{CT} \frac{L_B}{L},$$

$$D_{CT}^B = D_{CT} \frac{L_B}{L}.$$

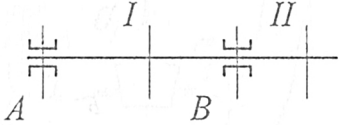
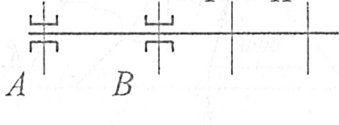
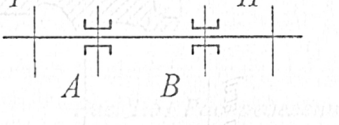
7. Определяем значение допустимого дисбаланса в плоскости коррекции (таблица 2.1)

8. Указываем значение допустимого дисбаланса в ТТ чертежа ротора и определяем массы балансировочных грузов для выбранных радиусов для их закрепления в плоскости коррекции I и II.

Масса балансировочного груза вычисляется, исходя из определения статического дисбаланса:

$$D = m_g \cdot r, \text{ где } r - \text{радиус установки груза.}$$

К расчету дисбалансов ротора

Схема взаимного расположения плоскостей	Формулы пересчета статического дисбаланса
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B (L - l_2)}{l_2 - l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B (L - l_1)}{l_2 - l_1}$
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B (L - l_2)}{l_2 - l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B (L - l_1)}{l_2 - l_1}$
	$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B (L - l_2)}{l_2 + l_1}$ $D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B (L + l_1)}{l_2 + l_1}$

Гибкие роторы.

При балансировке гибких роторов по результатам измерения упругой линии реакции ротора определяют закон распределения дисбаланса. После этого, определяют, где, в каком порядке и количестве нужно устанавливать коррекционные массы, чтобы устранить реакции опор и уменьшить изгибающий момент в гибком роторе и обеспечить его уравновешенность в некотором диапазоне угловых скоростей. Гибкие роторы балансируются в трех плоскостях.

*Пример**Расчет допустимого дисбаланса и размещения грузов.*

Необходимо определить величину допустимых дисбалансов, массу и расположение балансировочных грузиков для ротора газогенератора проектируемого двигателя АД-83.

Для проведения расчётов составим на основе балансировочного чертежа ротора расчётную схему ротора, приведенную на рисунке 2.27.

1) *Основные данные для расчета.*

$m_p = 156.19$ кг – масса ротора, которая была определена, с использованием графического пакета КОМПАС 3D-V9. Вес лопаток был принят равным 40% от веса диска турбины и 30% от веса дисков компрессора. Было учтено, что все элементы ротора турбины выполнены из жаропрочного сплава, первые четыре диска компрессора выполнены из титана, последующие – из жаропрочной стали.

$$\omega_{\text{эмах}} = 13766 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 1441.6 \frac{\text{рад}}{\text{с}} - \text{максимальная частота вращения ротора.}$$

Ротор балансируется в двух плоскостях коррекции, обозначенных на рисунке 1 как плоскости коррекции 1 и 2. Балансировка осуществляется в опорах ротора.

2) Определим величину допустимых дисбалансов. Для оценки точности балансировки роторов ГОСТом 22061-76 (на основе ИСО 1940-73) установлено 13 классов точности, определяемых по нормированным предельным значениям произведения удельного дисбаланса на наибольшую частоту вращения ротора в эксплуатации $e_{ст} \cdot \omega_{э\max}$.

Ротора авиационных ГТД относятся к 4-му классу точности балансировки, для которого верхнее и нижнее значение допустимого дисбаланса соответственно равно:

$$D_{ГОСТ\ верх} = 6,3 \frac{мм \cdot рад}{с}$$

$$D_{ГОСТ\ нижн} = 2,5 \frac{мм \cdot рад}{с}$$

Таким образом, зная величины $D_{ГОСТ}$ и $\omega_{э\max}$, определяем величину допустимого эксцентриситета.

$$e_{ст\ верх} = \frac{D_{ГОСТ\ верх}}{\omega_{э\max}} = \frac{6,3}{1441,6} = 4,37 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$e_{ст\ нижн} = \frac{D_{ГОСТ\ нижн}}{\omega_{э\max}} = \frac{2,5}{1441,6} = 1,73 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

3) Балансировка осуществляется в опорах ротора.

4) Определение верхнего значения вектора допустимых дисбалансов.

При расчётах учитывают значение дисбаланса, появившегося в эксплуатации:
 $D_{ст\ э} = 0,2 \cdot D_{ст\ доп}$.

Тогда:

$$D_{ст\ доп\ верх} = m_p \cdot e_{ст\ верх} - D_{ст\ э} = m_p \cdot e_{ст\ верх} - 0,2 \cdot m_p \cdot e_{ст\ доп\ таб},$$

где $e_{ст\ доп\ таб}$ — допустимый табличный удельный дисбаланс ротора для 4 класса точности

$$e_{ст\ доп\ таб} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$$

$$D_{ст\ доп\ верх} = 156 \cdot 10^3 \cdot 4,37 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 156 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} = 644 \text{ г} \cdot \text{мм}$$

5) Определение нижнего значения вектора допустимых дисбалансов.

$$D_{ст\ доп\ нижн} = m_p \cdot e_{ст\ нижн} - D_{ст\ э} = m_p \cdot e_{ст\ нижн} - 0,2 \cdot m_p \cdot e_{ст\ доп\ таб}$$

$$D_{ст\ доп\ нижн} = 156 \cdot 10^3 \cdot 1,73 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 156 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} = 227 \text{ г} \cdot \text{мм}$$

6) Определяем значения дисбалансов в плоскостях коррекции:

$$D_{1\ верх} = D_{ст\ доп\ верх} \cdot \frac{|L_2 - L_A|}{|L_2 - L_1|} = 644 \cdot \frac{1070 - 760}{1070 - 285} = 254 \text{ г} \cdot \text{мм} = 25,4 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{1\ нижн} = D_{ст\ доп\ нижн} \cdot \frac{|L_2 - L_A|}{|L_2 - L_1|} = 227 \cdot \frac{1070 - 760}{1070 - 285} = 89,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 8,96 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{2\ верх} = D_{ст\ доп\ верх} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 644 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 389,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 38,9 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{2\ нижн} = D_{ст\ доп\ нижн} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 227 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 167,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 16,7 \text{ г} \cdot \text{см}$$

7) Определим радиус расположения и массу балансировочных грузов.
 Примем следующее расположение грузов.

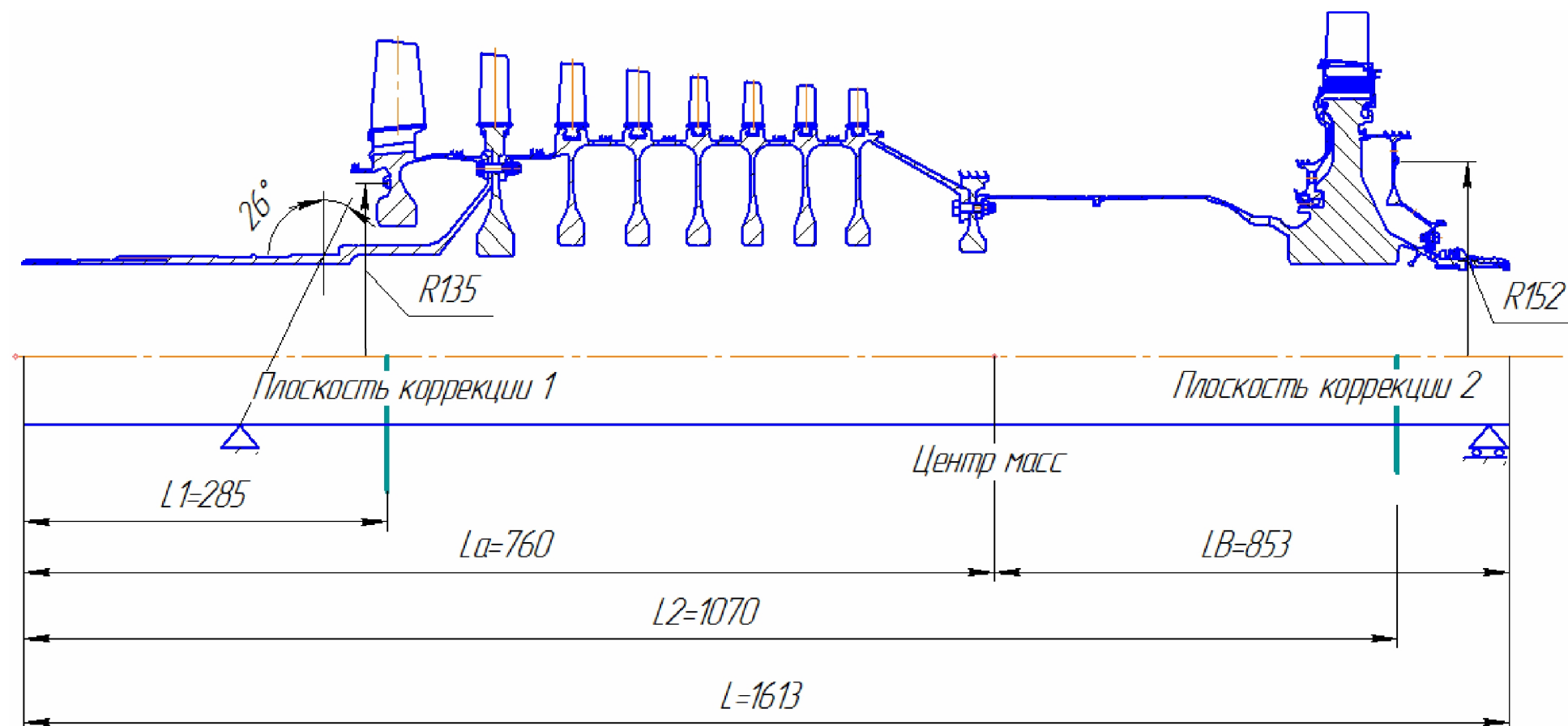


Рисунок 2.27. Расчетная схема ротора

$$R_1 = 13,5 \text{ см}$$

$$R_2 = 15,2 \text{ см}$$

Определим величину масс при условии наличия максимальных дисбалансов.

$$m_{Г1} = \frac{D_{1 \text{ верх}}}{R_1} = \frac{25,4}{13,5} = 1,88 \text{ г};$$

$$m_{Г2} = \frac{D_{2 \text{ верх}}}{R_2} = \frac{38,9}{15,2} = 2,56 \text{ г}$$

После балансировки остаточные дисбалансы в плоскостях коррекции не должны выходить за пределы верхних значений допустимых дисбалансов.

2.4. Конструктивные методы повышения вибропрочности лопаток компрессора и турбины

Под конструкционной прочностью принято понимать прочность деталей или элементов конструкции в реальных условиях эксплуатации с учетом конструкционных, металлургических и технологических факторов. Структура конструкционной прочности дана на рисунке 2.28.

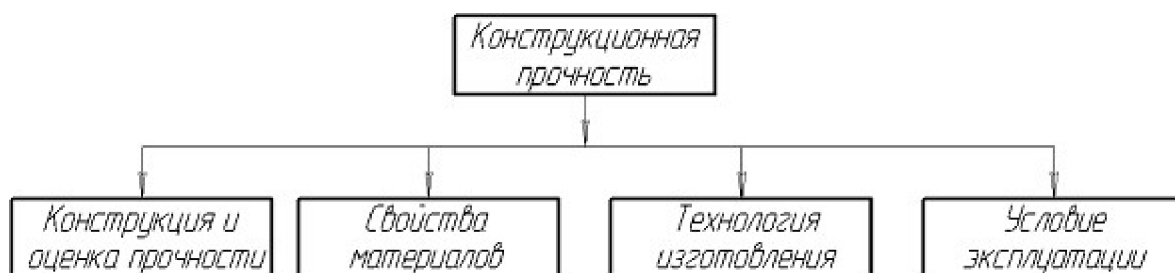


Рис. 2.28. Структурная схема конструкционной прочности

Будем исходить из норм летной годности двигателей, в которых предписан обязательный анализ статических напряжений *основных* деталей на соответствие нормативным требованиям к прочности и поставлено условие: в рабочем диапазоне частот вращения и тяг не должно быть недопустимых вибрационных напряжений *любой* детали. (Основные детали – детали, разрушение или последствия разрушения которых могут привести к опасным отказам).

Тогда изучение конструкционной прочности элементов компрессора удобно провести, анализируя влияние различных нагружений на запас прочности по пределу выносливости K_V при неизменном среднем напряжении цикла σ_m и переменных напряжениях σ_v ,

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле нагружения,

Ψ – коэффициент влияния средних напряжений цикла,

$\Psi=0,2 \dots 0,35$ – для сталей и $\Psi=0,4$ – для титановых сплавов.

Группы контроля непосредственно связаны с проверкой прочности, при этом первые 3 группы регламентируют проверку механических свойств детали, а остальные 3 группы – проверку твердости.

Покажем возможности повышения конструкционной прочности (возрастание запаса по пределу выносливости K_V на примере одной из основных деталей – рабочей лопатке компрессора. Проведем анализ влияния различных факторов на статическую прочность (среднее напряжение цикла σ_m), предел выносливости σ_{-1} и уровень переменных напряжений σ_v .

Статическая прочность детали (σ_m). Три основных принципа позволяют оптимизировать несущую способность и массу рабочих лопаток: минимизация плотности материала, минимизация напряжений растяжения от действия центробежных сил за счет выбора закона распределения площадей по высоте лопатки, разгрузка от нагружения лопатки изгибом при действии момента от газовых сил моментом противоположного действия от центробежных сил. (Отметим, что принципы минимизации плотности материала и закон оптимального распределения площадей действуют и при проектировании дисков и вала, соединяющего роторы компрессора и турбины ВД). Рабочая лопатка находится под воздействием газовых сил и центробежных сил от масс самой лопатки.

Предел выносливости σ_{-1} и сопротивление повторно-статическому нагружению (σ_M) (σ_V^z) в соответствии с исходным выражением для K_V необходимо увеличивать, т.к. они определяют долговечность деталей, испытывающих переменные напряжения.

Под усталостью и пределом выносливости σ_{-1} понимают предельные переменные напряжения σ_a , которые может выдержать образец или деталь при заданном числе циклов N с высокой частотой нагружения (400-700 Гц).

Малоцикловая усталость, вызываемая переходными процессами в двигателе, обычно выражается пределом повторности (σ_V^z) - переменным напряжением, при котором разрушается образец при числе циклов Z с низкой частотой нагружения (5-15 Гц).

Долговечность при одинаковом уровне напряжений в случае с повторно-статическим нагружением оказывается значительно ниже долговечности с высокочастотным нагружением при прочих одинаковых условиях. Поэтому важное значение при анализе нагружения и разрушений деталей имеет учет малоциклового нагружения и особого рассмотрения одновременного действия этих двух циклических нагрузок. Считается, что σ_{-1} и σ_V^z линейно зависимы.

Предел выносливости и предел малоциклового усталости деталей обычно ниже этих характеристик для гладких образцов, т.к. на них оказывает влияние конструкция детали, определяющая концентрацию напряжений (сочетание толщин и жесткостей, радиусы скругления и т.д.), схема нагружения, шероховатость, дефекты в материале и др. Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы геометрические параметры, материал и технические требования к изготовлению проектируемой детали гарантировали бы заявленные σ_{-1} и σ_V^z .

С другой стороны конструктор должен владеть методами повышения этих характеристик деталей уже в процессе доводки и эксплуатации двигателя, когда при возникновении разрушений и других дефектов появляется необходимость увеличения конструкционной прочности и ресурса. Обычно это технологические приемы.

Одним из таких технологических методов является **поверхностно-пластическое деформирование (ППД)**, эффект которого состоит в следующем. После любой обработки резанием в тонком поверхностном слое возникают микрповреждения в виде линий скольжения или микротрещин, которые неравномерно распределяются в этом слое. При воздействии внешней нагрузки эти повреждения являются источниками концентрации напряжений и направлением распространения усталостных трещин. При этом если в поверхностном слое действуют растягивающие напряжения, скорость распространения усталостных трещин растет, а сжимающие тормозят их распространение. Универсальный высокоэффективный метод ППД обеспечивает наведение в поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений и рост линий скольжения самой разной ориентации. Знак остаточных напряжений всегда обратный деформации, следовательно, для получения сжимающих остаточных напряжений поверхностный слой надо растянуть, что и обеспечивается, например, при бомбардировании его дробью. Сжимающие напряжения и разориентировка линий скольжения в поверхностном слое и есть причина повышения

предела выносливости. В противовес сжимающим остаточные растягивающие напряжения играют роль постоянно наложенных напряжений (среднее напряжение цикла), что и является причиной частичной потери усталостной прочности.

Технологии ППД.

Технологии ППД строились применительно к деталям разного назначения, габаритов, ажурности.

Гидродробеструйное упрочнение осуществляется струей трансформаторного масла и стальными шариками диаметром 2.0..2.5 мм в этой струе, при этом предел выносливости увеличивается на 30% и класс шероховатости с 7-8 до 8-9 класса. Используется для упрочнения лопаток компрессора, шестерен, трубопроводов.

Пневмодробеструйное упрочнение более жесткий процесс и используется для упрочнения крупногабаритных деталей корпуса компрессора, дисков с умеренными требованиями к шероховатости, шестерен из цементированных сталей. Для разгона стальных шариков диаметром 1.0..1.4 мм используется кинетическая энергия воздушной струи.

Упрочнение микрошариками диаметром 25..200 мкм обеспечивает максимум остаточных напряжений непосредственно на поверхности вместо максимума в подслое на глубине 0.03..0.11 мм при пневмо- и гидро- упрочнении. Эта разница во многом и определяет более высокую эффективность упрочнения микрошариками: σ_{-1} увеличивается на 27% по сравнению с гидродробеструйной обработкой, а класс шероховатости предварительно шлифованной поверхности доводится до 8-9 класса. Обработка микрошариками обеспечивает упрочнение и отделку поверхностей ажурных деталей с тонкими кромками, малыми радиусами переходов. Особенность такой технологии – сохранение влияния сжимающих остаточных напряжений до температур 700-750 °С на жаропрочных сплавах и до 500 °С на титановых. Для ускорения микрошариков чаще используется центробежный эффект.

Во всех рассмотренных случаях оптимальное время наклепа определяется по стабилизации прогиба контрольной пластины: момент, с которого прогиб остается постоянным и определяет продолжительность обработки (рис. 2.29).

Виброупрочнение. Различают виброголтовку и виброшлифование.

Виброгалтовке подвергаются детали сложной формы, требующей объемного упрочнения (лопатки турбины, шлицы валов, шестерни). Процесс происходит в контейнере, совершающем пространственное перемещение по трем координатным осям, где закрепляются детали, помещаются стальные шарики диаметром 2.5..5 мм и растворитель. Сложные движения контейнера обеспечивают соударения шариков с поверхностью детали и как результат – наклеп поверхностного слоя. Процесс длится 90-150 мин. σ_{-1} повышается на 25-65%, достигается и повышение класса шероховатости.

Виброшлифование осуществляется на тех же установках, что и виброголтовка с рабочей смесью: стальные шарики диаметром 1.6..2.5 мм, абразивные гранулы, паста и растворитель. Достигается увеличение класса шероховатости на 1-3 класса до 8-9 класса, формирование остаточных напряжений и снижение трудоемкости слесарных операций в 1.5-2 раза.

Алмазное выглаживание - это отделочно-упрочняющая операция, заключающаяся в пластическом деформировании поверхности скользящим по ней инструментом – выглаживателем (алмазным кристаллом), закрепленным в оправе. При этом повышается класс шероховатости (8 класс). Формируются остаточные сжимающие напряжения, повышается износостойкость.

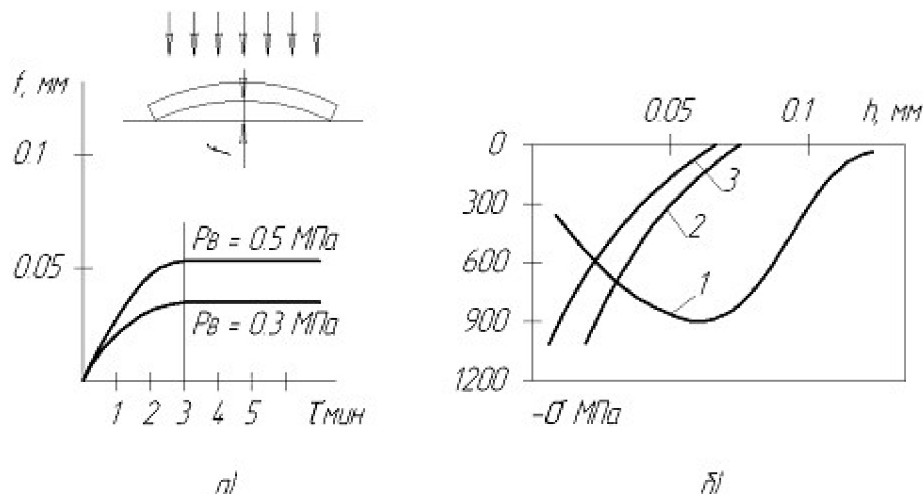


Рис. 2.29. Упрочнение поверхностно-пластическим деформированием:

а) фронт бомбардирующей дроби и прогиб контрольной пластины 100x20x4, изменение прогиба f от времени обработки τ и давления воздуха P_b в пневмосистеме, материал сталь 12Х2НВФА, потребное время наклепа 3 мин. б) эпюры распределения остаточных напряжений в плоских образцах:

1-цементированная сталь 12Х2НЧА, пневмодробеструйная обработка 3 мин, $P_b=0.4$ МПа, дробь 0.5..1.0 мм. 2 и 3 – титановые сплавы ВТ-20 и ВТ-9, обработка микрошариками диаметром 160..200 мкм, $\tau = 30$ мин

Отметим также отрицательное влияние на усталостную прочность *эрозии и фреттинг-коррозии*.

Под *эрозией* понимается разрушение поверхности от механического воздействия высокоскоростного потока: из-за трения происходит расшатывание отдельных объемов материала и их выламывание. Эрозионное воздействие усиливается присутствием в потоке мелких твердых частиц (песок, пыль), когда износ становится эрозионно-абразивным. Особенно интенсивно в этом случае изнашиваются алюминиевые детали. Выносливость при эрозии падает в два раза.

Фреттинг-коррозия или *контактная коррозия* – это процесс разрушения металла на плотно контактирующих поверхностях из-за повторяющихся относительных тангенциальных микросмещений (достаточна амплитуда 0.25 мкм). Разрушение заключается в образовании на поверхности взаимного касания язв и продуктов коррозии в виде пятен и порошка, которые являются концентраторами напряжений и снижают предел выносливости. Фреттинг-коррозия появляется в замках крепления лопаток, на затянутых фланцевых стыках, призонных болтах, на центрирующих поверхностях шлицевых соединений, на сопряженных поверхностях валов с дисками, кольцами подшипников и др.

Для уменьшения фреттинг-коррозии необходимо обеспечить конструктивно малые микросмещения, снижение сил трения применением твердых смазок (например, дисульфид молибдена MoS_2) и гальванических покрытий (серебро, медь, кадмий, олово), а также повышение твердости поверхностей контакта (закалка, азотирование).

Необходимо отметить, что в *гальванических покрытиях* также *наводятся остаточные напряжения*: при покрытии кадмием, цинком и свинцом – сжимающие, при покрытии серебром – слабые растягивающие, а при нанесении никеля, хрома и кобальта явно растягивающие (315-470 МПа).

Снижение переменных напряжений σ_v достигается воздействием на источник возбуждения колебаний, частотной отстройкой от резонансных колебаний и демпфирование колебаний.

2.5. Воздействие на источник возбуждения

Источники возбуждения колебаний лопаток имеют газодинамическую природу: окружная неравномерность газовых сил на входе, провалы скорости и давления в аэродинамических следах лопаток и стоек опор, неравномерный по окружности отбор и перепуск воздуха, неравномерность газовых сил, вызванная геометрическими отклонениями в межлопаточных каналах решеток профилей. Воздействие на источники возбуждения преследует цель уменьшить амплитуду возбуждающей силы или изменить ее частоту.

Основным источником возбуждения от газовых нагрузок является окружная неравномерность давления в воздухозаборнике, достигающая 8..10%. При гармоническом анализе такой неравномерности наибольшей интенсивностью обладает первая гармоника и если принять ее значение за единицу, то интенсивности 2 и 3 гармоник будут выглядеть как 0.3:0.1 и далее по убывающей. Поэтому лопатки 1 и 2 ступени компрессора должны быть отстроены от возможных резонансов с 1.2 и 3 гармониками.

Неравномерность поля скоростей и давлений в аэродинамических следах от лопаток и стоек опор в осевых зазорах может вызвать резонансные колебания лопаток близлежащих решеток чаще с частотой основного тона

$$f = \frac{z \cdot n}{60},$$

где z – число лопаток или стоек опоры, n – частота вращения в мин.

$$\bar{\delta}_x = \frac{\delta}{\varepsilon} = 0.5$$

Установлено, что при относительном осевом зазоре НА) уровень переменных напряжений в лопатке стабилизируется на минимальном уровне. Но такой осевой зазор, увеличивающий габариты двигателя, дорогая цена за снижение σ_V , ибо как было показано ранее оптимальная величина осевого зазора $\bar{\delta}_x = 0.2..0.3$. Однако, как мера снижения σ_V в процессе доводки увеличение осевого зазора нередко используется. В качестве примера приведем увеличение осевого зазора на 30 мм между ВНА и 1РК вентилятора ТРДД НК-8 первой серии путем срезания задней кромки профиля лопаток ВНА, что позволило снизить переменные напряжения на 50%.

Геометрическая неоднородность межлопаточных каналов, вызванная разностью шагов и углов установки лопаток, смещением лопаток вперед и назад относительно фронта решетки, выступанием или утопанием хвостовиков лопаток в пазах дисков (рис. 2.30), порождает неравномерное поле скоростей и давлений за решеткой и, при определенных сочетаниях этих отклонений, приводит к возникновению резонансных колебаний лопаток соседних венцов, снижению КПД и ГДУ.

Поэтому, как было показано ранее, точность шага и угла установки, положение лопатки относительно фронта, выступание и утопание лопаток регламентируется системой допусков и проводится анализ влияния их на прочностные и газодинамические характеристики венцов.

Аналогичная картина неоднородности может возникнуть и *при конструктивной реализации отбора и перепуска воздуха* из межлопаточных каналов НА при геометрической неоднородности площадей окон и их положения в межлопаточном канале.

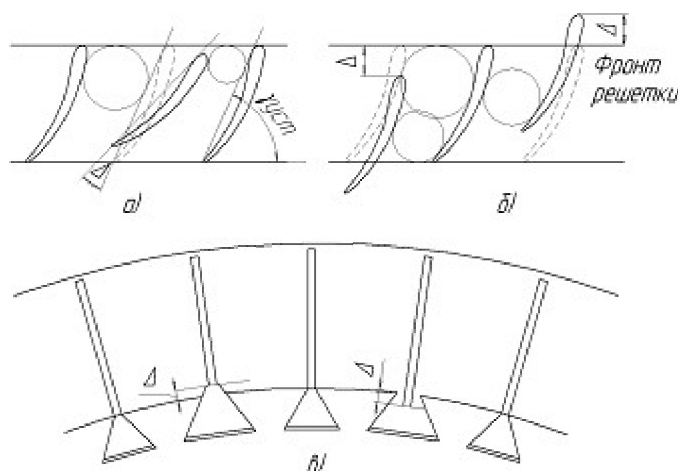


Рис. 2.30. Причины геометрической неидентичности межлопаточных каналов
 а) отклонение угла установки лопатки, б) отклонение от линии фронта решетки,
 в) выступание хвостовика (заужение межлопаточных каналов), утопание хвостовика (расширение)

Однако в практике воздействия на источник возбуждения напротив используется так называемая *разношагица*, заведомо введенная в конструкцию неравномерность шага лопаток НА, когда лопатки размещаются в нескольких секторах с разным шагом (рис. 2.31). Картина снижения напряжений в данном случае зиждется на рассогласовании направления действия возбуждающей силы и направления движения колеблющейся лопатки.

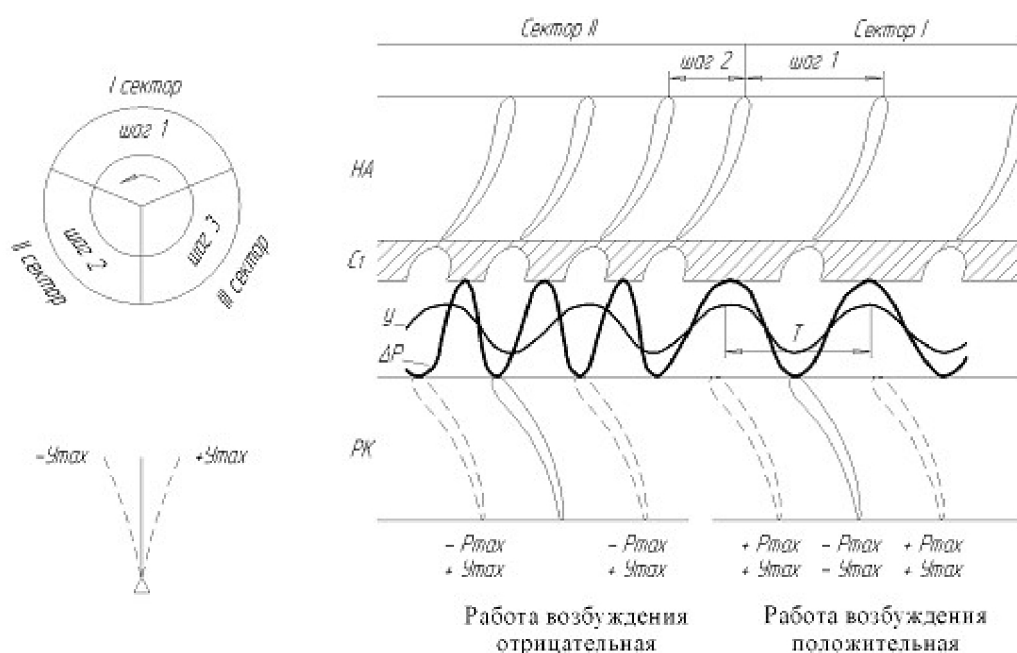


Рис. 2.31. Снижение амплитуды колебаний рабочей лопатки за счет разношагицы лопаток впереди стоящего НА: а) разделение НА на секторы с разным шагом разделения лопаток, б) схема колебаний рабочей лопатки, стоящей за НА, в) развертка решетки профилей НА и положение лопатки РК при колебаниях; изменение скорости C_1 за НА, изменение возбуждающей силы ΔP и амплитуды колебаний рабочей лопатки y в зависимости от шага

Пусть рабочая лопатки, проходя по фронту сектора I НА, из-за неравномерности поля скоростей за каждый период колебания T получает два импульса возбуждающей силы $P_{газmax}$ и $P_{газmin}$ (зона закрочного следа) в направлении своего движения y , т.е. возбуждающая сила и перемещение лопатки находятся в фазе и работа возбуждающих сил в этом случае максимальна.

Если лопатка, пройдя сектор I, войдет в зону сектора II с шагом, например, равным половине шага предыдущего, то импульс возбуждающей силы окажется не в фазе с перемещением лопатки, и работа возбуждающих сил будет резко снижаться и станет в отдельный момент отрицательной, амплитуда колебаний лопатки y и, следовательно, переменные напряжения σ_V уменьшаться.

При проектировании такого НА проводится гармонический анализ и натурное тензометрирование лопаток предложенных вариантов размещения лопаток по секторам и оценивается интенсивность возбуждения. По результатам такого исследования и выбирается оптимальный вариант разношаговости.

Возможно снижение уровня возбуждения лопаток НА соседними решетками рабочих колес путем *наклона лопаток* (до 20°) *в плоскости фронта решетки*. При этом закомочный след действует на лопатку не сразу по всей высоте, а это происходит с некоторой постоянной скоростью вдоль лопатки. Однако при этом необходимо соотносить окружную скорость РК и форму колебаний лопатки НА так, чтобы исключить обратный эффект.

2.6. Частотная отстройка

Величина переменной составляющей сил, действующих на лопатки, обычно невелика – она выражается несколькими процентами от статической нагрузки и поэтому при вынужденных колебаниях переменные напряжения малы. Они многократно возрастают при совпадении собственной частоты колебаний лопатки с частотой возбуждающей силы, т.е. на резонансе. Обеспечение конструкционной прочности лопаток при проектировании связано с отстройкой от резонансов.

Как указывалось выше, первые и вторые ступени компрессора должны быть отстроены от резонансов по 1, 2 и 3 гармонике неоднородности поля на входе, т.к. эффективных мер воздействия на этот вид возбуждающих сил нет. Для последующих ступеней наиболее опасными являются гармоники $k=2..6$ и $k=z_{НА}$ (z – число лопаток НА перед и за ступенью) и тогда частота возбуждения

$$f_{\text{возб}} = k n_c,$$

где k – номер гармоники к частоте вращения ротора, n_c – частота вращения ротора.

Особенно легко возбуждаются колебания по первой изгибной форме, затем по второй и третьей изгибной, первой крутильной и второй крутильно-изгибной и, наконец, высокочастотные пластинчатые формы.

Наиболее наглядно резонансные частоты выявляют с помощью резонансной диаграммы (рис. 2.32а), где наносятся гармоники возбуждения, изменение собственной частоты по режимам и диапазон рабочих режимов. Пересечение линий гармоник возбуждения и кривых собственных частот определяют резонансы на данной частоте возбуждения.

Необходимо отметить, что отстройка процесс итерационный – каждое изменение геометрии пера при отстройке требует проверки газодинамических параметров решетки, и поиска компромисса между газодинамическими и прочностными требованиями. Густой спектр гармоник возбуждения осложняет задачу отстройки лопатки от резонансов. Технология отстройки от резонансов рабочей лопатки определяется выражением собственной частоты

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \text{ где } c \text{ – изгибная и крутильная жесткость, } m \text{ – масса лопатки}$$

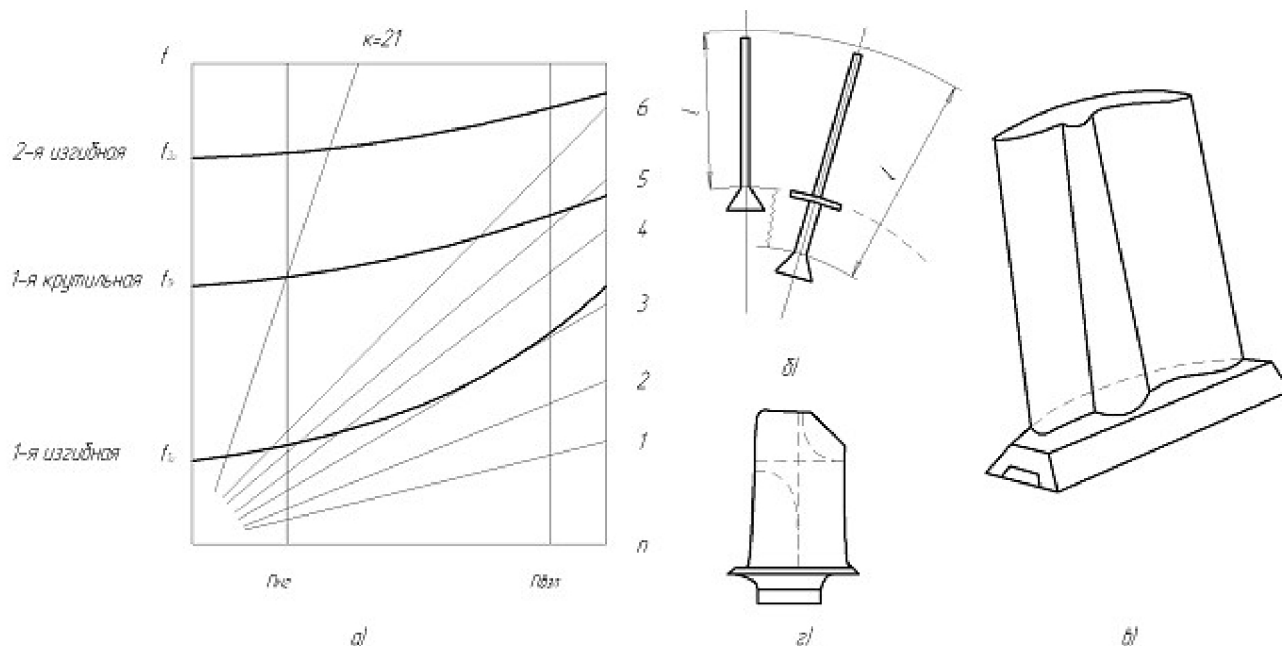


Рис. 2.32. Частотная отстройка от резонансов
а) резонансная диаграмма, б) лопатка с ножкой,
в) лопатка с профилем Шварова, г) «усечение» пера

Учитывая, что рабочая лопатка находится в поле центробежных сил, увеличения собственной частоты достигают увеличением массы периферийной части лопатки и увеличением площади (жесткости) корневых сечений. Управлять собственной частотой позволяют и конструктивные приемы: бандажные связи, удлиненная ножка хвостовика, профиль Шварова, «усечение» пера и др. (рис. 2.32 б, в, г). Роль удлиненной ножки хвостовика (рис. 2.32б)) видна из выражения для собственной частоты лопатки

$$f = \frac{\alpha}{2\pi^2} \sqrt{\frac{EI_z}{\rho F}}$$

где l – длина лопатки

F , I_z – площадь и момент инерции сечения лопатки,
 E , ρ – модуль упругости и плотность материала,
 α – коэффициент, учитывающий тип закрепления.

Профиль Шварова (рис. 2.32в), названный в честь изобретателя, представляет собой увеличение толщины профиля вдоль оси лопатки в форме конической балочки. Учитывая, что утолщение расположено на корытце опасных отрывов потока не происходит и гидравлические потери сравнимы с потерями в решетке с антивибрационной полкой, тем более что усиление может быть не по всей высоте лопатки.

В случае необходимости отстройки при сложных формах колебаний иногда прибегают к «усечению» пера (рис. 2.32г). Часто эта мера временная до получения отстроенной лопатки.

2.7. Демпфирование

Демпфирование связано с отбором энергии от колеблющейся системы, в нашем случае лопаток, на необратимую работу аэродинамических сил и сил трения. Демпфирование эффективно на резонансе (рис. 2.33), когда возбуждающая сила и

перемещения наибольшие, а эта отбираемая от системы энергия максимальна. Эффект демпфирования можно выразить логарифмическим декрементом затухания

$$\delta = \ln \frac{y_n}{y_{n+1}}, \text{ где } y_n \text{ и } y_{n+1} \text{ амплитуды колебаний } n\text{-го и } n+1 \text{ циклов.}$$

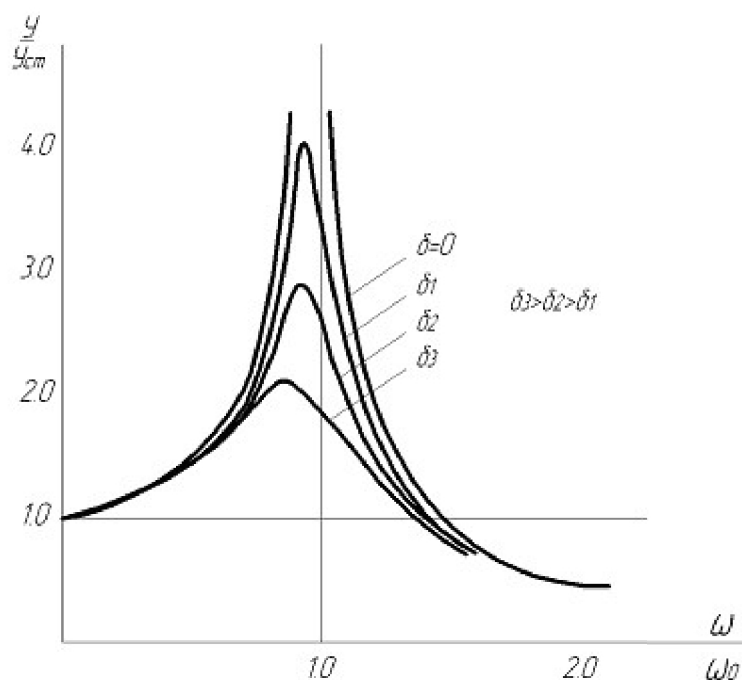


Рис. 2.33. Амплитудно-частотная диаграмма лопатки с демпфированием

Аэродинамическое демпфирование, рассмотренное ранее в п. 1.2, обеспечивает декремент $\delta=0,06\dots 0,09$. Последние значения относятся к титановым и композитным лопаткам. Модули упругости этих материалов значительно ниже, чем у стали. Следовательно, при том же значении возбуждающей силы перемещения, а значит и аэродемпфирование у таких лопаток будет выше.

Рассеяние энергии колебаний за счет трения разделяют на конструкционное демпфирование и демпфирование за счет внутреннего трения. Конструкционное демпфирование проявляется обычно в работе трения по плоскостям контакта различных элементов лопатки. Для усиления эффекта заглушения колебаний в конструкцию вводят специальные устройства – демпферы, которые могут размещаться в замке, в пространстве ограниченном полкой хвостовика и удлиненной ножкой, в бандажных связях и, наконец, в пере лопатки (рис. 2.34).

Внутреннее трение в металлах невелико ($\delta=0,001\dots 0,015$ у ВТ-9), но в композитных материалах оно значительно: $\delta=0,16\dots 0,28$ при деформациях изгиба и $\delta=0,06\dots 0,109$ при кручении.

В конструкции НА демпферы размещают в элементах крепления лопаток (рис. 2.35). При этом следует учитывать, что необходимость установки демпфера при проектировании компрессора неочевидна, т.к. опасные переменные напряжения в лопатках выявляются только при испытаниях тензометрированием, для установки демпфера необходим определенный объем в конструкции РК и НА, которого может и не быть, когда выявится необходимость в демпфировании и тогда неизбежны значительные переделки конструкции.

Чтобы разрешить это противоречие в ОКБ акад. Н.Д. Кузнецова в техническом задании на проектирование компрессора значится требование о резервировании в РК и НА места для установки демпферов. Это требование выстрадано практикой создания двигателей и означает, что при проектировании демпфер не встраивается в конструкцию, но

необходимый объем для предполагаемого демпфера должен быть предусмотрен. И если возникнет ситуация когда демпфирование будет единственным наиболее эффективным средством снижения σ_v , то оно может быть реализовано с минимальными доделками конструкции, т.е. быстро и экономно.

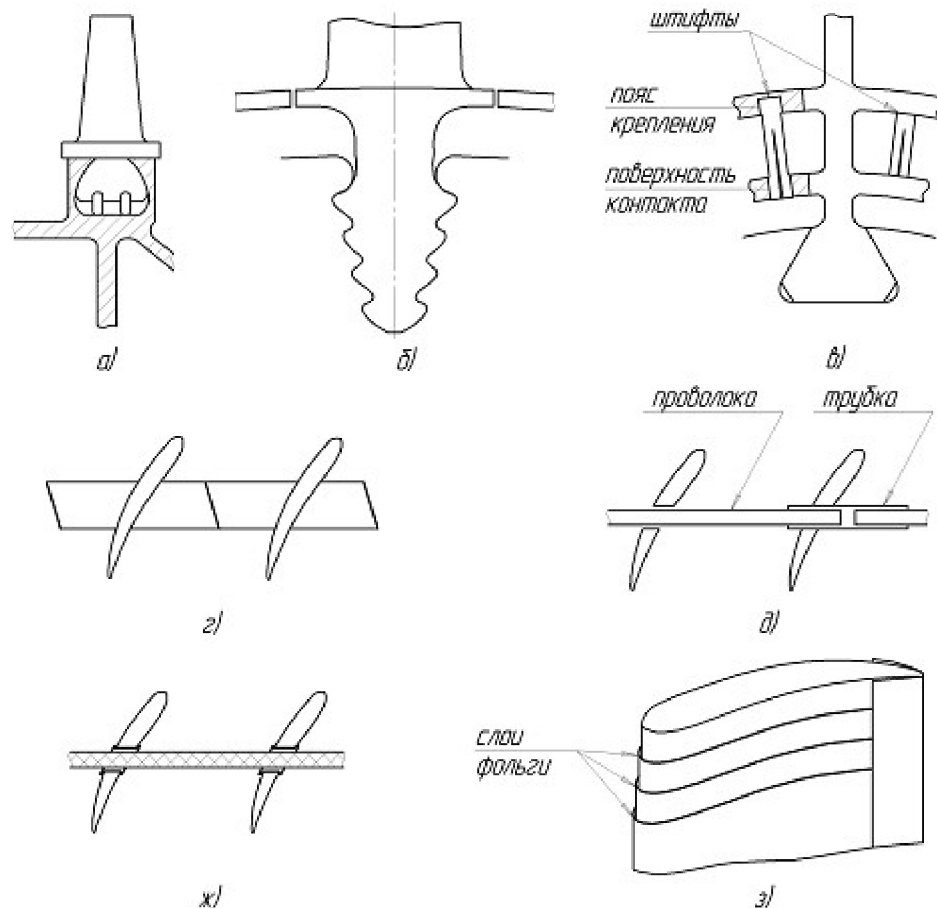


Рис. 2.34. Размещение демпферов в элементах рабочих лопаток:

в хвостовике: а) в хвостовике “ласточкин хвост” с закруглёнными гранями два профилированных троса разреженной структуры, б) “раззакоривание” хвостовика ёлочного типа по рабочей поверхности первой пары зубьев; в зоне ножки хвостовика: в) штифтовый демпфер (2 разрезных штифта) с креплением в верхней полке и с рабочей поверхностью контакта в нижней;

в связях лопаток: г) трение по контактным поверхностям антивибрационных полок, д) составной проволочный бандаж с телескопическими трубками, установленный в отверстия пера лопаток с зазором – трение в контакте лопатки и бандажа, находящегося в поле центробежных сил, ж) цельноплетёный (без разъёма) тросовый бандаж жёстко скреплённый с каждой лопаткой – диссипация энергии колебаний при трении по многочисленным контактам проволоки; в пере: з) снятый слой по перу и спинке (до 0,6 мм)заполняется слоями фольги и клея

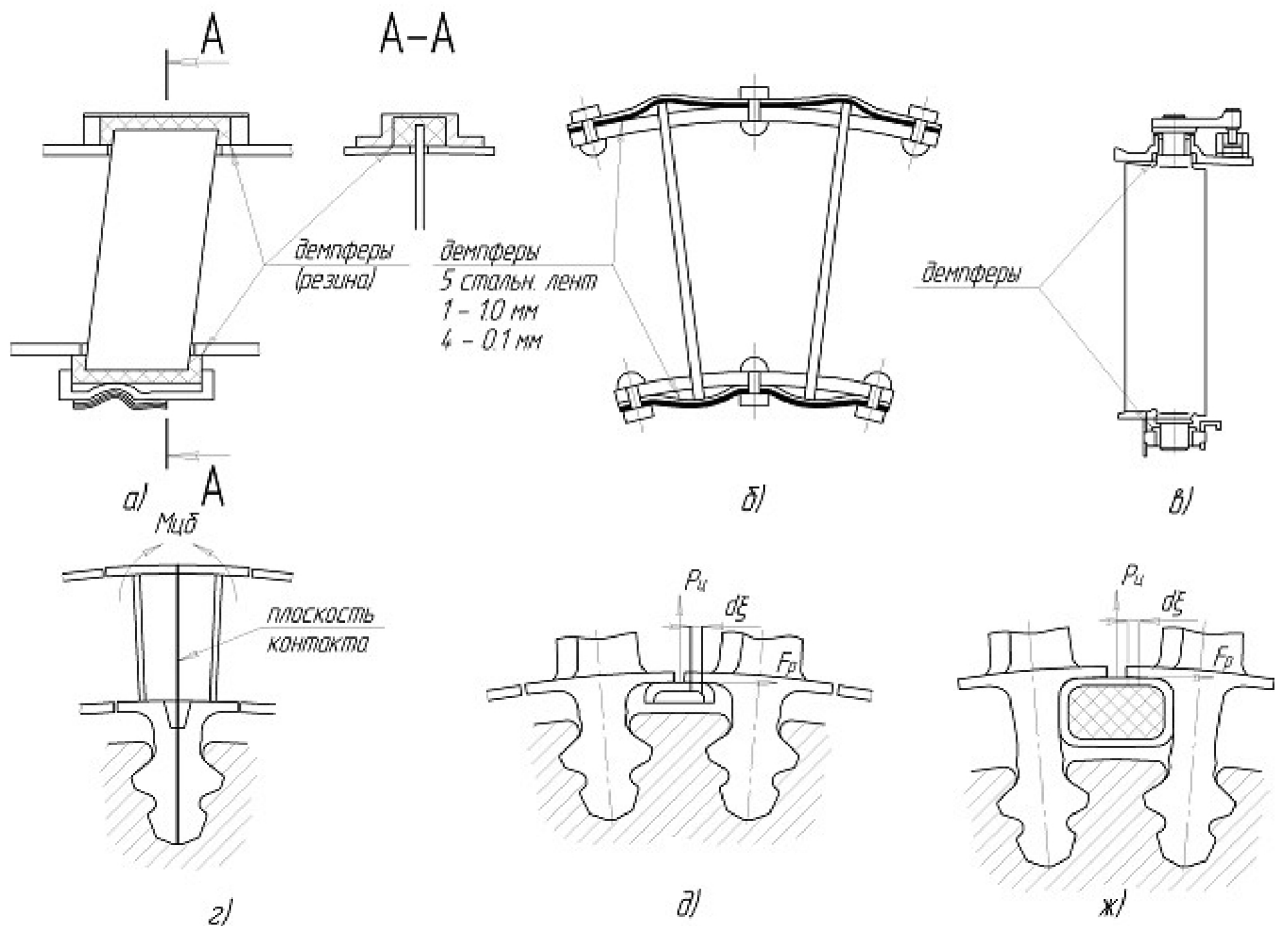


Рис. 2.35. Реализованные конструкции демпфирующих устройств лопаток:

а) резиновые демпферы НА вентиляторной ступени (LF507), б) пластинчатые демпферы лопаток НА вентилятора: набор 5-ти лент прижатых заклепками: к концам лопатки, в) втулки-подшипники из материала МР с наполнителем для лопаток РНА (АЛ-41Ф), г) турбинные лопатки с бандажными полками 2 лопатки в одном пазе диска с притертой поверхностью контакта (Д-36, Д18Т), д) демпферы в зоне полки хвостовика – грузы контактирующие с полками (Д-30), ж) вариант д, но нагрузку выполняют уплотнительные элементы (НК-56)

Все сказанное не означает, что демпферы не устанавливаются при проектировании. Демпферы, которые имеют ограничения по ресурсу, например из-за износа естественно стремятся заменить более надежной конструкцией, чаще это лопатка, отстроенная от резонанса, но демпферы, не лимитирующие ресурс двигателя, законно закрепляются в конструкции двигателя.

Рекомендации к проектированию демпферов.

Демпфер должен иметь логарифмический декремент затухания $\delta \geq 0,05 \dots 0,07$, снижать переменные напряжения до $\sigma_V = 30 \dots 60 \text{ МПа}$, иметь малые габариты и ресурс не менее ресурса компрессора.

Работа сил трения

$$A_{\delta} = \sum F_{\delta} \cdot d\xi$$

будет тем выше, чем больше сила трения $F_{\text{тр}}$ и перемещение $d\xi$. Значит, при прочих равных условиях демпфер следует размещать в местах с максимальным перемещением.

Для этого нужно провести анализ частот и форм колебания лопатки и определить наиболее опасные формы и перемещения отдельных элементов лопатки.

Определить таким образом место установки демпфера (хвостовик, ножка, бандажная связь, перо) с максимальным перемещением. При этом после анализа кинематики места

установки демпфера расположить его так чтобы он испытывал заданные деформации (чаще всего это сжатие).

Жесткость демпфера в предварительной оценке должна быть в 2-3 раза выше жесткости лопатки.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ

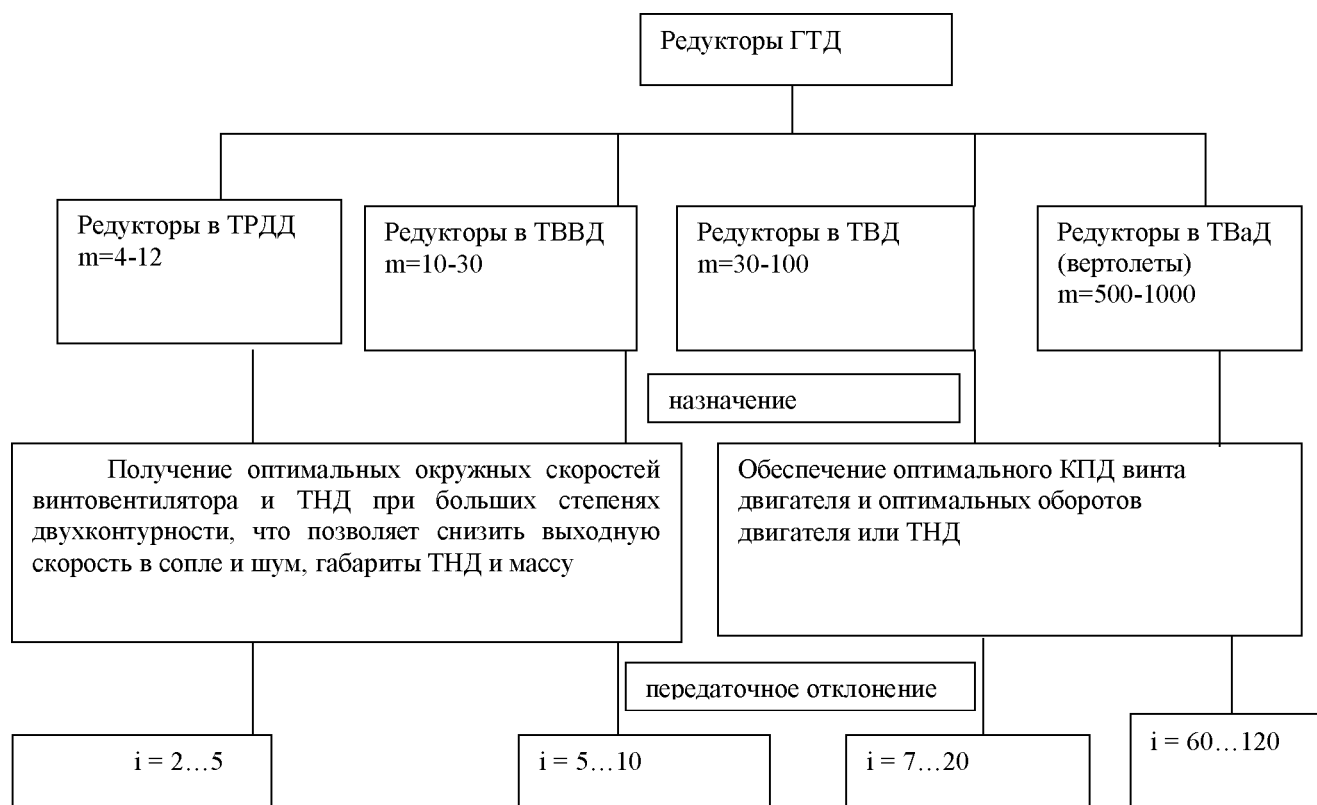
3.1. Редукторы ГТД

Назначение редуктора в ГТД - обеспечить согласование оптимальных оборотов двигателя и винта у ТВД и двигателя и вентилятора у ТРДД, что позволяет увеличить обороты турбины низкого давления (ТНД), снизить ее радиальные размеры и вес.

Области использования редукторов их передаточные отношения иллюстрируются в таблице 3.1, где m – степень двухконтурности, а $i = \frac{n_{ов.}}{n_{винта}}$ - передаточные отношения в редукторе.

Таблица 3.1

Области использования редукторов их передаточные отношения



Перспективы использования редукторов в ГТД.

Рассматриваются два типа двигателей ТРДД с большой степенью двухконтурности и ТВВД, где борются два начала при решении задачи повышения степени двухконтурности: редуктор и биротативная турбина.

Исследования фирмы Роллс Ройс в Канаде 70-х годов прошлого столетия показали, что ТРДД с редуктором при сравнении ТРДД с биротативной турбиной имеет лучшие $C_{уд.}$ (удельный расход топлива) на 6%, $\gamma_{дв.}$ (удельный вес двигателя, отнесенный к тяге) на 4% и ниже шум из-за меньших окружных скоростей на концах лопастей и выходных скоростей из сопла II контура.

В конце 80-х фирма Textron Lycoming (США) создала ТРДД LF 507 ($P=31$ кН, $D_{\text{вентилятора}}=1,06$, $L_{\text{двиг.}}=1,488$ м $m=5$), показав преимущества использования редуктора.

В 2010-11 годах фирма PW выпускает ТРДД PW1000G в классе тяг $P=7-10$ кН с редуктором. Следует отметить, что в этой схеме использованы подпорные ступени, которые размещены на валу ТНД до редуктора и имеют обороты выше, чем обороты одноступенчатого вентилятора. Следовательно, двухвальный ТРДД PW1000G имеет 3-х каскадный компрессор.

Блестящий пример использования ТВВД с закапотированным вентилятором и редуктором, реализованный в 80-е годы, последний двигатель, спроектированный при жизни Н.Д. Кузнецова – НК-93. Редуктор НК-93 имеет в 2 раза меньший вес при передаточной мощности, увеличенной в 2,5 раза.

Однако, фирма SNECMA в программе Евросоюза VITOL, где поставлена амбициозная цель: при $m=10...12$ достичь уровня шума на 10 дБ ниже, чем по гл. 4. ИКАО, опять предложила ТРДД с битротативной турбиной и двухступенчатым вентилятором, что подвигло фирму Дженерал Электрик возвратиться к проекту ТРДД с биротативной турбиной и задним расположением двухрядного вентилятора.

Итак, это противостояние «редуктор - биротативная турбина не завершено.

Направления совершенствования.

1. Повышение мощности, передаваемой редуктором.

Качественный скачок был сделан, когда началось создание ТВВД НК-93, у которого мощность редуктора составила около 3000 л.с. Это значительно меньше по сравнению с НК-12МВ, у которого мощность составляла 12500 л.с.

2. Снижение массы редуктора за счет:

- поиска оптимальной кинематической схемы и облика редуктора;
- повышения точности изготовления шестерен с 6-ой на 4(5) степень; это позволило перейти к зацеплению в цилиндрических передачах с прямым зубом с коэффициентом перекрытия 2 и снизить усилия на зуб до 0,57 от нагрузки при коэффициенте перекрытия 1...1,2. Все это обеспечило снижение массы шестерен;

- применения косозубых и шевронных цилиндрических шестерен с высоким коэффициентом перекрытия, что возможно при высокой точности изготовления;

- использования новых материалов:

для шестерен использование цементируемой стали ВКС-4 (13ХЗНВМ2Ф) с высокой температурой отпуска (до $500\text{ }^{\circ}\text{C}$) и допускаемым температурам в контакте до $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ вместо цементируемой стали 12Х2Н4АШ с температурой отпуска $150...170\text{ }^{\circ}\text{C}$.

для вала использование титановых сплавов вместо стали:

- за счет применения подшипников скольжения вместо подшипников качения в сателлитах. (Отметим, что все попытки использования подшипников скольжения, устойчивых для практики результатов, не дали)

- электрического ИКМ (измерителя крутящего момента), при этом исключается маслосистема ИКМ с высоконапорным маслонасосом.

Требования к конструкции авиационного редуктора.

- 1) Свободный вход воздуха в проточную часть двигателя,
- 2) малые диаметральные размеры, обеспечивающие плавный входной канал в компрессор (при соосном размещении редуктора),

- 3) минимальная масса,

- 4) Высокий КПД ($0,98...0,991$), что важно не только с точки зрения влияния на КПД двигателя, но главное, снижения теплоотдачи в масло (потери на трение составляют $50...200$ л. с.)

- 5) надежность. Следует отметить, что корпус редуктора ограничивает ресурс двигателя (на примере ТВД НК-12МА).

3.2. Размещение редукторов на двигателе. Классификация редукторов.

Редукторы могут иметь общую выходную ось с осью двигателя и жестко крепиться к корпусу двигателя, тогда они называются соосными.

При этом соединение редуктора с двигателем может быть или по входному фланцу компрессора, или по выходному фланцу турбины (или опоры турбины). В первом случае размещение называется передним, а во втором – задним.

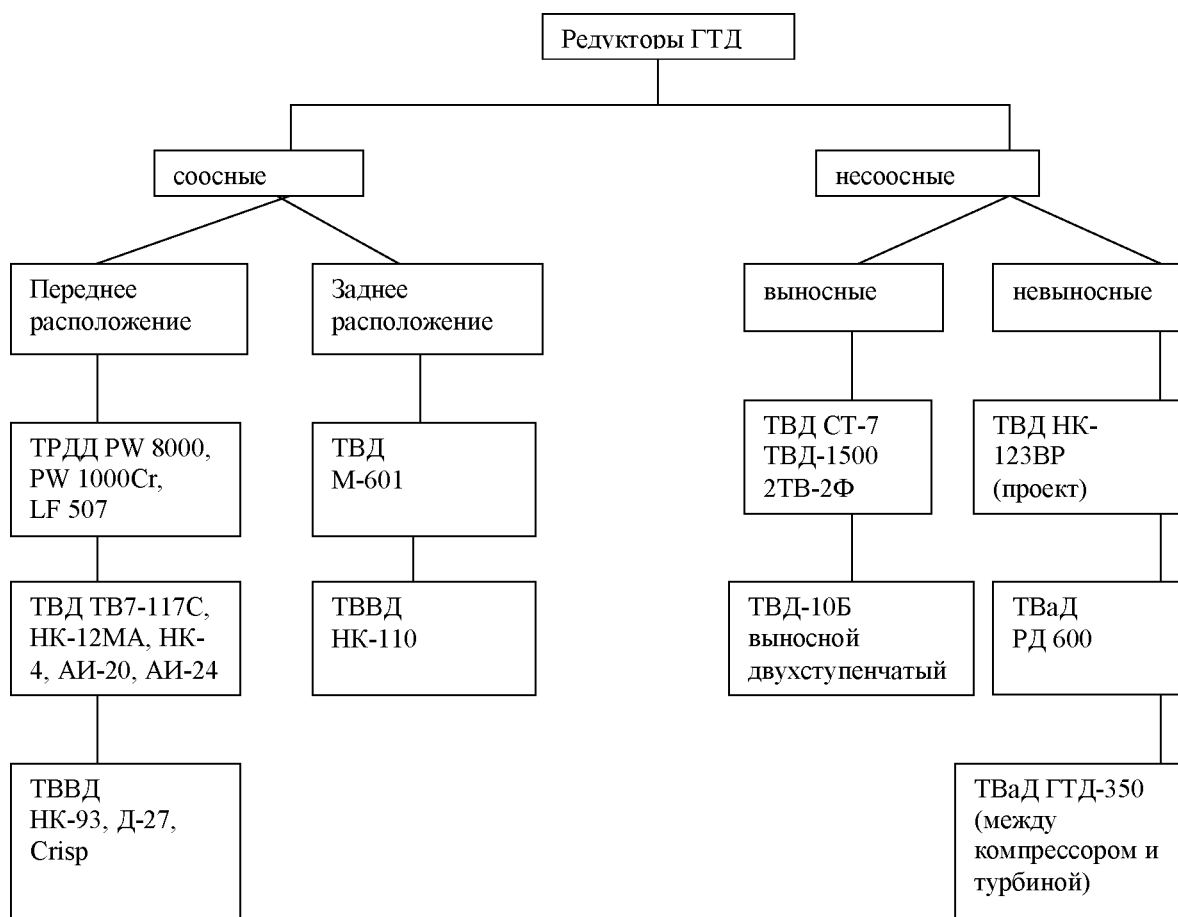
Редукторы, выходные оси которых не совпадают с осью двигателя называются несоосными.

Они в свою очередь разделяются на выносные, когда редуктор крепится к двигателю специальными тягами и на невыносные, когда редуктор крепится к входному фланцу компрессора двигателя.

В таблице 3.2 дана классификация редукторов по рассмотренным критериям.

Таблица 3.2

Классификация редукторов



Анализ способов размещения.

1) Соосное, переднее размещение.

В ТВД ТВ7-117С, НК-12МА (рис. 3.1), АИ-20, НК-4 и АИ-24 размещение редуктора перед входом в компрессор порождает следующие недостатки:

- искривленный, удлиненный входной канал увеличивает гидравлические потери и неравномерность поля скоростей и давлений на входе в компрессор, в том числе из-за пограничного слоя на втулочном сечении лопастей винта,

- если двигатель двухконтурный со свободной турбиной – большая длина приводного вала от турбины к редуктору,
- при взаимодействии плоскости крыла самолета с винтом возникают возбуждающие колебания корпуса двигателя с частотой 1 и 2-й винтовой гармоники.

Преимуществом такого расположения можно назвать выигрыш в весе т.п. используются дополнительные элементы подвески редуктора и систему «редуктор – двигатель» можно рассматривать как единое целое.

В ТРДД LF 507 (рис. 3.2), также как PW1000Cg, где одноступенчатый вентилятор и подпорные ступени имеют изогнутый ниспадающий тракт, внутри ротора подпорных ступеней образуется свободный объем, где легко размещается редуктор.

В ТРДД PW8000 (рис. 3.3), PW 1000Cg подпорные ступени приводятся непосредственно от вала ТНД, что повышает их напорность и компрессор двухвального ГТД имеет трехкаскадный компрессор – это преимущество PW 1000Cg.

Кинематическая схема в данном случае – планетарный редуктор с остановленным водилом, т.е. простая, многопоточная, цилиндрическая передача.

В ТВВД НК-93 (рис. 3.4) и Д-27 (рис. 3.5), где вентилятор двухступенчатый с противовращением роторов, имеет дифференциальный редуктор.

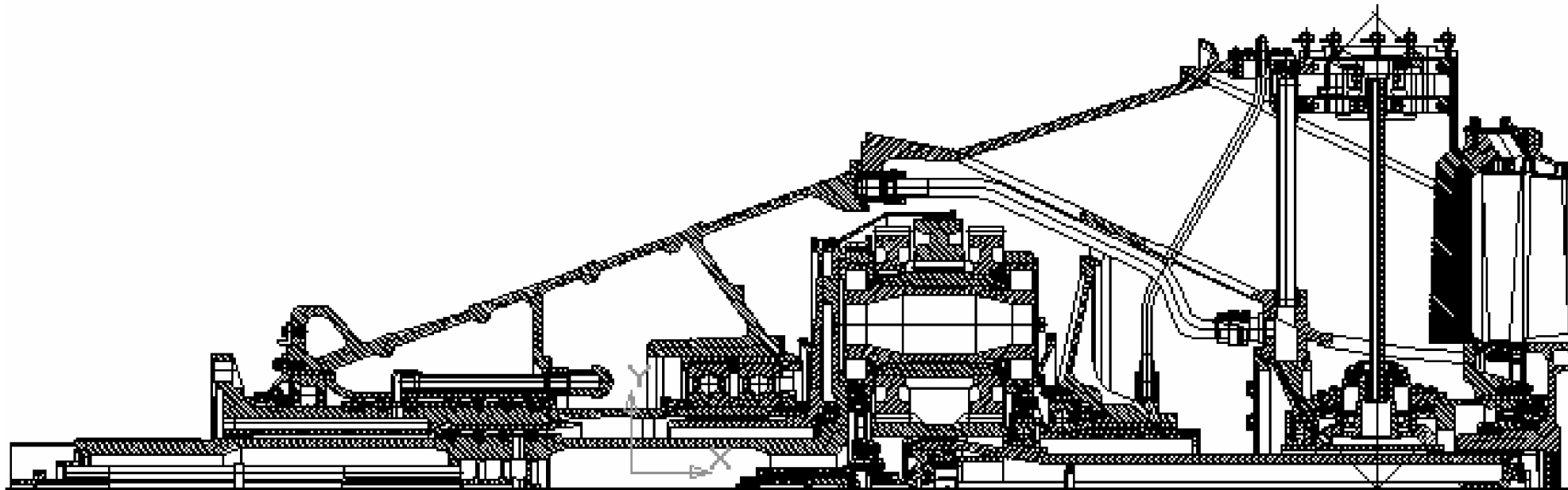


Рисунок 3.1. Редуктор ТВД НК-12МА

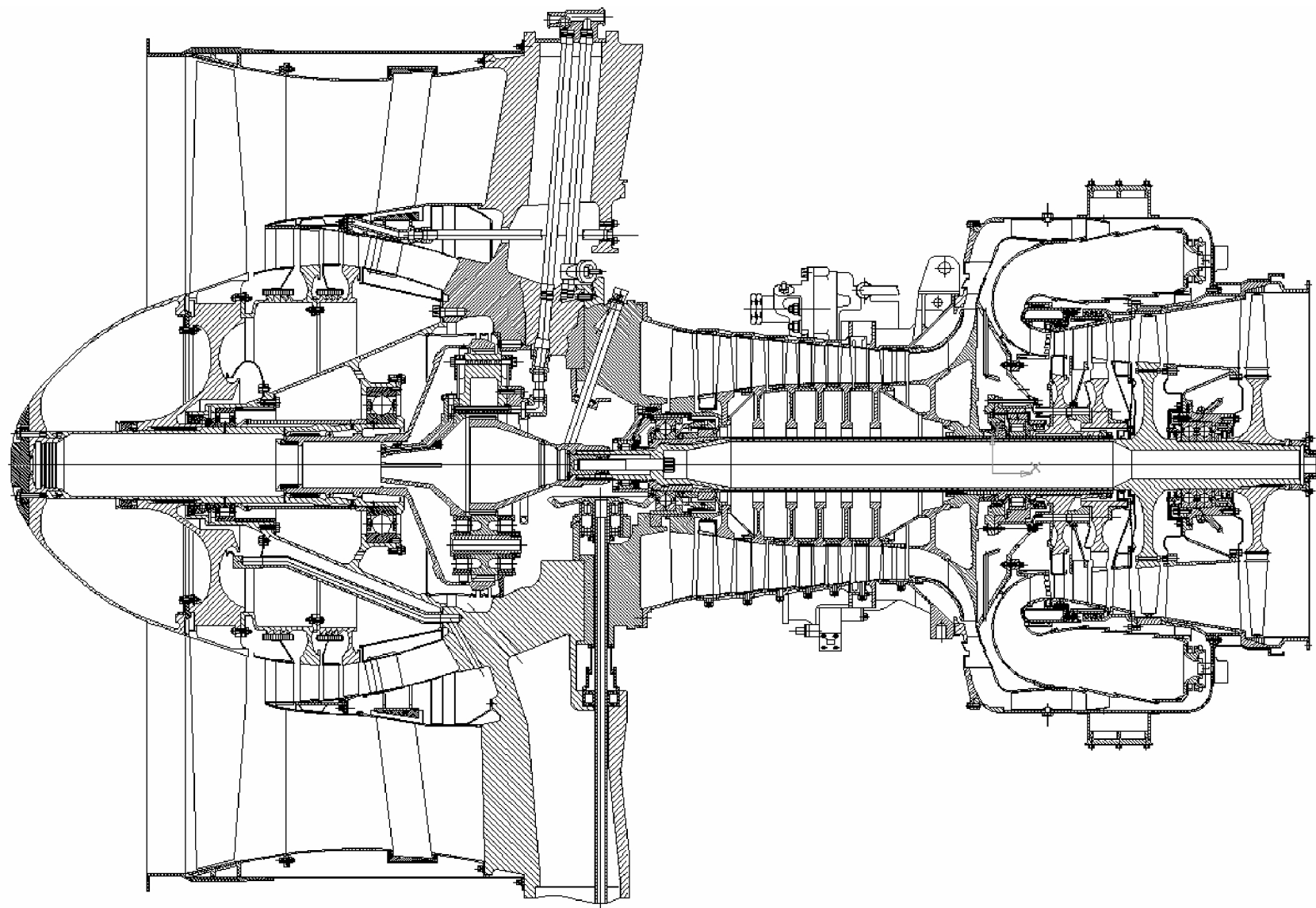


Рисунок 3.2. ТРД LF-507

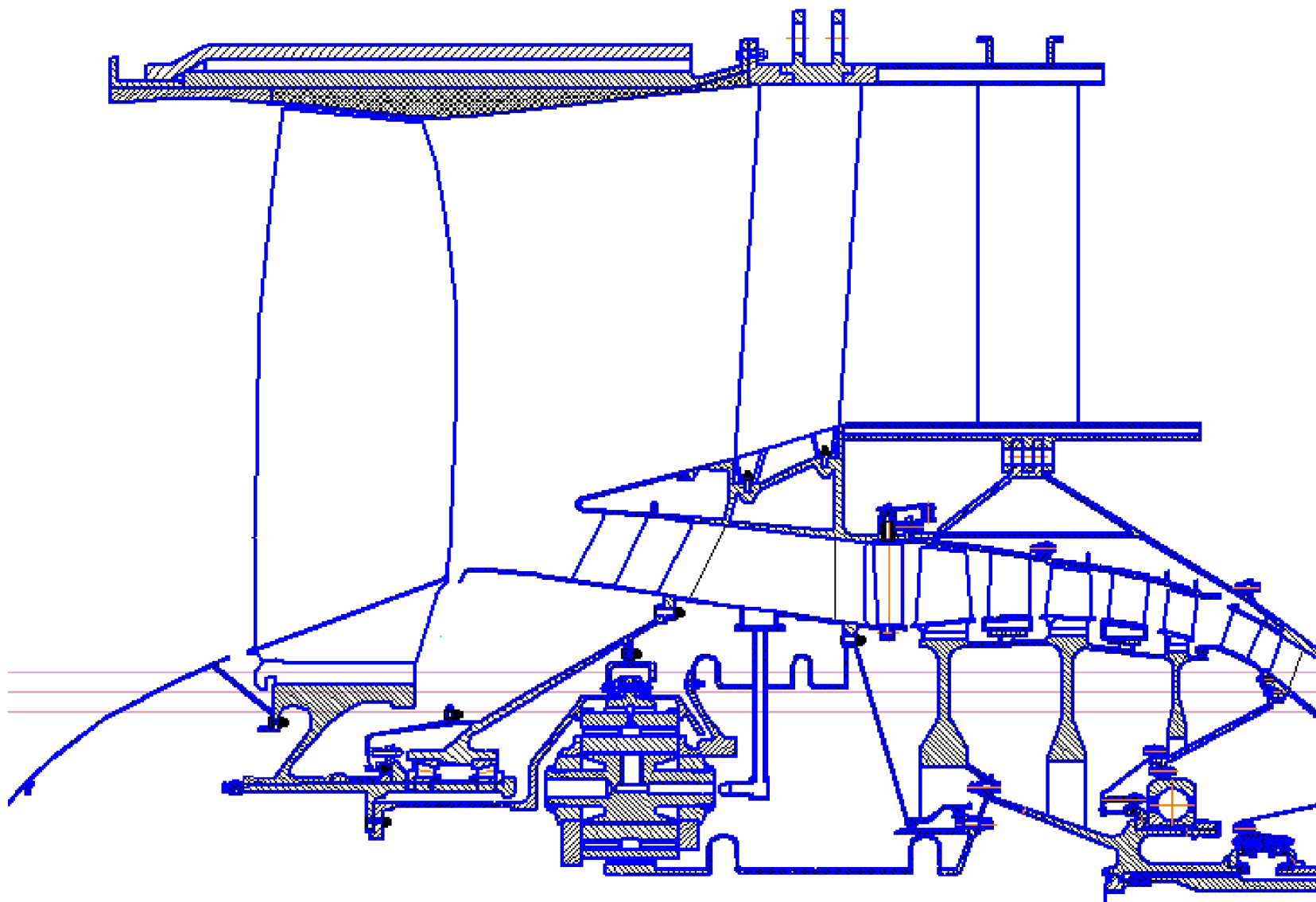


Рисунок 3.3. ТРДД PW-8000

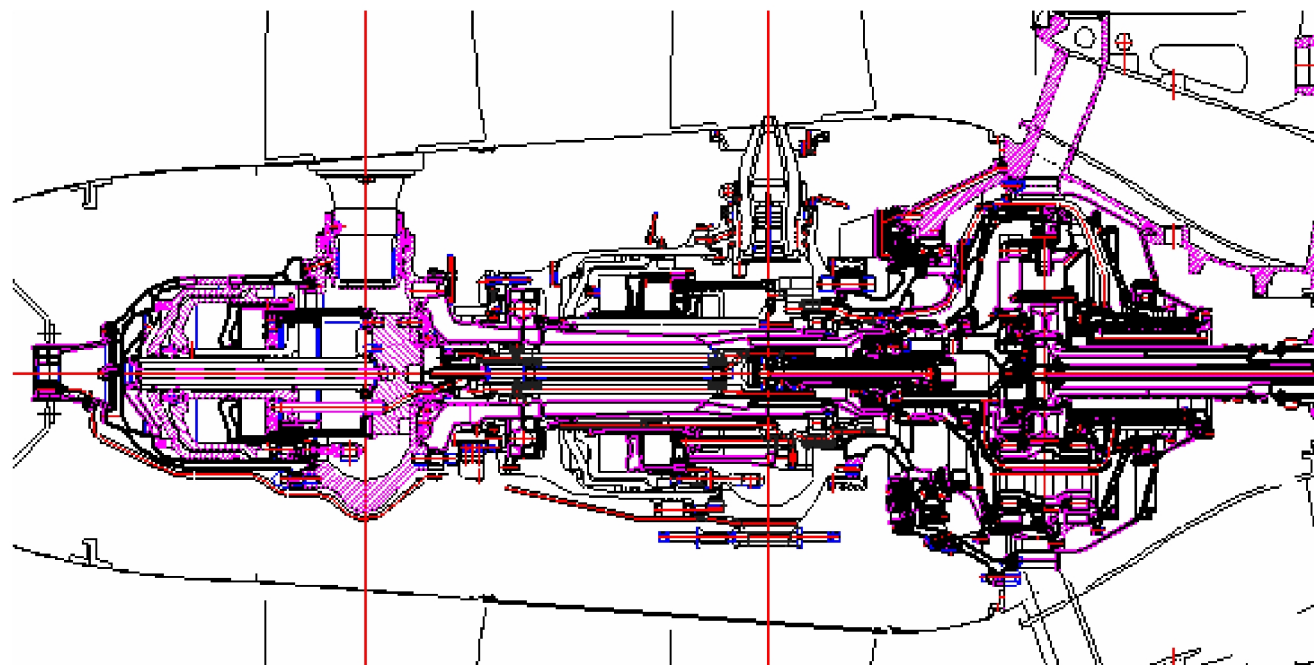


Рисунок 3.4. Редуктор ТВВД НК-93

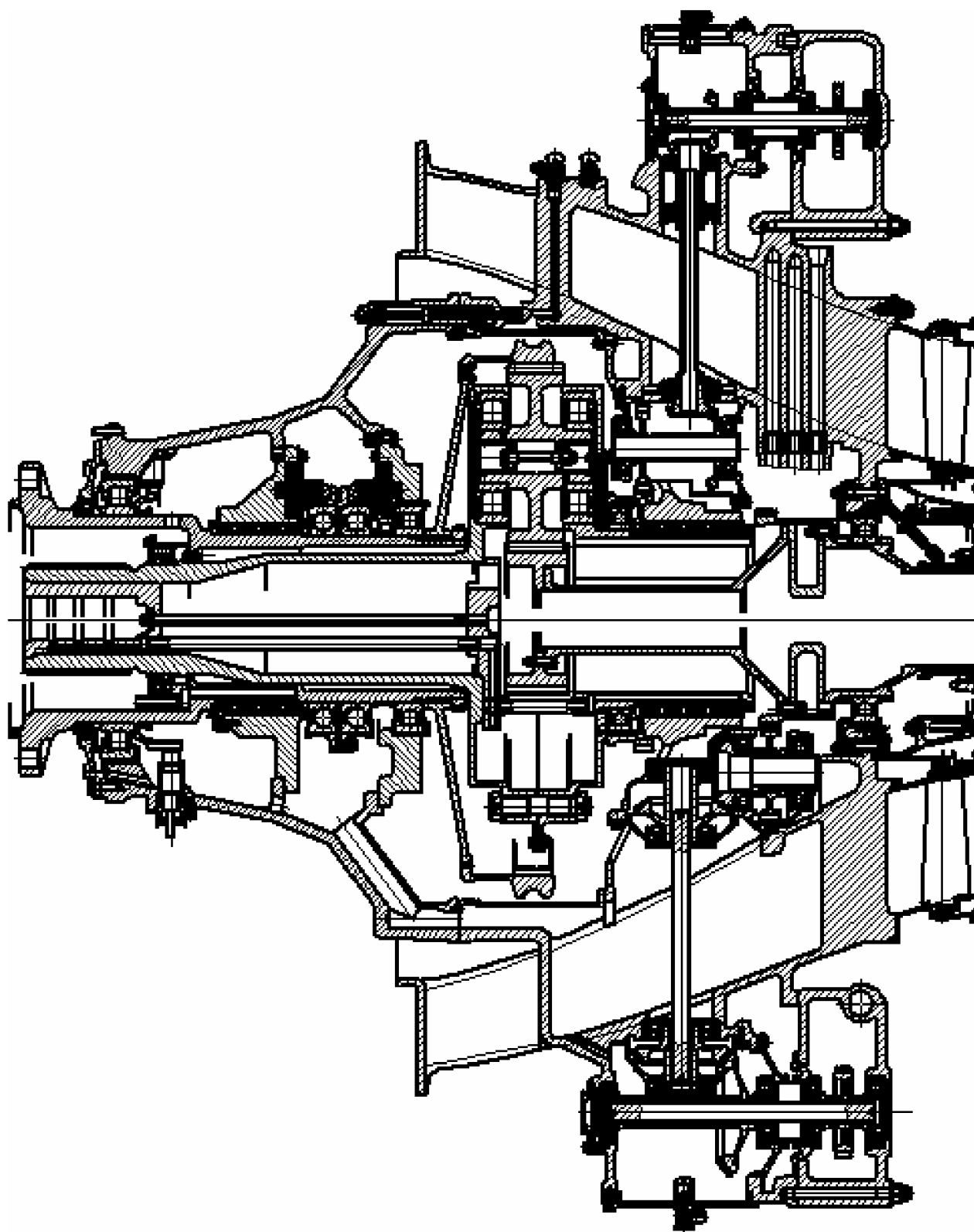


Рисунок 3.5. ТБВД Д-27

2) Соосное, заднее расположение.

Такое размещение обеспечивает: свободный вход в компрессор, короткий приводной вал между ТНД и редуктором.

В ТВД М601 (рис. 3.6), где двигатель повернут на 180° и выходные газовые патрубки разворачивают газовый поток по полету реализуются все вышеуказанные преимущества. Кинематическая схема: планетарная передача с остановленным водилом.

В ТВВД НК-110 тоже реализуются эти преимущества, однако возникают и 2 недостатка: втулки винтов проходят через поток горячих газов и кинематическая схема – дифференциальный редуктор, как и в НК-93.

3) Несоосные, выносные редукторы.

Такая схема соединения редуктора с двигателем используется в ТВД СТ-7, ТВД-1500 и 2ТВ-2Ф.

Преимущества такого крепления – свободный вход в компрессор, а недостаток: соединение редуктора с двигателем представляет сложную динамическую систему, длинный вал ТНД.

В ТВД 10Б) редуктор двухступенчатый: первая ступень – простая цилиндрическая передача размещена в горячей зоне за турбиной, вторая ступень планетарный редуктор, который получает привод от первой ступени, с помощью длинного вала, размещенного в специальном кожухе.

Преимущество: свободный вход. Недостаток – длинный вал 2-й ступени и 1 ступень редуктора в горячей зоне.

4) Несоосные и невыносные редукторы.

ТВД НК-123 ВР (рис. 3.7) и РД-600 имеют редукторы в виде простой многопоточной цилиндрической передачи и жестко связаны с корпусом. Это исключает недостатки, указанные для ТВД-1500 и др. Но для обеспечения входа в компрессор приходится проектировать входное устройство с воздухозаборником и кольцевым ресивером.

Особое место занимает ТВД ГТД-350, где редуктор размещен между компрессором и турбиной, и представляет собой простую цилиндрическую передачу.

Здесь компактное размещение редуктора, короткий приводной вал. Однако, приходится мириться с потерями давления воздуха на участке «компрессор-КС».

Выбор передаточного отношения редуктора.

Передаточное отношение в ТРДД и ТВВД определяется заявленными КПД и допустимой окружной скоростью вентилятора и оборотами ТНД. Очевидно, выбрав оптимальные обороты ТНД и оптимальные обороты вентилятора, можно оценить и передаточные отношения i :

$$i = \frac{n_{\text{ТНД}}}{n_{\text{вент.}}}$$

В ТВД основой для определения передаточного отношения являются характеристики винта $\beta = f(\lambda)$ (рис. 3.8).

На основании ТТТ к самолету с ТВД определяется расчетная точка винта, соответствующая условиям работы с требуемым КПД винта η_B на определенной высоте полета $H(\rho)$ и скорости полета v_{Π} .

Диаметр винта и передаточное отношение редуктора определяется по стандартным диаграммам характеристик винта $\beta(\lambda)$, где β - коэффициент мощности, а λ - режим работы (поступь) винта. Характеристики винта это экспериментально полученное семейство характеристик геометрически подобных винтов данной конструкции. Каждая характеристика винта $\beta = f(\lambda)$ соответствует некоторому углу установки лопасти винта ϕ_i . На стандартной

диаграмме наносятся линии постоянного коэффициента полезного действия винта ($\eta_B = \text{const}$).

По заданным величинам скорости v_{Π} и высоты полета H (соответствующей плотности воздуха ρ), мощности двигателя N и секундной частоты вращения n_c , последовательно задаваясь несколькими значениями диаметра винта D_B определяют коэффициент мощности β

$$\beta = \frac{N}{\rho n_c^3 D_B^5}$$

и режим работы (поступь) винта λ

$$\lambda = \frac{v_{\Pi}}{n_c D_B}$$

По характеристикам винта находят соответствующие значения η_B для каждого из заданных значений D_B , и строят зависимость $\eta_B = f(D_B)$, из которой находят $D_{B \text{ опт}}$.

Если найденный D_B не приемлем (например, велик), то расчет проводят повторно для измененной величины n_c или с использованием характеристик другого семейства винтов.

Передаточное отношение

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{c. \text{овиг.}}}{n_c}$$

$$\beta = f(\lambda)$$

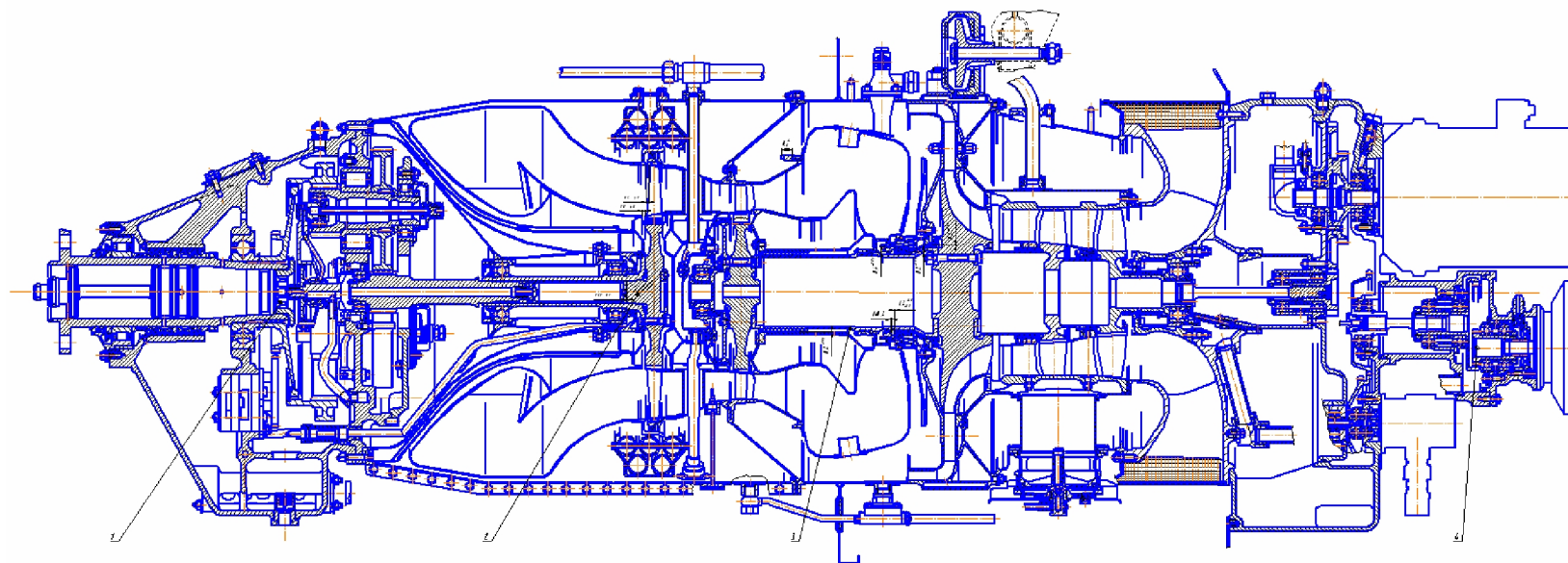


Рисунок 3.6. ТВД М601

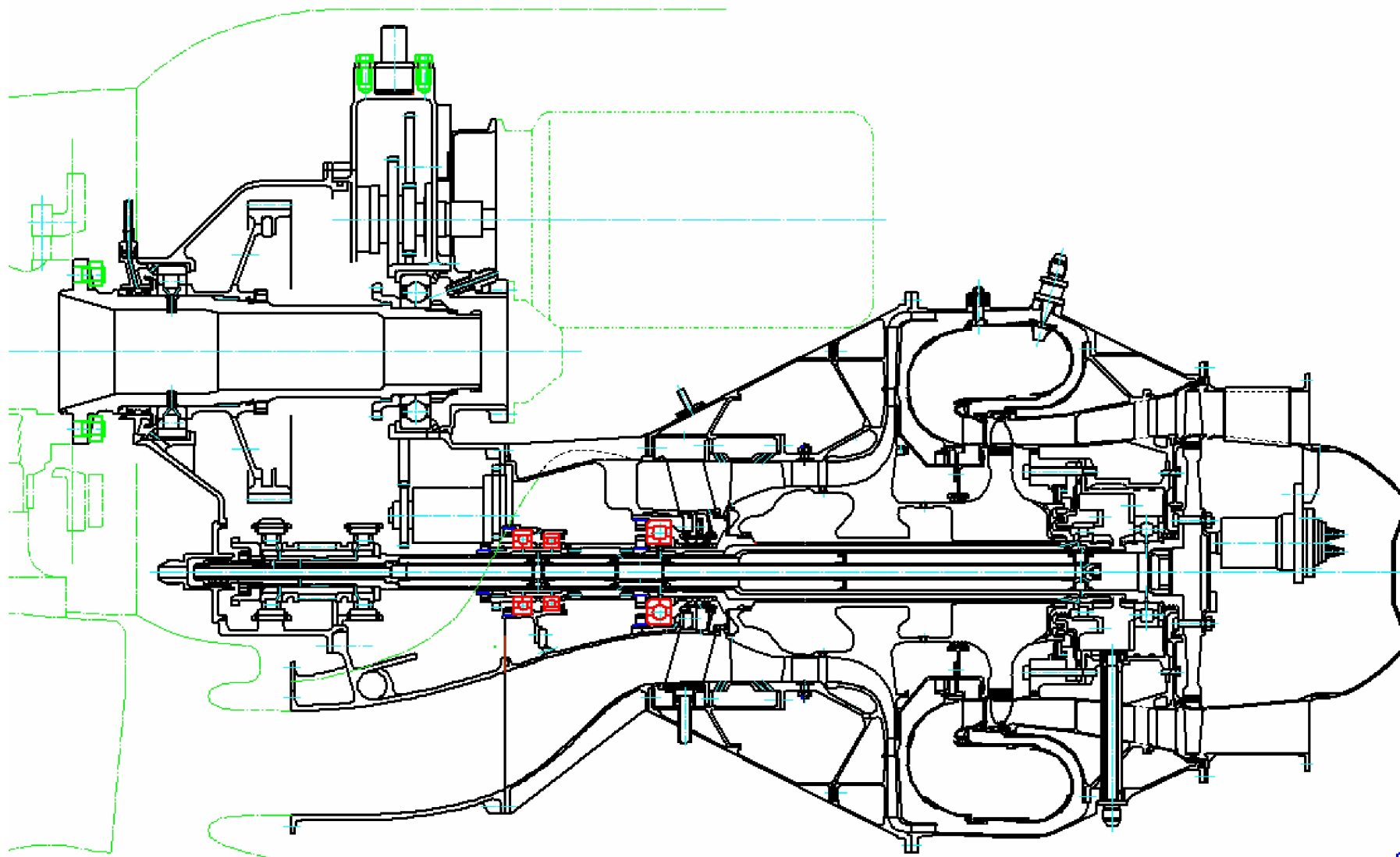


Рисунок 3.7. ТВД НК-123BP

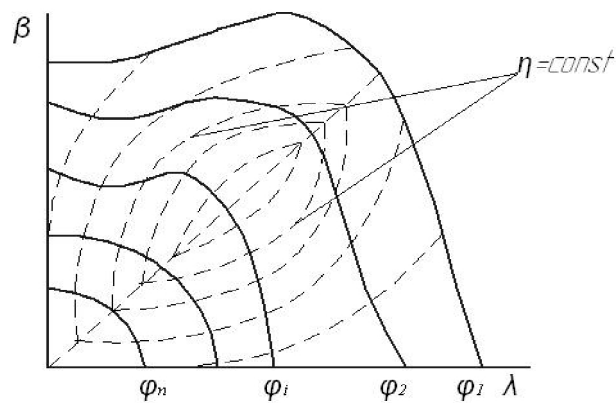


Рис. 3.8. Характеристики винта

Выбор кинематической схемы редуктора.

Критерии выбора:

- требуемое передаточное отношение,
- мощность двигателя,
- КПД редуктора,
- масса редуктора,
- прочностная надежность.

Для несоосных редукторов ТВД и ТВаД с мощностью 500-5000 л.с. используются простые цилиндрические зубчатые передачи.

Для соосных редукторов ТРДД с тягой 5...10 кН выбирается простая многопоточная передача, получаемая из планетарного редуктора с остановленным водилом при числе сателлитов от 3 до 5.

Для соосных редукторов ТВД с мощностью до 5000...7000 л.с. с однородным винтом используется планетарная передача.

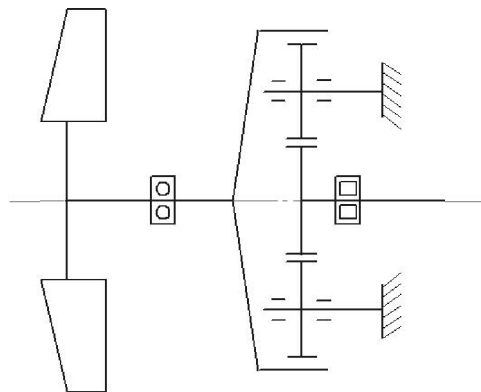


Рис. 3.9. Планетарный редуктор с остановленным водилом – простая многопоточная передача (LF 507, PW 8000, PW 1000Cr)

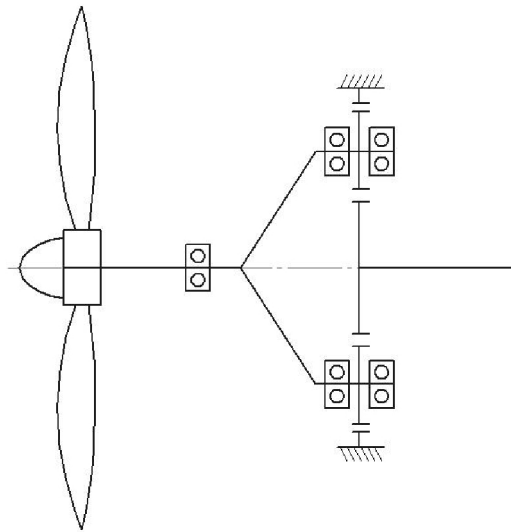


Рис. 3.10. Планетарный редуктор (одна степень свободы), НК-4

Для ТВД и ТВВД большой мощности передаваемой через редуктор (10000...30000 л.с. и более) с двухрядным винтом или винтовентилятором используют дифференциальный редуктор, который получается из планетарного обеспечением свободы вращения неподвижной венцовой шестерни, заставив ее вращать 2-й винт (2-я степень свободы). Используется на ТВД НК-12МВ, ТВ7-117С, на ТРДД НК-93, Д-27.

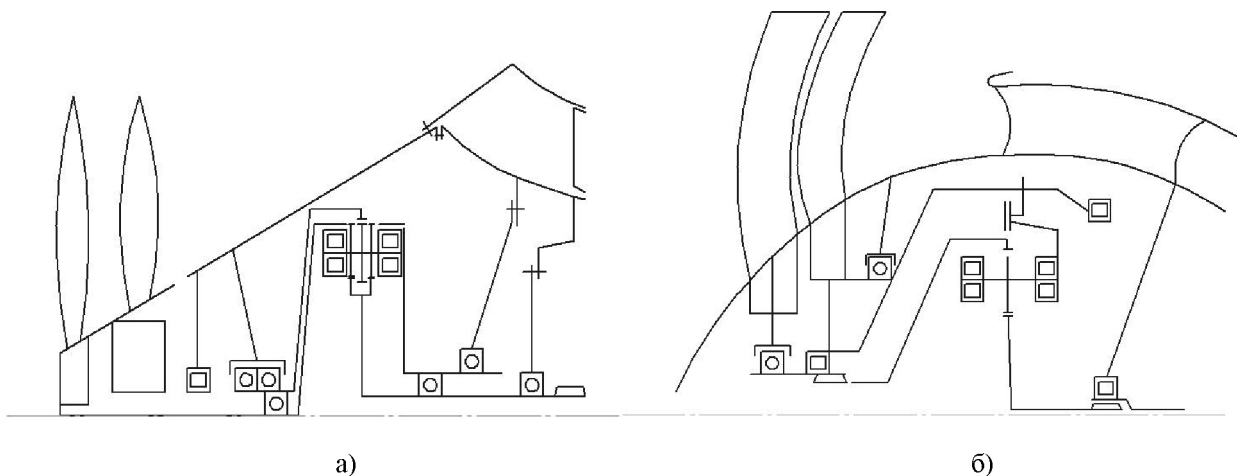


Рис. 3.11. Дифференциальный редуктор: а) ТВД НК-12МВ. ТВВД Д-27, б) ТВВД НК-93

Измеритель крутящего момента.

В ТВД и ТВВД частоты вращения винта (вентилятора) регулируются углом установки лопасти винта (лопатки вентилятора) φ_i , а температура газа перед турбиной T_r^* регулируется (управляется) косвенно через расход топлива G_T .

Для обеспечения малого времени приемистости принимают частоту вращения ротора $n = \text{const}$ на всех режимах. Тогда встает проблема – как установить режим работы двигателя по мощности, если эта мощность в эксплуатации не измеряется?

Она замеряется по величине крутящего момента $M_{кр}$ на валу от двигателя к редуктору (торсионные ИКМ) или $M_{кр}$ на других элементах: водило на АИ-20, наружная центральная шестерня в планетарной передаче, осевое смещение в косозубых передачах М-601 и др.

Механизмы измеряющие крутящий момент называются *измерителями крутящего момента (ИКМ)*.

Работа ИКМ основана на замере перемещений на валу или других элементах редуктора, которые испытывают кручение при приложении к входному валу редуктора $M_{кр}$. Эти перемещения превращаются в некоторое изменение давления в рабочем объеме ИКМ, когда подается масло от специального маслососа. Чем больше величина давления в рабочем объеме, тем выше $M_{кр}$. И в последнее время (НК-93) используется схема электрического ИКМ с замером угла закрутки вала.

Смазка редукторов.

1) Как в случае с опорами ротора главная цель (кроме смазки подшипников и шестерен) это отвести тепло от них. Прокачка масла определяется через передаваемую мощность N , КПД редуктора $\eta_{ред}$ и разность температур масла на выходе и входе ($t_1 - t_2$).

$$Q = \frac{N(1 - \eta_{ред})0,238}{(t_2 - t_1)C_p}$$

где N – мощность, передаваемая редуктором, в кВт,

$\eta_{ред}$ – КПД редуктора,

t_1 – температура масла на входе (80...90 °С),

t_2 – температура масла на выходе (120...160 °С),

C_p – теплоемкость масла, в кДж/кг К (масло ИПМ-10 $C_p=2400$, ВНИИНП-7 $C_p=2100$ и МС-20 $C_p=2200$)

Обычно маслосистема редуктора – это часть маслосистемы двигателя. Однако, при больших мощностях редуктора (пример НК-93) у редуктора своя маслосистема, включая нагнетающий, откачивающий насосы, фильтры и теплообменники. То же самое у вертолетных редукторов.

2) Подвод масла к шестерням.

Стала хрестоматийной система подвода масла в зону зацепления струйными форсунками, размещенными вдоль зуба (рис. 3.12).

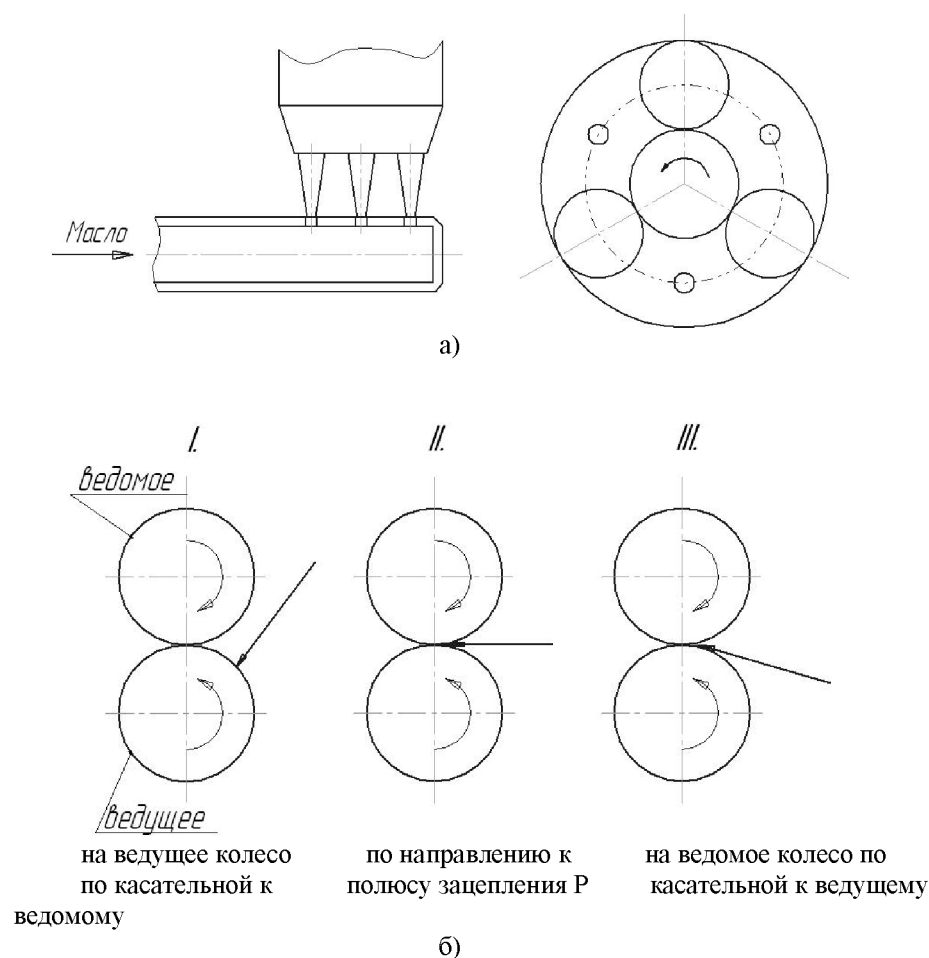


Рис. 3.12. Подвод масла к шестерням: а) размещение форсунок по длине зуба и относительно зоны зацепления б) анализ схем подвода масла в зону зацепления

Рассматриваются 3 схемы подвода масла в зону зацепления:

В первой схеме траектория масла такова, что масло остается в нерабочем зазоре, а не в зоне контакта.

Во второй схеме масло попадает, как в рабочую, так и в нерабочую зону.

В третьей схеме все масло попадает в рабочую зону – зону контакта. Это наилучший способ подвода.

Материалы в редукторе.

Корпус редуктора: алюминиевый сплав АЛ-4 и магниевый сплав МЛ-5.

Зубчатые колеса: цементируемая сталь 12Х2Н4АШ и 13ХЗНВМ2Ф (ВКС-4).
14ХГСН2МА

Водило: сталь 40ХНМА и титановый сплав ВГ-6.

Валы, рессоры изготавливают из сталей 12Х2Н4А, 18ХН2ВА, 40ХН2МА.

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Конструкционная прочность и герметичность трубопроводов обеспечивается при проектировании в несколько этапов и подробно описывается в книге [20]:

- разработка термогидравлической схемы различных систем двигателя;
- разработка предварительной монтажной схемы;

- макетирование на натурном или электронном макете: размещение агрегатов и коммуникаций;
- разработка рабочей монтажной схемы.

Разработка пневмогидравлической схемы проводится специалистами отделов систем управления двигателем, маслосистем и др.

Выполнение остальных этапов связано с работой конструктора, разрабатывающего трубопроводные системы.

4.1. Разработка предварительной монтажной схемы трубопроводов

Предварительная монтажная схема (ПМС) выполняется на развертке наружного контура двигателя обычно в масштабе 1:5 или 1:2 в зависимости от его габаритов и количества трубопроводных линий, где коробки приводов и все агрегаты изображаются в виде прямоугольников, а трубопроводы – линиями, толщиной 1-1,5мм. (желательно цветными для облегчения чтения схемы). На таком упрощенном чертеже конструктор с меньшей затратой времени может испробовать ряд вариантов размещения приводных и не приводных агрегатов и выбрать оптимальный с наименьшей протяженностью коммуникаций, разработать предложения по группировке агрегатов, размещению штуцеров на агрегатах и решить другие задачи. Так, при проектировании трубопроводов одного ДТРД было подвергнуто анализу семь вариантов ПМС.

Разработка ПМС начинается с определения мест расположения агрегатов, удобных для самолетной фирмы с точки зрения подходов при эксплуатации и возможностей монтажа агрегата без снятия двигателя с самолета. Обычно это верхний или нижний сектор цилиндрической поверхности двигателя, однако может быть, что на отдельных участках по длине двигателя агрегаты необходимо размещать и под другими углами, в других секторах. В остальном конструктор исходит из следующего:

- длина коммуникаций должна быть минимальной, для чего агрегаты размещают с возможно малыми интервалами и располагают по ходу трубопроводной линии (без возвратов) или группируют;
- коммуникации по возможности должны быть сгруппированы в эквидистантные линии, это позволит применить групповые крепления и, как будет показано далее, решить еще ряд задач;
- кинематические цепи в приводных коробках должны быть простыми, с оптимальным силовым потоком от шестерни к шестерне;
- не приводные агрегаты должны по возможности быть закреплены за точки корпуса двигателя с малыми уровнями вибраций;
- снятие одного агрегата не должно повлечь за собой снятие другого.

Последние три условия анализируют совместно с конструкторами агрегатов и приводных коробок.

Работа над предварительной монтажной схемой должна закончиться выбором оптимального варианта группировки и размещения агрегатов и прокладки линий трубопроводов. Должно быть составлено техническое задание на проектирование трубопроводов, которое является документом, суммирующим все основные требования к ним. Здесь же формулируют предварительные требования к конструкции агрегатов (место и тип подсоединений трубопроводов и др.) к их размещению на двигателе, а также определяют места подсоединений трубопроводов к другим узлам двигателя (к опорам ротора, например).

Покажем эти требования на примере технического задания на проектирование одного из двигателей:

- конструкция трубопроводных систем должна отвечать общим техническим требованиям, предъявляемым к двигателям, и частным, характерным для данного конкретного двигателя, а также нормам летной годности и нормам прочности;

- количество трубопроводов должно быть сокращено по сравнению с прототипом в 1,5-2 раза;

- надежность трубопроводных систем (определяемая отсутствием отказов из-за разрушения элементов трубопроводов и разгерметизации стыков) должна быть гарантирована в течение заданного ресурса для двигателя;

- масса трубопроводов по сравнению с прототипом должна быть уменьшена на 30-50%;

- коэффициент использования металла при изготовлении арматуры и деталей крепления трубопроводов должен быть не ниже 0,5;

- изготовление трубопроводов должно вестись на автоматизированных станках, а арматура и детали крепления трубопроводов – изготавливаться прогрессивными методами (штамповкой, литьем и др.);

- гибку труб должны производить без нагрева с минимальным радиусомгиба, равным двум-трем наружным диаметрам трубы.

Для трубопроводов линий высокого давления ($>50 \text{ кгс/см.}^2$) должна быть ограничена овальность сечения в зонегиба;

- допустимые утонения стенки трубы на криволинейном участке трубы должны быть не более 15% от номинального значения толщины стенки;

- трубопроводы должны быть взаимозаменяемы;

- прокладка трубопроводов должна вестись, исходя из требований минимальной массы и минимальных гидравлических потерь в коммуникациях;

- подвод трубопроводов к амортизированным агрегатам должен осуществляться через гибкие элементы;

- в трубопроводах и элементах их крепления должны быть обеспечены минимальные монтажные и термические напряжения;

- трубопроводы, колебания которых не представляется возможным демпфировать, должны иметь первую собственную частоту на 25-30% выше максимальной частоты возбуждения от вращения ротора;

- с целью унификации размеров труб должны быть использованы трубы с наружным диаметром 8, 12, 16, 22 и 27мм. Трубы большего диаметра могут быть выбраны, исходя только из расхода и давления транспортируемой среды и допустимых потерь давления. Ограничений по диаметру и толщине стенки в этом случае не накладывается.

В техническом задании регламентируют и такие параметры, как давление и температура транспортируемой и окружающей среды и другие характеристики этих сред (агрессивность, например), а также изменение этих параметров при различных режимах работы двигателя во всех характерных условиях эксплуатации.

4.2. Натурное и электронное макетирование

Широкое использование компьютерных технологий позволило резко уменьшить затраты материальных средств и времени на размещение агрегатов и трубопроводов. Изготовление точного металлического макета вновь проектируемого двигателя на начальном этапе создания, когда имеется острый дефицит деталей и узлов для сборки и проведение доводочных испытаний - задача трудновыполнимая. Электронный макет и компьютерное моделирование на всех этапах макетирования доступно, не требует больших затрат.

Все этапы макетирования натурного практически полностью повторяются и для электронного макетирования.

Поиск оптимального расположения агрегатов и трубопроводов непосредственно на натурном макете пока основной способ оценки того, насколько полно отвечает выбранный вариант системы всей совокупности требований по надежности конструкции и эксплуатационным требованиям, предъявляемым не только к агрегатам и трубопроводам, но равно и ко всему двигателю.

Только макетированием можно решить задачу стыковки и размещения двигателя в мотогондоле самолета, и этот довольно трудоемкий и длительный этап проектирования конструктор должен провести со всей тщательностью.

В принятой схеме проектирования процесс макетирования условно разделен на четыре этапа, что позволяет последовательным приближением подойти к оптимальной прокладке и конструктивному исполнению трубопроводов. Такой порядок макетирования в основном отражает практику проектирования трубопроводов в двигателестроительных опытно-конструкторских бюро.

I этап макетирования. К началу макетирования должна быть готова предварительная монтажная схема, это дает возможность сократить объем поисковых работ по размещению агрегатов на макете.

Натурный макет лучше выполнить из металла (статор компрессора и турбины, корпус камеры сгорания и опоры ротора и др.) с полной имитацией наружного контура двигателя и крепежных элементов. Это позволит использовать макет многократно.

Металлическими удобнее выполнить и макеты агрегатов и других деталей и узлов.

В первую очередь на макете устанавливают коробки приводов и агрегаты в соответствии с выбранным вариантом предварительной схемы. У некоторых агрегатов конструктивные формы могут быть неизвестны. В этом случае их делают в виде параллелепипедов, обозначающих габариты, заданные в технических требованиях к агрегату.

Прокладку трубопроводов, как показал опыт, можно ограничить, выполнив ее только для трубопроводов диаметром 14-20мм. и выше, это позволит значительно сократить сроки работ на этом этапе. Сделать так можно потому, что трубопроводы меньших диаметров не играют в большинстве случаев решающей роли в определении конструкции агрегатов и компоновки их на двигателе, так как прокладка их не вызывает затруднений. Но это не отрицает полезности прокладки всех трубопроводов и электропроводки для получения законченной внешней компоновки двигателя.

Иногда бывает рационально закончить первый этап макетирования установкой макета в мотогондолу самолета. Макетирование в гондоле позволяет уточнить место установки и детали конструкции агрегатов и трубопроводов с учетом требований самолетной компоновки (прокладка самолетных коммуникаций, подходы к агрегатам и т.д.).

Итогом первого этапа должно быть утверждение линий прокладки трубопроводов больших диаметров и определение конструктивных форм наиболее ответственных опор и соединений трубопроводов, а также утверждение технических заданий на разработку агрегатов и их габаритных чертежей, утверждение размещения приводных и неприводных агрегатов на двигателе.

II этап макетирования. Более точное исполнение агрегатов в металле, уточненное расположение и закрепление их дают возможность проводить на этом этапе отработку прокладки всех трубопроводов. При этом, как и на I этапе, обычно имеется в распоряжении только стандартная арматура трубопроводов и элементы крепления.

Поэтому, чтобы сократить сроки работ по II этапу, можно или вести параллельно с макетированием эскизное проектирование нужных узлов и деталей и по чертежам (эскизам) изготавливать их в производственных цехах или еще короче, изготавливать эти детали по черновым наброскам – эскизам в специальной мастерской, приданной к макетной группе, а детальное проектирование проводить на III или даже на IV этапе макетирования.

Для контроля габаритов двигателя на этом этапе можно использовать шаблоны или другие детали, имитирующие отдельные «узкие места» мотогондолы.

В процессе работ по II этапу должны быть решены следующие задачи:

- прокладка всех магистралей трубопроводов с учетом получения минимальных длин, наименьшего числа гибов и промежуточных разъемов трубопроводов;
- обеспечение компенсаций тепловых деформаций и неточностей монтажа трубопроводов;

- определение конструктивных форм и точных мест расположения арматуры для подсоединения трубопроводов на агрегатах и узлах двигателя;
- расстановка опор трубопроводов;
- обеспечение подхода к штуцерам и регулировочным элементам агрегатов;
- определение возможности монтажа и демонтажа трубопроводов в эксплуатации без снятия агрегатов или узлов;
- эстетическая сторона задачи: прокладка трубопроводов должна отличаться строгостью линий, плавностью переходов, так как частые перекрещивания трубопроводов создают впечатление запутанности и затрудняют работу обслуживающего персонала. Целесообразна в таком случае прокладка трубопроводов по типу «гитары», т. е. эквидистантная прокладка трех, четырех и более трубопроводов. Нужно стремиться проложить трубопроводы так, чтобы они были невидимыми для «постороннего глаза», используя рельеф наружной поверхности двигателя;
- уточнение массы трубопроводов непосредственным взвешиванием;
- уточнение предварительной монтажной схемы.

Кроме того уточняют расположение агрегатов, их конструкцию, имитируют систему подвески двигателя на самолете и рычажную систему управления двигателем, определяют конструкцию и расположение всех точек подсоединения со стороны самолетных конструкций. Работу во II этапе проводят в несколько приемов, после каждого из которых макетная комиссия с участием специалистов по всем узлам двигателя и всем системам подводит итог работы, вносит коррективы в исполнение отдельных мест и намечает дальнейший ход работ, указывая в специальном оперативном документе (протоколе) сроки отдельных работ и исполнителей. Такая операция может быть повторена два и более раз, пока не будет утверждено размещение агрегатов, трубопроводов, электропроводки и других элементов.

III этап макетирования – стыковка макета двигателя с мотогондолой самолета. Работы по этому этапу отделены от второго не только временем, но и местом, в связи с чем необходимо изготовление макета-дублера, так как использование первого, основного макета практически означало бы свертывание всех работ по макетированию в самом моторном ОКБ.

Работы на этом этапе сводятся к мелким уточнениям конструкции агрегатов и трубопроводов, появившимся при проверке подходов к агрегатам, возможностей их монтажа на двигателе непосредственно в мотогондоле, при проверке зазоров между двигателем и элементами гондолы, при прокладке самолетных коммуникаций. Возможны изменения в размещении агрегатов и трубопроводов и даже в конструкции агрегатов как результат недоработок или ошибок, допущенных на I этапе макетирования, так и новых требований, появившихся в результате детальных проработок конструкции мотогондолы. В этом случае все уточнения должны быть сделаны сначала на макете-дублере в мотогондоле и точно воспроизведены на основном макете.

Итогом работы III этапа должно явиться полное согласование с самолетным ОКБ расположения и конструкции агрегатов, коробок приводов, прокладки трубопроводов, электропроводки и всех точек стыковки с мотогондолой самолета. III этап дает всю необходимую информацию для чистового проектирования агрегатов и всех узлов двигателя, для разработки рабочей монтажной схемы трубопроводов (РМС).

IV этап макетирования. Этот этап макетирования, который можно назвать чистовым, производится на макете, изготовленном с соблюдением чертежных требований, особенно тех, которые влияют на взаиморасположение точек подсоединения и закрепления трубопроводов. Агрегаты должны быть в окончательном, штатном исполнении.

Такой макет, называемый технологическим двигателем, должен находиться в полном соответствии с технической документацией на двигатель в течение всего периода доводки двигателя. Для этой цели должен быть выделен участок макетирования, удобнее всего в монтажном цехе, который обслуживается постоянной группой в составе мастера, двух-трех

слесарей-трубогибщиков и двух-четырех слесарей-универсалов, способных вести монтаж и производить доделки в деталях и узлах двигателя.

Главная цель IV этапа макетирования – изготовление эталонных трубопроводов, по которым контролируют правильность изготовления трубопроводов в цехе-изготовителе. Должно быть сделано два комплекта эталонов, один из которых считается рабочим, другой – контрольным.

Рабочим эталоном пользуются в процессе изготовления трубопровода. Вначале он устанавливается в стапель для проверки прилегания его по контрольным сечениям, а после изготовления трубопровода по нему сравнивают прилегание готового трубопровода. По этому же эталону изготавливают и стапель.

В случае отклонения рабочего эталона от стапеля конфликт разрешается с помощью контрольного эталона. Если контрольный эталонный трубопровод не укладывается в стапель, следовательно, произошли отклонения в стапеле и его следует привести в соответствие с эталоном, а если же стапель соответствует контрольному эталонному трубопроводу, то необходима поправка рабочего эталонна.

По технологическому двигателю делают только один комплект эталонов, который желательно считать контрольным. Второй же комплект эталонных трубопроводов можно сделать только после изготовления стапелей, так как повторить его с требуемой точностью (до $\pm 0,5$ мм. в сечениях постановки опор или в сечениях, где трубопровод близко подходит к элементам конструкции двигателя, и до ± 1 мм. в остальных сечениях) простым сравнением с проволочным шаблоном или трубопроводом практически невозможно.

Создание эталонных трубопроводов – это продолжение процесса проектирования и поэтому должно вестись при участии конструктора. Укажем несколько особенностей этой работы:

- перед началом макетирования мастер макетной группы должен проверить узлы и агрегаты на соответствие чертежу на текущий момент и правильность их монтажа. В противном случае эталонирование после выявления неувязок при установке трубопроводов на двигатель придется повторить. Не нужно забывать, что придется переделывать и стапель;
- необходимо решение расчетной комиссии о начале эталонирования – это означает, что все специалисты (конструкторы узлов, агрегатов, технологи, эксплуатационники) считают прокладку трубопроводов на макете соответствующей установленным требованиям;
- агрегаты, положение которых можно изменять с помощью специальных элементов крепления, и регулируемые штуцера на агрегатах необходимо установить в номинальное положение;
- в случае использования упруго-демпфирующих опор вместо податливых резиновых или других демпфирующих элементов в корпус опоры должны быть установлены металлические вкладыши, фиксирующие трубопровод в опоре в номинальном положении;
- прокладку эталонного трубопровода принимает технологический и контрольный аппарат монтажного цеха и цеха-изготовителя трубопроводов, конструктор и утверждают руководитель ОКБ и руководитель технологической службы;
- на технологический двигатель устанавливают вместо комплекта, переданного цеху-изготовителю, комплект трубопроводов, изготовленный по стапелям. (Этот комплект в условиях опытного производства может быть использован как контрольный).

Учитывая трудности в обеспечении взаимозаменяемости трубопроводов, целесообразно трубопроводы, закрепляемые в групповых опорах, изготавливать в групповом стапеле, который имитирует их взаиморасположение на двигателе.

Один раз в шесть месяцев необходимо сверить рабочие и контрольные эталоны по стапелю, а один раз в год провести проверку контрольных эталонов путем монтажа их на двух-трех двигателях. Результатом этой работы обычно бывает исправление эталонных трубопроводов и стапелей.

Если при проектировании двигателя были использованы имеющиеся в производстве агрегаты, то I этап макетирования можно исключить, а начать работы со II этапа.

К сожалению, иногда натурное макетирование на стадии проектирования систем не проводят, а переносят на первый опытный образец, где прокладка трубопроводов в стремлении ускорить сборку проходит обычно в нервной обстановке. О каком оптимальном варианте размещения трубопроводов на двигателе в таком случае может идти речь, когда агрегаты и узлы уже изготовлены и крупные переделки становятся экономически неоправданными? Делают поэтому только те изменения в конструкции агрегатов и узлов двигателя, без которых невозможно выполнить требования к двигателю.

Безусловно, каждое ОКБ имеет трудности в начальный период создания нового ГТД, в изготовлении первых экземпляров двигателя и соблазн уменьшить эти трудности путем снятия некоторых работ и, в частности, исключение изготовления натурального макета, велик, но опыт ряда ОКБ однозначно говорит об ошибочности такой концепции.

4.3. Разработка рабочей монтажной схемы

Создание рабочей монтажной схемы – последний этап в проектировании трубопроводных систем двигателя, где решаются задачи, определяющие конструкционную прочность и герметичность трубопровода систем:

1. Выбор конструкции соединений трубопроводов;
2. Выбор конструкции и анализ размещения опор;
3. Выбор конструкции компенсационных устройств трубопроводов;
4. Выбор диаметров трубопроводов;
5. Анализ нагружения и прочности трубопроводов.

Одна из главных задач при проектировании трубопроводов - это обеспечить надежность их, т.е. полную герметичность в течение всего ресурса. Негерметичность может проявиться не только в соединениях трубопровода, например, с агрегатом, но при разрушении трубопровода, истирания стенки трубки при касании ее о корпус или рядом стоящую трубку при воздействии общей вибрации двигателя и др.

Выбор соединения трубопроводов.

В трубопроводных системах авиационных ГТД используются соединения трех типов: соединения по наружному конусу, соединения по внутреннему конусу и фланцевые соединения.

Первые два используются в интервале внутренних диаметров труб от 4 до 30мм. И последний на трубопроводах больших диаметров.

Соединение по наружному конусу (рис.4.1.) определяет штуцер на агрегате с углом наружного конуса 74° и развальцовкой на такой же угол оконечности трубки, с поджатием трубки к концу штуцера происходит через промежуточную деталь ниппель накидной гайкой. Используется для диаметров труб $d_n=6...14$ мм.

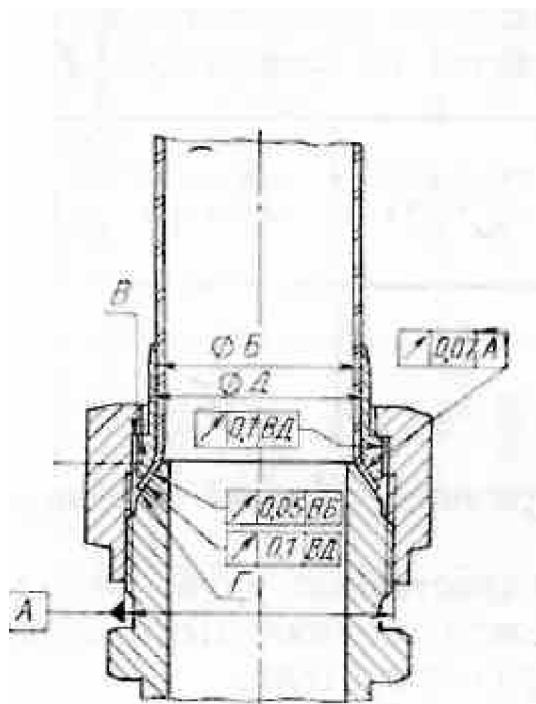


Рис. 4.1. Допустимые биения поверхностей в соединении по наружному конусу

Соединение по внутреннему конусу (рис. 4.2.) обеспечивает герметичность так же как и в соединении по наружному конусу по полоске непрерывного контакта двух металлических поверхностей. В соединении со сферическим ниппелем имеется возможность гарантировать герметичность при некотором перекосе ($3-4^\circ$) осей штуцера и трубки – в этом ее преимущество. Но использование его возможно для труб $d_n=20-30$ мм.

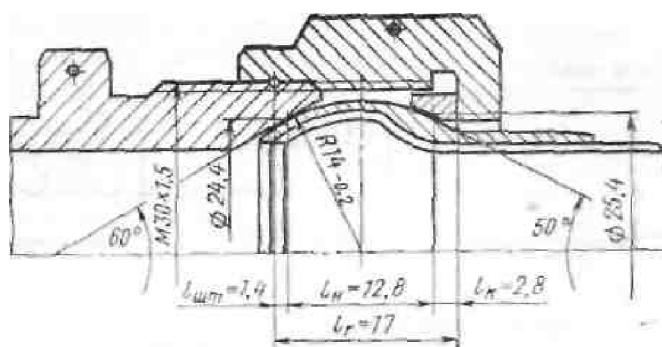


Рис. 4.2. Расчетная схема и результаты расчета температурных деформаций элементов соединения

Стандартом предусмотрено использование такого соединения. С припаянным к трубе ниппелем в интервале $d_n=4 \dots 30$ мм.

Соединения фланцевые используется для труб больших диаметров с прокладками по стыку.

Выбор конструкции опор и анализ их размещения по длине трубопровода.

Для снижения переменных напряжений в трубопроводах, возникающих при воздействии на трубопровод возбуждающих сил от перемещения опор (кинематическое возбуждение), от пульсаций давления в системе, при аэродинамическом возбуждении и по другим причинам, возможно, использовать два метода: частотную отстройку или

демпфирование колебаний трубопроводов. Каждому методу соответствует определенная конструкция спор и их расстановка по длине трубопровода.

При частотной отстройке должно быть выполнено условие, по которому собственная частота трубопровода не должна совпадать ни с одной из частот возбуждения в некотором заданном интервале частот.

Тогда при двусторонней отстройке это условие можно записать в виде:

$$f_i < f_B < f_{i+1}$$

где f_B — частота возбуждения;

f_i , f_{i+1} — собственная частота участка трубопровода между опорами i -й и $i+1$ -й форм.

Двусторонняя отстройка эффективна тогда, когда имеется одна частота возбуждения или, в крайнем случае, узкий спектр частот. При широком спектре частот возбуждения, который обычно имеет место на ГТД, наиболее надежной будет отстройка с повышением или односторонняя отстройка вверх, когда минимальная собственная частота трубопровода устанавливается выше максимальных частот возбуждения. Это наиболее целесообразный метод для низкооборотных бесфорсажных двигателей с относительно жесткими корпусами.

Для осуществления такой отстройки трубопровод делят на участки, граничные сечения которых закреплены обычно жесткими колодочными зажимами. По опыту конструирования трубопроводов ГТД при выборе длин участков достаточно выполнить условие:

$$f_{c \min} \geq 1,25 f_{B \max},$$

где $f_{c \min}$ — минимальная собственная частота участка (или пролета);

$f_{B \max}$ — максимальная частота возбуждения.

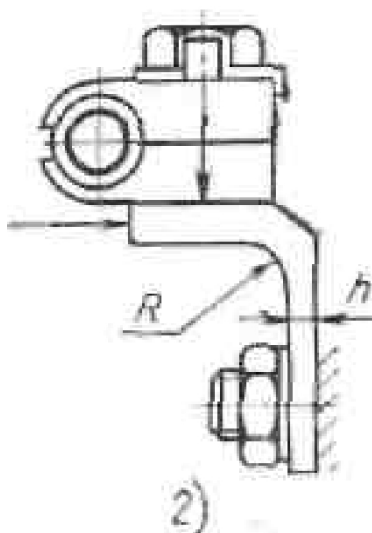


Рис. 4.3 Схема нагружения элементов опор трубопроводов

Но отстройка по частотам оказывается не всегда приемлемой. При высоких частотах возбуждения (более 300...400 Гц) отстройка вверх требует малых длин участков трубопроводов, что конструктивно не всегда целесообразно, а порой и невозможно. Так, если трубопровод крепится на податливых облегченных корпусах, то даже при малых расстояниях между опорами практически не обеспечивается жесткая заделка.

Трудности при осуществлении частотной отстройки могут возникнуть при подсоединении или креплении трубопровода к элементам двигателя, имеющим большие относительные перемещения с низкими частотами, например, при подсоединении к агрегатам, закрепленным на амортизаторах. Уменьшение длины в этом случае приводит к увеличению низкочастотных напряжений от относительных перемещений, а увеличение длины, снижая эти напряжения, неизбежно приведет к возникновению резонансов на более высоких частотах.

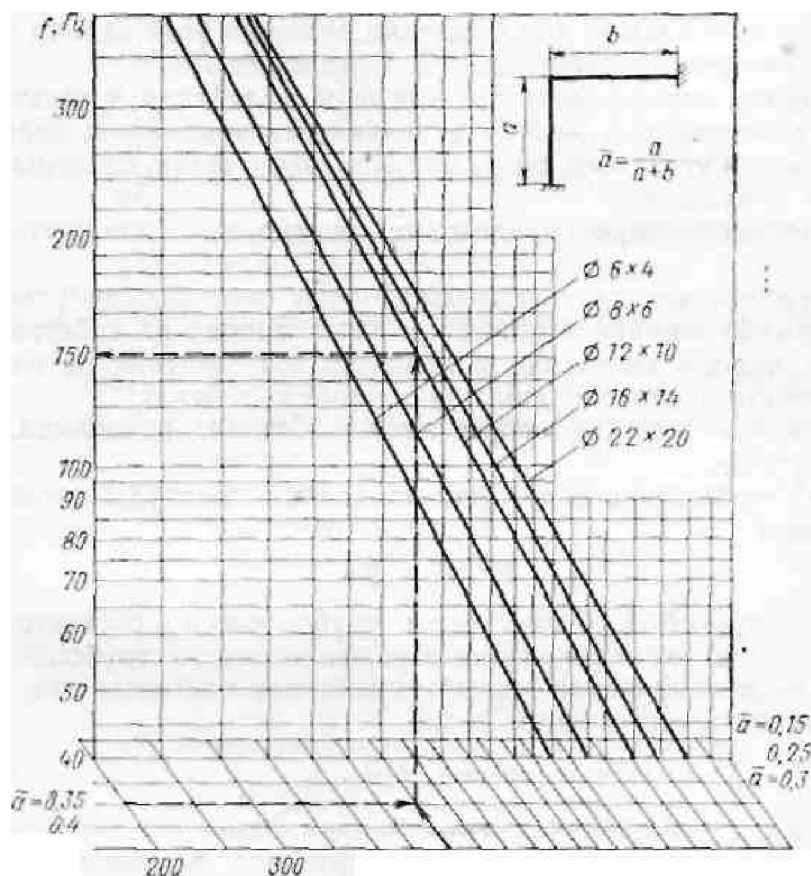


Рис. 4.4 Номограмма для определения собственных частот прямых и Г-образных трубопроводов (по Н. С. Кондрашову):
пример: 12×10 ; $a=175$ мм.; $b=325$ мм.; $\bar{a}=0,35$, $f=141$ Гц

Практически единственным способом снижения переменных напряжений в таких случаях, когда частотная отстройка малоэффективна, является демпфирование колебаний трубопроводов (воздействие на источник возбуждения в практике конструирования трубопроводов ГТД пока не используется). Для этого необходимо изменить конструкцию опор и вместо жестких опор брать податливые опоры, обладающие свойством рассеяния энергии колебаний. Первостепенная задача проектирования трубопроводов с такими опорами состоит в оптимизации числа опор, их жесткости и мест расстановки по длине трубопровода. Наиболее приемлемое для практики решение этой задачи предложено, по нашему мнению Н.С. Кондрашовым.

В данном случае были рассмотрены колебания прямолинейного трубопровода с жестко заделанными концами и податливыми промежуточными опорами. При этом были сделаны следующие допущения:

- демпфирование происходит только в промежуточных опорах;
- угловая жесткость промежуточных опор равна нулю;

- демпфирование в промежуточных опорах на собственные частоты, формы колебания и характер возбуждения не влияет;
 - опоры совершают синусоидальные колебания;
 - краевые жесткие опоры имеют большие колебания, чем промежуточные.
- Тогда прогиб при некотором значении амплитуды колебаний опор будет:

$$y = y_c + y_d,$$

где y_c – прогиб в безмассовом трубопроводе, соответствующий квазистатическому искривлению трубопровода;

y_d – динамический прогиб от действия массовых сил.

Соответственно и напряжение:

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_d,$$

Как и в других задачах о колебаниях, далее рассматривается только случай резонанса, так как при этом динамическая составляющая σ_d на несколько порядков выше σ_c .

Переменные напряжения k -ой формы в резонансе были определены из условия равенства работ сил возбуждения $A_{\text{возб}}$ и сил демпфирования $A_{\text{тр}}$

$$\sigma_d = \frac{2\pi}{\delta} V_0 \left(\frac{E \rho_{\Pi}}{1 - \bar{d}^4} \right)^{\frac{1}{2}} \bar{\sigma}_k,$$

где V_0 - амплитуда наибольшей виброскорости одной из жестких краевых заделок;

δ - декремент колебания в материале демпфирующей опоры;

E – модуль упругости материала трубопровода;

ℓ , D , d – соответственно длина, наружный и внутренний диаметры трубопровода ($\bar{d} = d / D$);

$\rho_{\Pi} = \rho(1 - \bar{d}^2) + \rho_1 \bar{d}^2$ - приведенная плотность трубопровода;

ρ, ρ_1 - плотности материала трубопровода и заполняющей жидкости;

$$\bar{\sigma}_k = \frac{\alpha_k^2 \int_0^1 \bar{y}_c(y_k)_D d\xi}{\bar{c} \sum_{i=1}^n [y_k \xi_i]_D^2} (y_k^n)_D;$$

здесь $\bar{c} = \frac{c \ell^3}{EI}$ - относительная жесткость;

c – абсолютная жесткость промежуточной опоры;

I – осевой момент инерции сечения;

$\bar{y}_c = \frac{2\pi y_c f}{V_0}$ - относительный квазистатический прогиб;

$(y_k)_D$ - динамический прогиб k -й формы колебания;

$(y_k^n)_D$ - вторая производная динамического прогиба по ξ ;

ξ_1 – относительная координата расположения промежуточной опоры;

f – частота возбуждения;

α_k - частотный коэффициент.

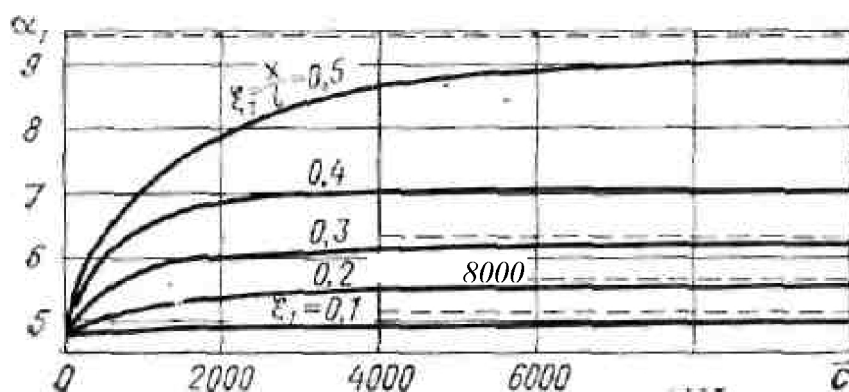


Рис. 4.5. Зависимость $\alpha = f(\xi, \bar{c})$ для одной демпфирующей опоры

От величины жесткости $\bar{c}$ и места расположения опоры ξ_i зависит относительное напряжение σ_k и частотный коэффициент α_k . С увеличением $\bar{c}$ растет частота. На рисунке 4.5 показана зависимость частотных коэффициентов первой формы колебания от ξ_i и $\bar{c}$ для простого случая с одной демпфирующей опорой.

Для такого же случая на рисунке 4.6 показана зависимость относительного напряжения $\bar{\sigma}_k$ в функции от c и ξ_1 . Как видно, для любого ξ_1 существует некоторое оптимальное значение жесткости $\bar{c}_{opt}$, при котором напряжения $\bar{\sigma}_k$ минимальны.

Эффект демпфирования в опоре зависит от того, какую часть подведенной механической энергии при колебаниях трубопровода опора может отвести от колеблющейся системы.

Равновесие системы, очевидно, наступит при равенстве работ сил возбуждения $A_{возб}$, с одной стороны, и сил трения в трубопроводе $A_{т.т}$ и в демпфирующей опоре $A_{т.о}$ — с другой, т. е. когда:

$$A_{возб} = A_{т.т} + A_{т.о}$$

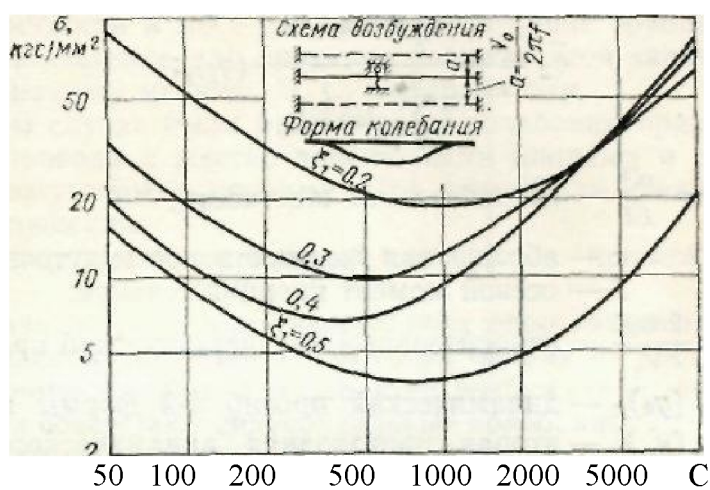


Рис. 4.6. Зависимость относительного напряжения $\bar{\sigma}$ от $\bar{c}$ и ξ_1

Работа сил трения в трубопроводе мала по сравнению с работой сил трения в демпфирующей опоре, поэтому исключим ее из рассмотрения:

$$A_{т.о} = \frac{\delta}{\pi} c y_k^2(\xi_i)$$

Если жесткость опоры мала, работа трения в опоре мала и резонансные напряжения могут быть большими при $\bar{c} = 0$, $A_{т.о} = 0$, $\bar{\sigma}_k \rightarrow \infty$.

С увеличением жесткости (путем изменения размеров или типа опоры) работа трения будет увеличиваться, а резонансные напряжения — уменьшаться. Но с увеличением жесткости $\bar{c} > \bar{c}_{\text{опт}}$ будут уменьшаться перемещения y под опорой. Работа сил трения опять начнет падать теперь уже из-за преобладающего влияния уменьшения y : при $\bar{c} \rightarrow \infty$, $y_k(\xi_i) \rightarrow \infty$, $A_{т.о} \rightarrow 0$ и соответственно $\bar{\sigma}_k \rightarrow \infty$.

С увеличением ξ_i падает $\bar{\sigma}_k$ и при установке опоры в середине пролета ($\xi_i = 0,5$) имеет наименьшее значение, так как с приближением опоры к пучности формы колебаний перемещения под демпфирующей опорой возрастают, а следовательно, растет и $A_{т.о}$. Отсюда нетрудно наметить и схему расстановки опор. Если трубопровод длиной ℓ в диапазоне частот возбуждения имеет несколько собственных частот, то в одной из пучностей каждой формы колебания необходимо установить демпфирующую опору.

Порядок k возбуждаемой формы колебания соответствует числу пучностей, а по принятой нами схеме расстановки опор — и количеству демпфирующих опор. Для установления взаимосвязи параметров трубопровода, возбуждающей частоты и количества пучностей допустим приближенно, что промежуточные опоры, необходимые для оптимального демпфирования $(k-1)$ -й формы колебания, не окажут влияния на частоту k -й формы. Тогда, используя выражение для определения частотного коэффициента [2] и проставляя вместо порядка формы колебаний k число демпфирующих опор n , получим:

$$\alpha_k = \frac{2n+1}{2} \pi$$

Подставляя в выражение для собственной частоты, окончательно определим:

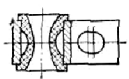
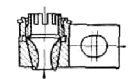
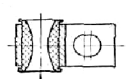
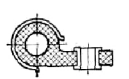
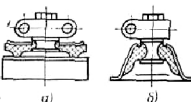
$$n = 1,24 \left\{ \frac{\ell^2 f_{B\max}}{D} \left[\frac{\rho_{II}}{E(1-\bar{d}^4)} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{2}$$

Если n получится дробным числом, то нужно брать ближайшее меньшее значение.

Конструкции промежуточных опор обеспечивают жесткую заделку участка трубы (рис. 7.3.). В этом случае используют опоры с резиновым демпфирующим элементом (табл. 4.1.).

Таблица 4.1

Опоры с резиновым демпфирующим элементом

Тип	Название опоры и эскиз	Схема расположения демпфирующих элементов относительно трубы	Вид деформации демпфирующего элемента
I	Опора с профильной втулкой		Сжатие Растяжение Изгиб
II	Ударно-демпфирующая опора		
III	Опора с нелинейной резиновой втулкой		
IV	Опора с Г-образным демпфирующим элементом		Сдвиг Изгиб Кручение
V	Опора с промежуточным демпфирующим элементом		Сжатие Растяжение Изгиб

Или опоры с демпфирующим элементом из материала МР и набора упругих пластин (рис.4.7 а и б), работающим без ограничений по температуре.

Использование демпфирующих опор позволяет снизить переменные напряжения, при установке их вместо жестких в 5-20 раз.

Выбор конструкции компенсационных устройств.

Одной из проблем снижения статических монтажных напряжений возникающих при погрешностях расположения мест подсоединения и погрешностей изготовления самого трубопровода является использование различных компенсационных элементов. В качестве компенсаторов могут использоваться рукава или с фторопластовой трубкой или с механической гофрированной трубкой.

Однако компенсационные устройства используются и в двух других случаях: при компенсации тепловых деформаций корпуса двигателя и самих трубопроводов и при компенсации функциональных перемещений агрегата (например, гидроцилиндра) или при мягкой подвеске агрегата на виброизоляторах.

Выбор материала диаметра трубопроводов.

В авиационных двигателях используются трубопроводы из нержавеющей пластичной стали 1X18H10T и титана BT-1 с внутренним диаметром ряда 4, 6, 10, 14, 20, 25мм. и с толщиной стенки 0,6; 0,8; 1,0мм.

Выбор внутреннего диаметра трубопроводной системы определяется гидравлическим расчетом по допустимыми скоростями течения среды и по заданным потерям давления на выходе.

Средние скорости течения, назначаемые при расчете: для керосина 10...20 м/с, для масла 5...10 м/с, (последнее для линий слива масла), системы суфлирования не более 30 м/с. Потери давления по длине трубопровода определяются по формуле Вейсбака:

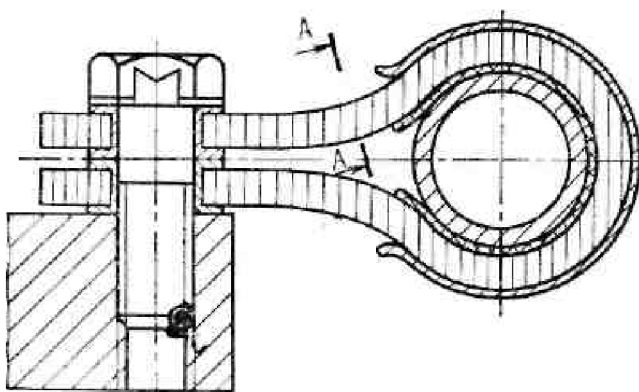


Рис. 4.7 а. Опора из МР, работающая на изгиб

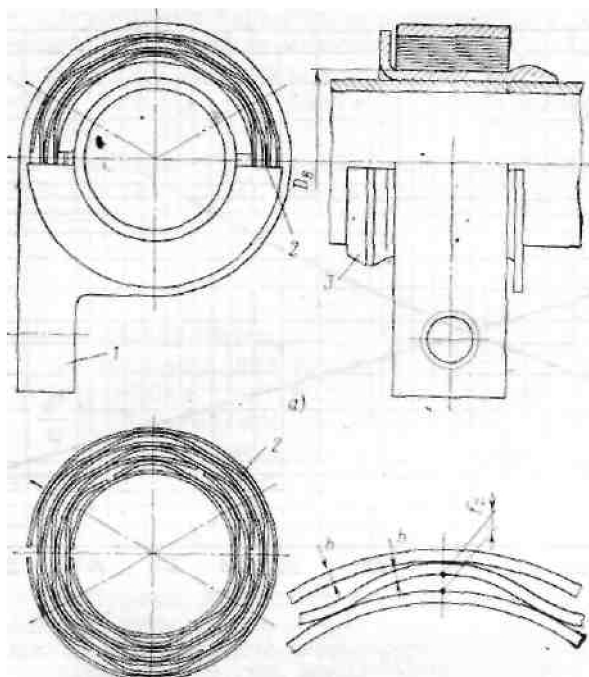


Рис. 4.7 б. Упруго-фрикционный демпфер для трубопроводов:
а – общий вид; б – упруго-фрикционный пакет; в – элемент пакета;
1 – корпус опоры; 2 – кольца пакета; 3 – замок

$$\Delta P = \left(\sum_{i=1}^n \xi_m + \xi_l \right) \frac{\rho V_i^2}{2}$$

где V_i – средняя скорость течения жидкости на данном участке;

ξ_m – коэффициент местных потерь в элементах линии (штуцера, угольника и т.п.);

ξ_l – коэффициент линейных потерь

$$\xi_x = \lambda \frac{\ell}{d_{BH}}$$

Здесь ℓ и d_{BH} – длина и внутренний диаметр трубопровода.

Минимальное $\square P$ определяется из уравнения:

$$P_{\text{потребное}} = P_{\text{насоса}} - \square P$$

$$\square P = P_{\text{насоса}} - P_{\text{потребное}}$$

Анализ конструкционной прочности трубопроводов.

Прочность трубопроводов или других двигателей обусловленная нагружением конструкционными, технологическими и металлургическими факторами называют конструкционной прочностью.

При анализе конструкционной прочности используют запас прочности по пределу выносливости:

$$K_v = \frac{\sigma_{-1} - \psi \sigma_m}{\sigma_v}$$

Проведем анализ нагружения трубопроводов авиационного ГТД по пределу выносливости, по статическому нагружению и по нагружению переменными силами (общая вибрация).

Переменные напряжения σ_v зависят:

- от уровня кинематического возбуждения по краевым (агрегаты) и промежуточным опорам, от амплитуды возбуждающих сил;
- от пульсации давления транспортируемой жидкости;
- от аэродинамического возбуждения.

Климатическое возбуждение колебания трубопроводов было исследовано выше.

Пульсации давления в трубопроводе результат работы шестеренных и плунжерных насосов которые выдают переменное давление на выходе:

$$P = P_{cp} \pm \Delta P_{const}$$

При этом переменная составляющая $\Delta P = 10-15\%$ от D_{cp} и изменяется с очень высокой частотой $400 \dots 800$ Гц. $\Delta P = \pm (0,8 \dots 3)$ МПа. Эта переменная сила вызывает с одной стороны поперечные колебания трубопроводов и переменную деформацию эллипсных сечений на радиусах изгиба трубопроводов. Последнее приводит к опасному разрушению в виде продольных трещин в зоне изгиба, которые начинаются изнутри.

Мерой противодействия таким разрушениям служат гасители пульсаций. Которые устанавливаются на выходе из насоса и ограничения эллипсности трубопроводов на сгибах (разность $d_{max} - d_{min}$ не более $5 \dots 8\%$).

Аэродинамическое возбуждение испытывают так называемые радиальные трубы проходящие через тракт II контура ТРДД. Для исключения этого недостатка приходится заключать трубопроводы в общий защитный кожух – обтекатель.

Предел выносливости σ_{-1} определяется:

- конструктивными факторами;
- металлургическими характеристиками труб;
- технологическими процессами.

Конструктивные факторы включают в себя *способы соединения арматуры с трубой*: соединение развальцовкой конца трубы, посадкой ниппеля на трубу с зазором или натягом, соединение пайкой, соединение сваркой встык или внахлест. Из всех перечисленных способов лучшие значения предела выносливости – более $2..2,2$ МПа у соединения с развальцовкой и посадкой ниппеля с натягом и у соединения сваркой встык.

Конфигурация трубопровода, имеется ввиду конфигурация участка между опорами (прямой, Г-образной, П-образной, S-образной), которые вносят неопределенность в систему вследствие того, что форма осевой линии приспособленная для восприятия температурных деформаций (сил), не является оптимальной при нагружении изгибом при поперечных колебаниях.

Конструкции опор определяют концентрацию напряжений или сдавливание трубопровода между двумя половинками цилиндра в жесткой опоре или свободное без сжатия опирание на мягкое основание (резина и др.) в демпфирующей опоре.

Металлургические характеристики труб – главное здесь состояние поверхности труб на выходе из трубопрокатного завода. В большинстве случаев трубы после

металлургических операций подвергают шлифованию, что оставляет поперечные риски и снижает σ_{-1} . Попытки наладить поставки труб нешлифованных, провалились.

Технологические процессы, только те, что связаны с повышением σ_{-1} :

поверхностное упрочнение труб в заготовке (прямая труба) гидродробеструйной обработкой, чтобы устранить отрицательное влияние поперечного шлифования на трубопрокатном заводе:

способы гибки в холодную с наполнителем на трубогибочных станках.

способы развальцовки наиболее приемлемы те, что не создают концентраторов напряжений при переходе от цилиндра к конусу (разбортовка конусной оправкой).

способы сварки было уже сказано, это сварка встык с упрочнением.

Среднее напряжение цикла (статическое напряжение) σ_m .

Нагружение внутренним давлением – максимальные напряжения при плосконапряженном состоянии это окружности напряжения растяжения:

$$\sigma_p = \frac{p}{2\delta};$$

где p – внутреннее давление, δ - толщина стенки.

Температурные деформации могут вызывать стесненное сжатие или растяжение и увеличивать статическое нагружение трубопровода. Монтажные напряжения - опасность нагружения состоит в неопределенности нагрузок, зависимость от условий монтажа, квалификации слесаря-монтажника. Статическое нагружение снижает предел выносливости и следовательно отрицательно сказывается на конструкционной прочности.

Список использованных источников

1. Трянов А.Е. Проектирование масляных систем авиационных ГТД – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008, 95 с.
2. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Бутякин С.В. Проектирование систем суфлирования масляных полостей авиационных двигателей – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006, 83 с.
3. Юдаев Б.Н. Теплопередача: Учебник для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, 319 с.
4. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандарацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок – М.: Машиностроение, 2008, Т.2, 368с.
5. Хурумова А.Ф., Назарова Т.М., Трянов А.Е. и др. Смазочные масла для приводов нагнетателей газоперекачивающих агрегатов – М., 1996, 176с.
6. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н. и др. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007, 254с.
7. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие / КуАИ, Куйбышев, 1989, 108с.
8. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцевые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования: Учебное пособие – М.: Изд-во МАИ, 1998, 276с.
9. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учебное пособие / КуАИ, Куйбышев, 1991, 94с.
10. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / Под. ред. А.И.Белоусова – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002, 335с.
11. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: Учебное пособие / Под. ред. Д.В.Хронины – М.: Изд-во МАИ, 1988, 37с.
12. Паллей З.С., Королев И.М., Ровинский Э.В. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей – Изд-во «Транспорт», М., 1967, 428 с.
13. Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.П. Теплообмен в турбомашинах – Л: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974, 336 с.
14. Жирицкий Г.С., Локай В.И., МаксUTOва М.К., Струнkin В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов – М.: Машиностроение, 1971, 620 с.
15. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей – М.: Машиностроение, 1976, 216 с.
16. Старцев Н.И. Проектирование осевых компрессоров ГТД: Учебное пособие / КуАИ, Куйбышев, 1978, 79 с.
17. Жуков С.В., Ситчихин О.А., Трянов А.Е. Направления совершенствования уплотнений вращающихся валов масляных полостей опор ГТД / Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб. науч. тр. / КуАИ, Куйбышев, 1976, Вып. 76, с. 118-119
18. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения – Л.: Машиностроение, 1975, 160 с.
19. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей – М.: Машиностроение, 1969, 564 с.
20. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей – М.: Машиностроение, 1976, 272 с.

21. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД – М.: Машиностроение, 1976, 172 с.
22. Отраслевой стандарт ОСТ 114645-89. Устройства уплотнительные для радиальных соединений резиновыми кольцами круглого сечения. Конструкция.
23. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах – М.: Машиностроение, 1967, 380 с.
24. Вильнер П.Д., Осипов Н.Я. Опыт вибрационной доводки ГТД / КуАИ, Труды «Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов», выпуск XXXVI, 1969
25. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит-ры, 1960, 580 с.
26. Вибрация и прочность АД и ЭУ, н.1: Учебное пособие / А.И. Ермаков, А.М.Уланов – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006, 92 с.
27. Эскин И.Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД – Куйбышев: Изд-во КуАИ, 1984
28. Пономарев Ю.К., Проничев Ю.И., Чегодаев Д.Е., Вершигорев В.М., Кирилин А.Н. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1998, 234 с.
29. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование турбокомпрессора ГТД: Учебное пособие / Н.И.Старцев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006, 206 с.
30. Старцев Н.И. Проектирование авиационных ГТД. Начальный этап: Учебное пособие / Н.И.Старцев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010, 173 с.
31. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование камеры сгорания ГТД: Учебное пособие / Н.И.Старцев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007, 120 с.
32. Сидоренко М.К. Физические основы вибрации двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие / М.К.Сидоренко; Под. ред. А.И.Белоусова; Самар. авиац. ин-т. Самара, 1992, 95 с.