

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

С.В. ФАЛАЛЕЕВ, Н.И. СТАРЦЕВ, Д.К. НОВИКОВ

**«Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей
и энергетических установок»**

Электронное учебное пособие

САМАРА
2011

УДК СГАУ: 621.431.75(075)

ББК СГАУ: 39.55

Фалалеев, С.В. Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный курс]: электрон. учеб. пособие / С.В.Фалалеев, Н.И. Старцев, Д.К. Новиков; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (11,4Мбайт). – Самара, 2011.- 1 эл. опт. диск (CD-ROM). – Сист. требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.

Учебное пособие представляет собой конспект лекций по компьютерному конструированию основных узлов авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ). В пособии рассмотрены конструкция и проектирование опор и уплотнений с учетом их теплового состояния. Проанализированы редукторы АД, их кинематические схемы и рассмотрены элементы, обеспечивающие надежность и управление системы «винт-редуктор-двигатель». Проанализированы конструктивные методы снижения роторной вибрации. Описано проектирование систем регулируемых направляющих аппаратов и перепуска воздуха. Проанализированы системы управления радиальными зазорами в компрессоре и дана методика проектирования тепловой системы активного управления радиальными зазорами.

Учебное пособие предназначено для подготовки специалистов 2 факультета 5 курса по специальности 160301.65 «Авиационные двигатели и энергетические установки», специализирующихся по направлениям «Интегрированные информационные технологии и управление проектами в авиадвигателестроении», «Информационные технологии проектирования и моделирования в авиадвигателестроении» (Государственный образовательный стандарт второго поколения - ГОС-2), и по специальности 160700 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», специалистов и магистров по направлениям «Интегрированные информационные технологии и управление проектами в авиадвигателестроении», «Информационные технологии проектирования и моделирования в авиадвигателестроении» (Федеральный Государственный образовательный стандарт третьего поколения - ФГОС-3).

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов СГАУ.

Содержание

1	Уменьшение теплового потока через уплотнение. Анализ конструкции уплотнений.....	4
2	Тепловыделение в подшипниках опор роторов: теория и расчет.....	2
3	Организация подвода масла к подшипникам турбинных опор и проектирование систем суфлирования.....	15
4	Авиационный ГТД с редуктором как движитель (ТВД, ТВВД, ТРДД, ТВад). Анализ конструктивных схем винтов.....	23
5	Анализ конструкции редукторов.....	31
6	Классификация редукторов по месту размещения на двигателе.....	35
7	Элементы, обеспечивающие надежность и управление системы «винт-редуктор-двигатель».....	51
8	Общая вибрация двигателя. Источники возбуждения и нормирование.....	58
9	Поиск источников и причин вибрации. Оценка опасности. Вибрационная диагностика.....	62
10	Методы воздействия на источник возбуждения. Расчет и назначение допустимых дисбалансов ротора по ГОСТ 2206-78.....	63
11	Управление вибрацией изменением жесткости опор и введением нелинейности в систему «ротор-опоры».....	70
12	Снижение уровня вибрации демпфированием колебаний ротора. Гидродинамические и пластинчатые демпферы.....	73
13	Системы управления компрессором. Проектирование системы регулируемых направляющих аппаратов.....	84
14	Проектирование системы перепуска воздуха.....	93
15	Системы отбора воздуха из компрессора.....	99
16	Расчет воздушной системы и изменения радиальных зазоров.....	106
17	Системы управления радиальными зазорами в компрессоре.....	113
18	Методика проектирования тепловой системы активного управления радиальными зазорами.....	119

1 Уменьшение теплового потока через уплотнение. Анализ конструкции уплотнений

На рисунке 1.1 показаны наиболее общие составляющие температурной системы, взаимодействующей с уплотнительным узлом. Большая часть тепла вырабатывается трением при скольжении поверхностей. При очень высокой скорости уплотнений потери, связанные с перемешиванием масла, могут становиться очень значительными. Большая часть тепла Q_4 передается в торцы уплотнительных колец и затем незамедлительно попадает в окружающую среду путем конвективного теплообмена. Некоторая часть тепла проходит через другие части уплотнения и может быть подведена через вал или корпус (Q_3 и Q_1). Возможна также ситуация, когда некоторое количество тепла будет поступать к уплотнительному узлу из уплотняющей среды – Q_2 . При полном отсутствии принудительного охлаждения все вышеперечисленные тепловые потоки будут передаваться деталям уплотнения.

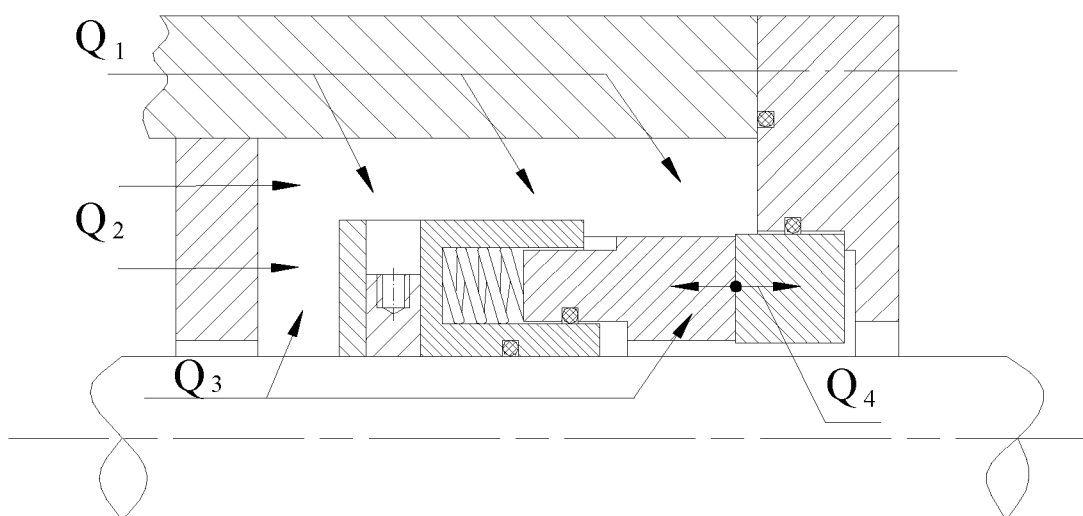


Рисунок 1.1 - Тепловые потоки в уплотнительном узле

Большая часть тепла в уплотнении образуется от трения уплотнительных поверхностей о газовую прослойку толщиной несколько микрон. Из-за небольшой величины зазора и высоких значений плотности рабочего тела и давления количество тепла, выделяющееся в зазоре, может достигать значительных величин. Оно естественным образом распространяется в осевом и радиальном направлении от источника. Расчеты показывают, что наряду с существованием значительного радиального градиента, наблюдается также функциональная зависимость средней температуры в продольном сечении от осевой координаты и существует значительное изменение температуры от одного конца до противоположного. Известно, что изменение размеров уплотнительных колец в основном определяется их средней температурой. Неравномерное распределение температуры в поперечном сечении уплотнительного кольца приводит к тому, что одна часть сечения нагревается больше, чем другая, что в свою очередь приводит к его деформации и появлению конусности.

Анализ конструкции уплотнений

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.

Сравнительный анализ 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 избилуют 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 Рэля 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 (рисунок 1.2).

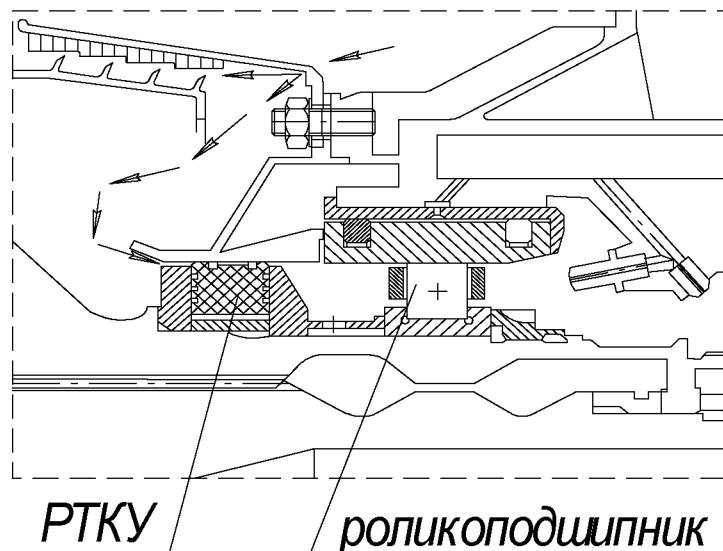


Рисунок 1.2 - Опора вентилятора ТРДД Д-18Т

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 турбомашин. 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 проектировочного 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 потребным 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. 1.3). 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.

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 газозоодушный 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.

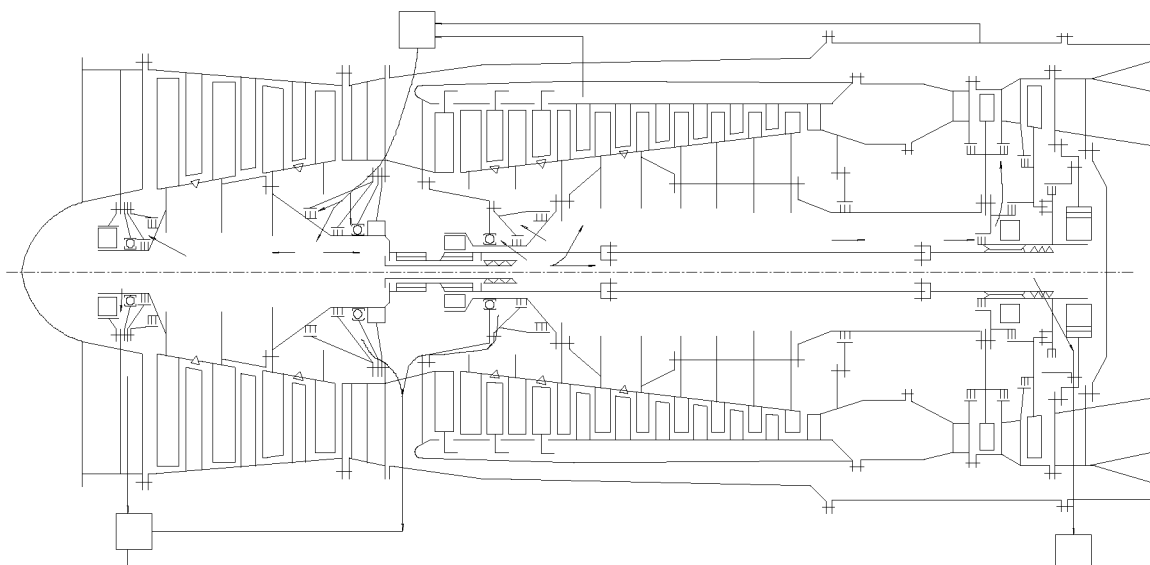


Рисунок 1.3 - Схема системы наддува предмасляных полостей двигателя АЛ-31Ф

Узел масляного уплотнения предотвращает утечки масла в проточную часть компрессора и воздуха - из проточной части в масляные полости. Масляные уплотнения опор компрессора (рисунки 1.4 и 1.5) 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.

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);

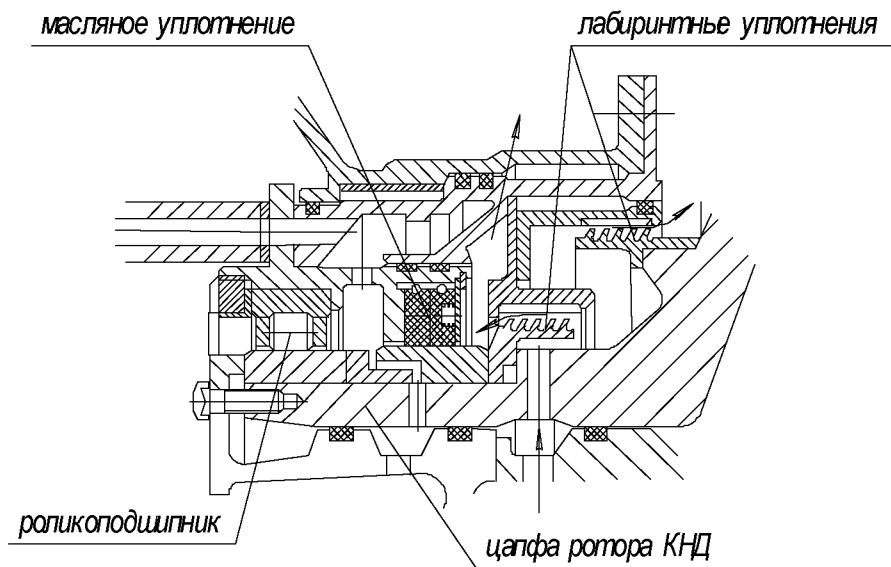


Рисунок 1.4 - Передняя опора ротора КНД

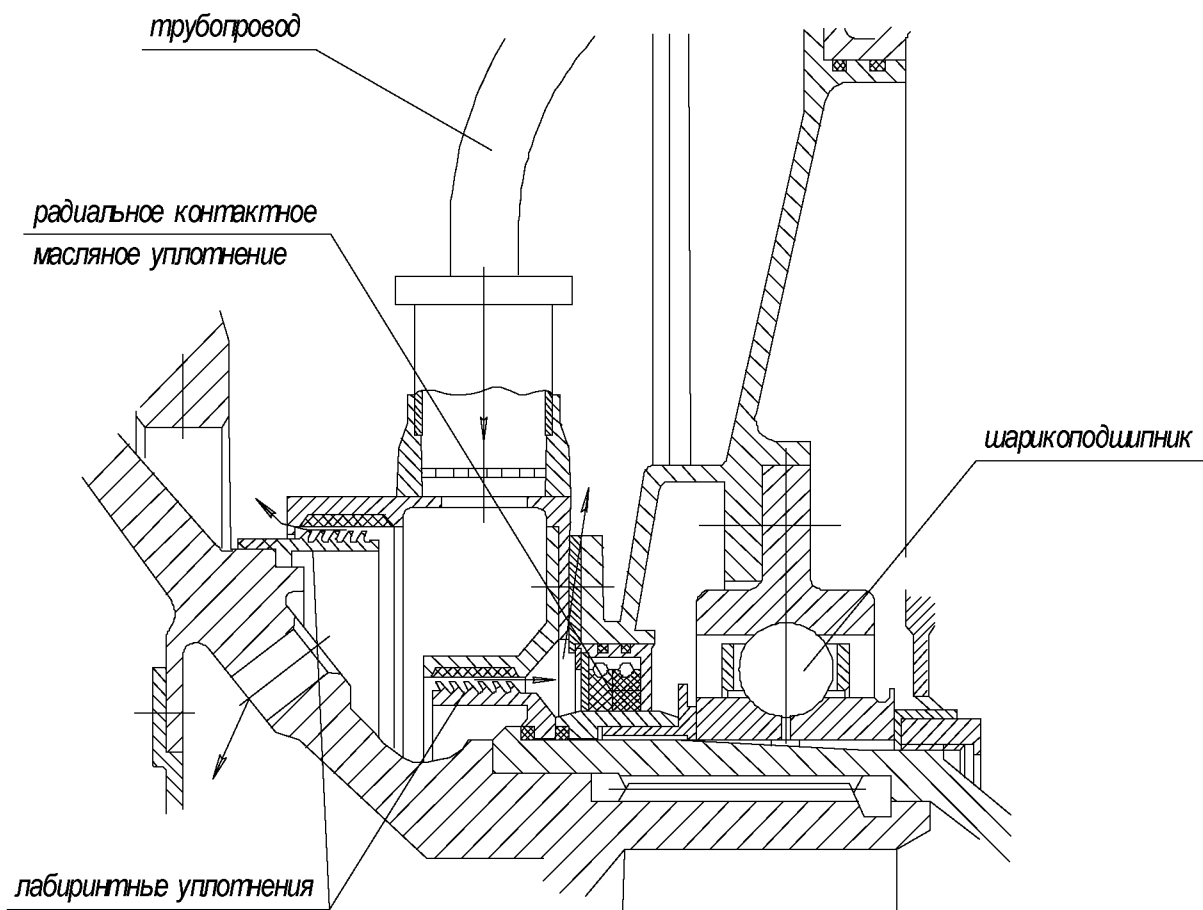


Рисунок 1.5 - Задняя опора ротора КНД

- 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. 1.6) 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 пояс, отделяющий полость высокого давления от полости низкого давления. В качестве вторичных уплотнений используются резиновые уплотнительные кольца.

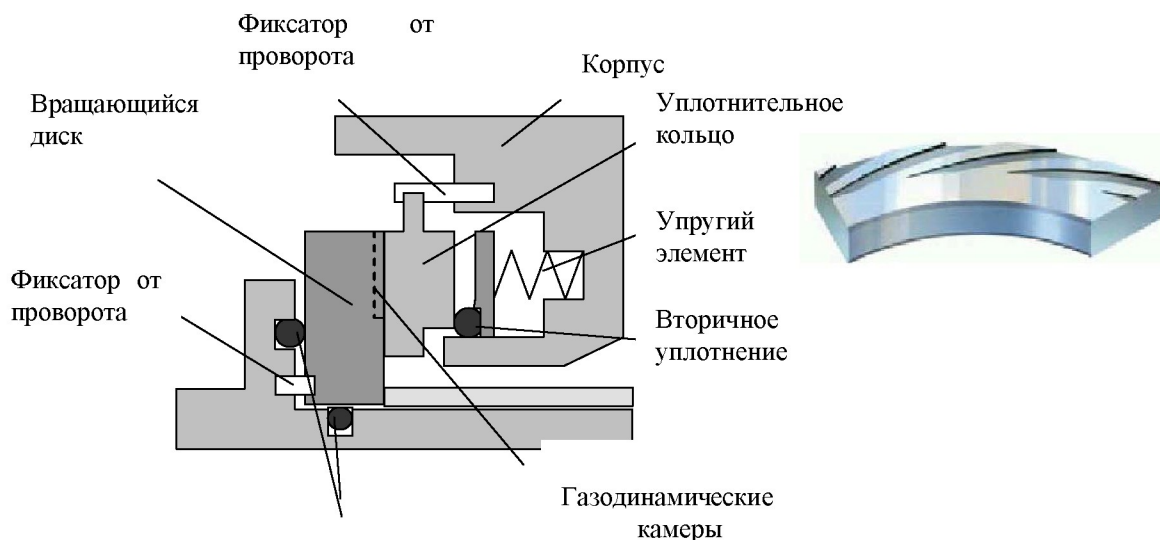


Рисунок 1.6 - Схема ТГДУ

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. 1.7).

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 микрометров и камеры Рэля, 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.

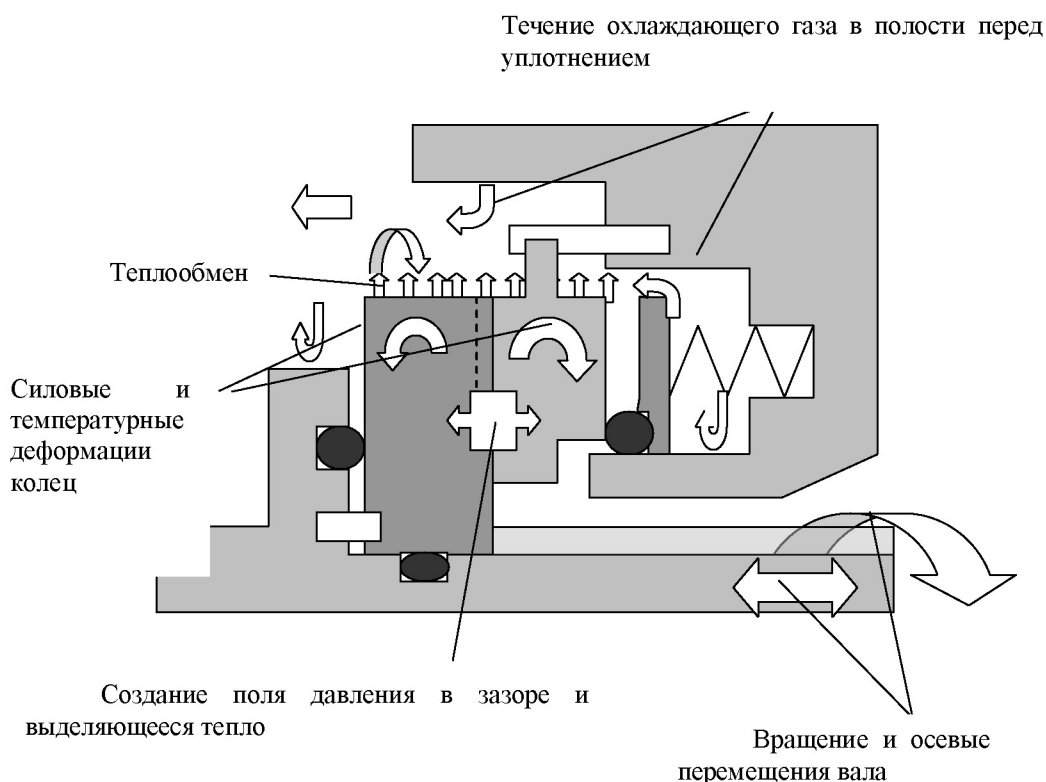


Рисунок 1.7 - Основные проблемы, возникающие при проектировании ТГДУ

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.

2 Тепловыделение в подшипниках опор роторов: теория и расчет

Тепловыделение в подшипниках качения

Роликовый подшипник

Суммарный тепловой (в Вт) поток равен:

$$Q_{подш} = C \cdot \beta \cdot m \cdot \rho \cdot d_p^2 \cdot u^3,$$

где m - количество тел качения, шт;

ρ - плотность масла, кг/м³;

d_δ - диаметр ролика, м;

u - окружная скорость сепаратора, м/с

$$\beta = 1 + 1.2 \cdot 10^3 \cdot d_\delta \cdot \left(0,00125 - \bar{h}_{рад} \right),$$

где $\bar{h}_{рад} = \frac{h_{рад}}{d_\delta}$ - относительный радиальный зазор;

$h_{рад}$ - радиальный зазор в роликовом подшипнике, м;

d_δ - посадочный диаметр подшипника, м.

Суммарный коэффициент сопротивлений:

$$C = A \cdot \text{Re}^\kappa \cdot \text{Eu}^l \cdot \text{Pr}^m + 18 \cdot 10^5 \cdot \text{Re}^{-1.25} \cdot \text{Pr}^{-1},$$

где $A = 1,26$; $\kappa = -0,5$; $l = 0,5$; $m = 0$ (при радиальной нагрузке на роликовый подшипник до 2000 Н);

$A = 62,3$; $\kappa = -0,63$; $l = 0,25$; $m = -0,4$ (при радиальной нагрузке на роликовый подшипник до $5 \cdot 10^4$ Н).

Критерий Эйлера:

$$\text{Eu} = \frac{P_{cp}}{\rho \cdot (u \cdot d_p)^2},$$

где P_{cp} - осреднённое центробежное усилие, действующее на образующую ролика, Н

$$P_{cp} = \frac{2,92 \cdot P + m \cdot P_{цб}}{2 \cdot m},$$

где $P_{цб}$ - центробежная сила ролика, действующая на его образующую, Н;

P - радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$$P_{цб} = 12,25 \cdot 10^3 \cdot \frac{d_p^3 \cdot u^2}{d_{ц.т.}},$$

где $d_{ц.т.}$ - диаметр окружности центров тяжести тел качения, м;

$$d_{ц.м.} = \frac{D + d_э}{2},$$

где D - наружный диаметр роликового подшипника, м;
 $d_э$ - посадочный диаметр роликового подшипника, м;

$$u = \frac{\pi \cdot (d_{ц.м.} - d_p)}{120} \cdot n,$$

где n - частота вращения подшипника, об/мин.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{u \cdot d_p}{\nu},$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости масла, м²/с.

Критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где a - коэффициент температуропроводности масла, м²/с.

Шариковый подшипник

Суммарный тепловой (в Вт) поток равен:

$$Q_{подш} = C \cdot m \cdot \rho \cdot d_{ш}^2 \cdot u^3,$$

где m - количество тел качения, шт;

ρ - плотность масла, кг/м³;

$d_{ш}$ - диаметр шарика, м;

u - окружная скорость сепаратора, м/с.

Суммарный коэффициент сопротивлений:

$$C = 14,7 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{0,214} \cdot Eu^{0,287} \cdot Pr^{0,44} + 16,6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,25} \cdot Pr^{-1}.$$

Критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{P_{ср.ш}}{\rho \cdot (u \cdot d_{ш})^2},$$

где $P_{ср.ш}$ - средняя нагрузка на один шарик, Н

$$P_{ср.ш} = \frac{A}{m},$$

где A - осевая нагрузка на подшипник, Н

$$u = \frac{\pi \cdot (d_{ц.м.} - d_{ш} \cdot \cos \gamma)}{120} \cdot n,$$

где n - частота вращения подшипника, об/мин;

$d_{ц.т.}$ - диаметр окружности центров тяжести тел качения, м;

γ - угол контакта в шариковом подшипнике, град;

$$d_{ц.т.} = \frac{D + d_e}{2}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{u \cdot d_{ц.т.}}{\nu},$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости масла, м²/с.

Критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где a - коэффициент температуропроводности масла, м²/с.

3 Организация подвода масла к подшипникам турбинных опор и проектирование систем суфлирования

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 100г/ч, а для съема тепла, выделяемого им (10...20кВт), требуется подавать масла до 0,15л/с).

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, маслонасос 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 маслотовоздушной смеси, и оформляется по ГОСТ. В инженерной практике используют схему в так называемом мнемоническом исполнении (рисунок 3.1), которая более удобна для восприятия.

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 перед 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, P_M).

Определение тепловых потоков рассмотрено ранее, а подогрев масла в опорах ТРДД можно принять: в передней опоре – 5...10°C, в средней опоре – 35...45°C и в опоре турбины – 70...80°C.

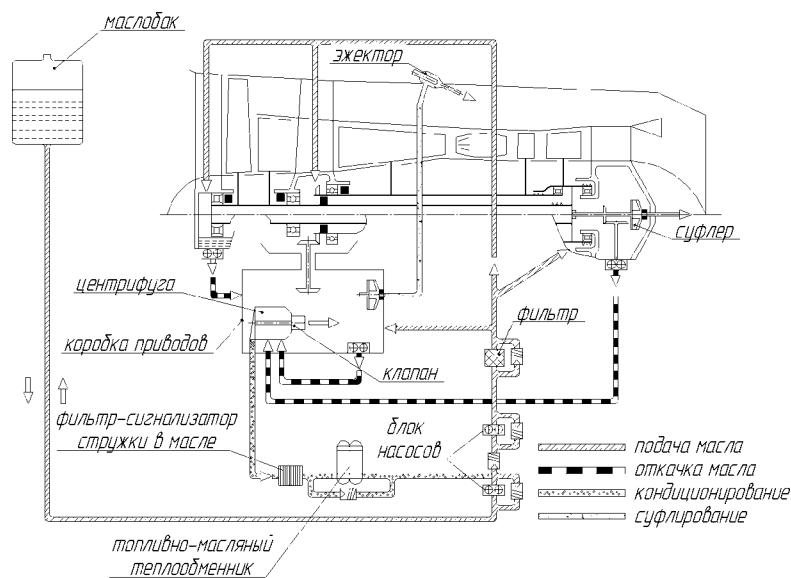


Рисунок 3.1 - Схема масляной системы

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...220°C) масла самотеком со скоростью не более 0,3...0,4 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 ($K_v = 1,5 \dots 1,75$):

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

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. 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 3.1.

Таблица 3.1 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.

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

$$K_{изб} = \frac{G_{np}}{G_{умл}},$$

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

$G_{умл}$ – 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:

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

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

Зная потребные 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 ($5...10^{\circ}C$), 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 потребных 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. 3.2).

Таблица 3.2. Коэффициенты быстроходности и способы подвода масла

	Коэффициент быстроходности $d_m \cdot n$	Способ подвода масла
А	до $2,2 \cdot 10^6$	форсунками
Б	$2,2...3,5 \cdot 10^6$	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 $5...20^\circ$ – даже при небольших перепадах давления на форсунке ΔP_ϕ струя обладает большой дальностью.

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

Для равномерного охлаждения неподвижного кольца подшипника, чтобы исключить искажение его геометрии, масло на подшипник подается через несколько форсунок ($z = 3...6$), 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:

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

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

ρ_m – плотность масла;

$\Delta P_\phi = P_{ax} - P_{m\pi} = 0,4 - 0,05 = 0,3...0,35 \text{ МПа}$ – перепад давления на форсунке;

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

Максимальное значение $\mu_\phi = 0,75...0,85$ 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 – $q_m = 1...3 \text{ л/м}$, а в опоре турбины – $q_m = 4...12 \text{ л/м}$, радиально-упорный шариковый, в опоре компрессора – $q_m = 4...12 \text{ м/с}$, то диаметры сопла струйных форсунок находятся в пределах:

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

$d_\phi = 4,0...5,0 \text{ мм}$ – 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. 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 уплотнениям.

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.

Выбор рациональной формы элементов подвода смазки к подшипнику

При проектировании опоры зачастую приходится подводить масло через внутреннее кольцо подшипника (рисунок. 3.2). Масло через четыре форсунки непрерывно поступает на

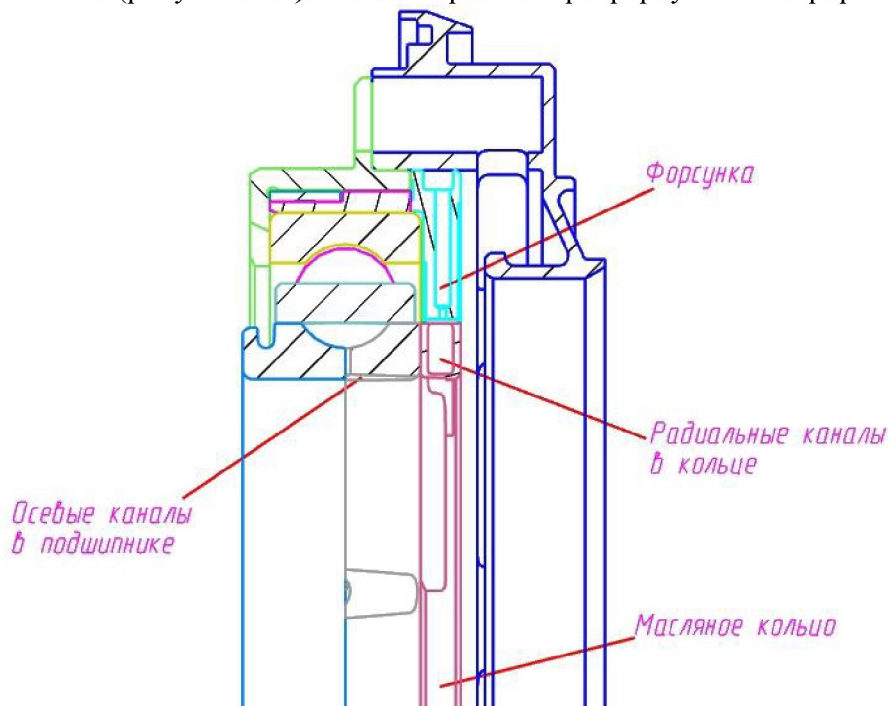


Рисунок 3.2 – Конструкция системы подачи масла в подшипник

специальное кольцо с радиальными каналами, откуда попадает в канавки, выполненные в подшипнике и далее внутрь подшипника по осевым каналам. Трёхмерная модель подшипника с форсунками и масляным кольцом представлена на рисунке 3.3, а модели каналов и форсуночного кольца – на рисунках 3.4 и 3.5.

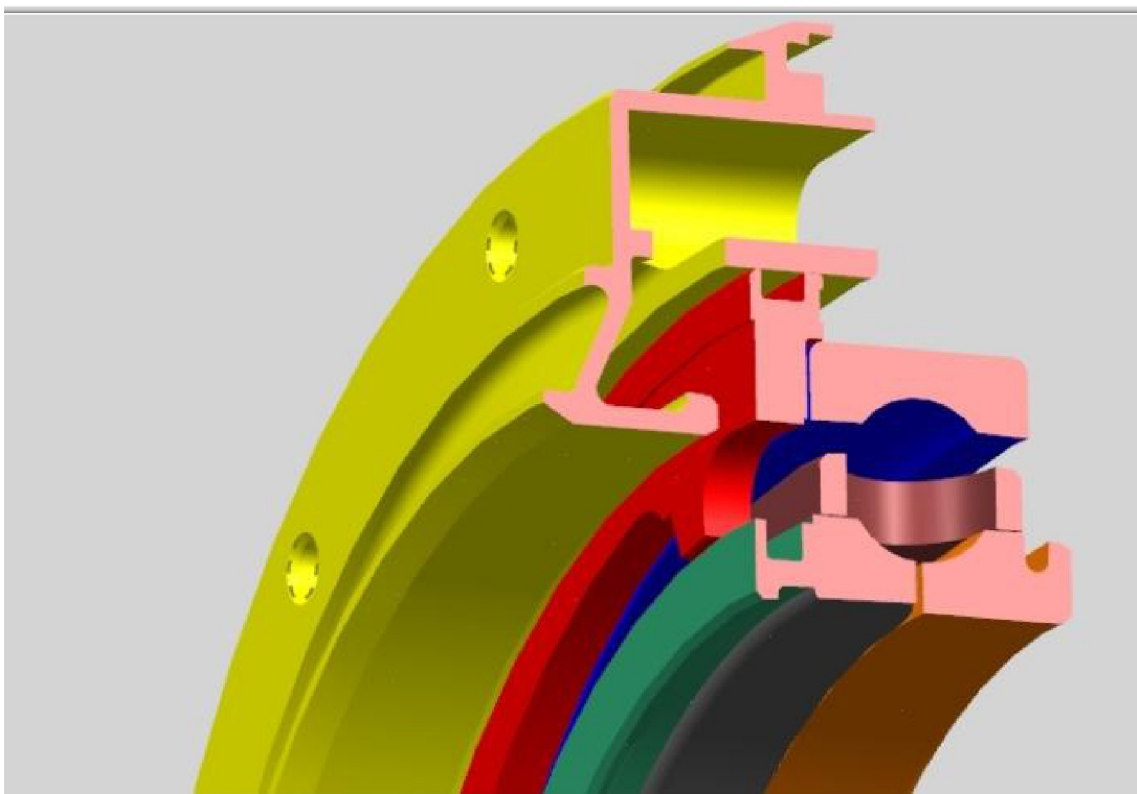


Рисунок 3.3 – 3D-модель узла

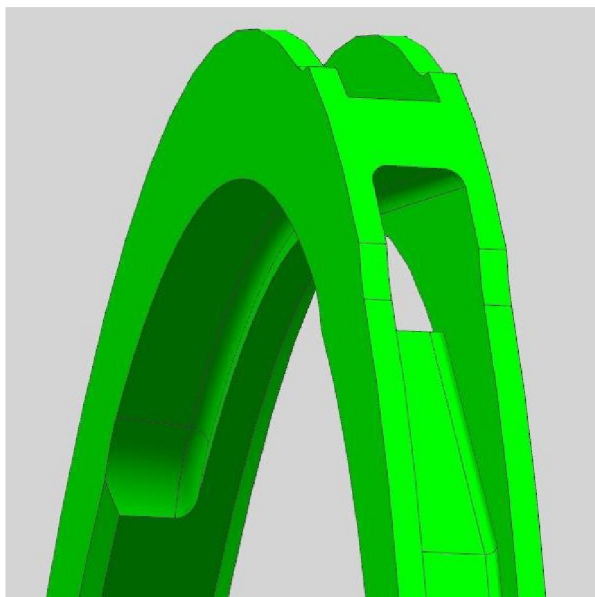


Рисунок 3.4 – Канал в кольце

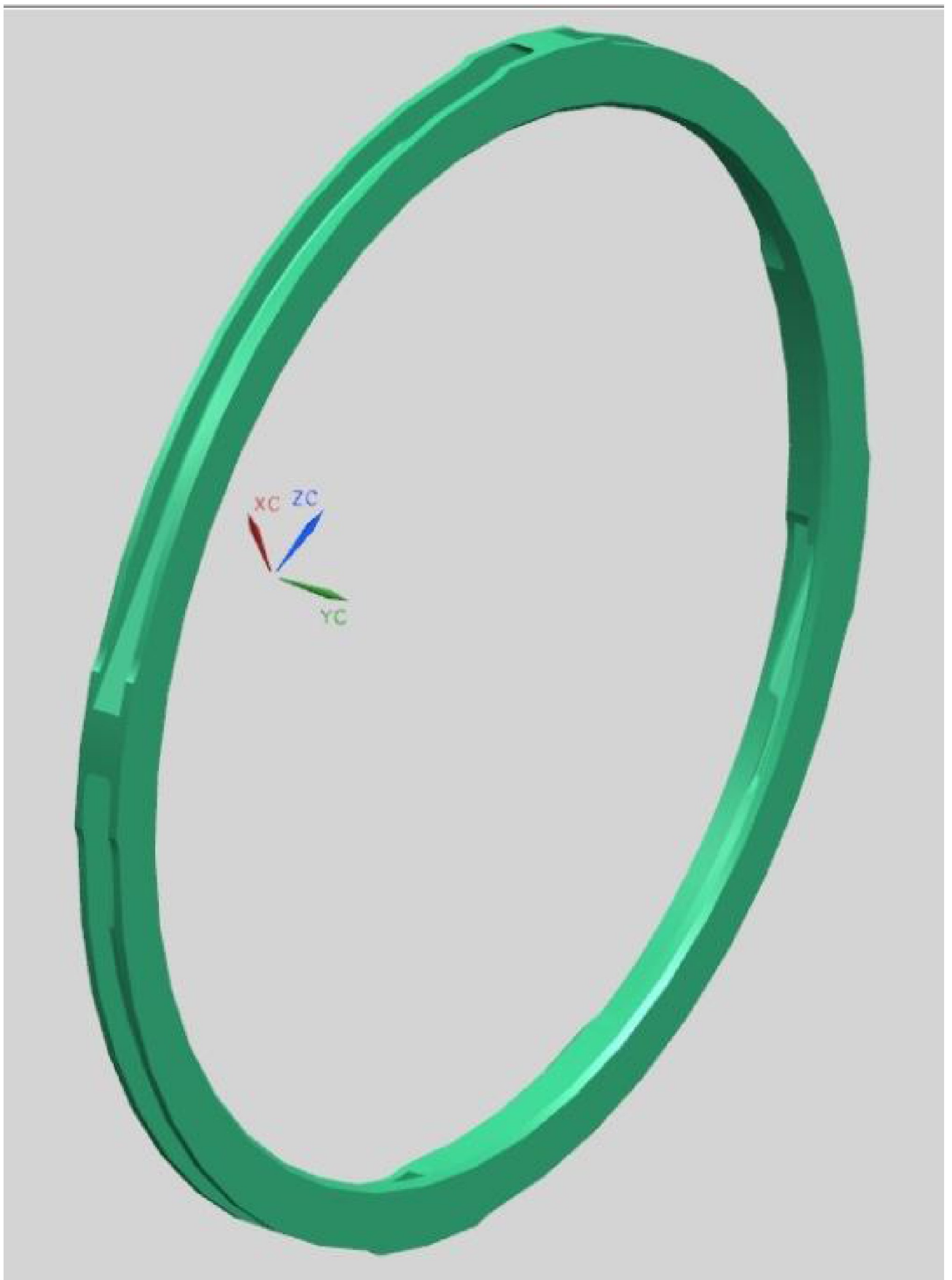


Рисунок 3.5 – Кольцо с четырьмя каналами

4 Авиационный ГТД с редуктором как движитель (ТВД, ТВВД, ТРДД, ТВад). Анализ конструктивных схем винтов

Взаимосвязи ГТД с редуктором и летательным аппаратом

Главная функция силовой установки летательного аппарата (в нашем случае самолета и вертолета) быть движителем, под которым подразумевается устройство создающее тягу, то есть силу необходимую для передвижения этого аппарата в воздухе.

Тяга возникает потому, что двигатель отбрасывает рабочее тело (воздух, горячий газ) в сторону противоположную полету, воздействуя на него с определенной силой, но противоположно направленной, рабочее тело воздействует на движитель (и, следовательно, на летательный аппарат), реализуя реактивную тягу.

Применительно к силовым установкам с ГТД движители могут быть *винтовыми, струйными и смешанными*.

В *винтовых движителях* механическая энергия вращения воздушного винта преобразуется в приращение кинетической энергии (скорости) рабочего тела посредством отбрасывания винтом массы, проходящего через него воздуха.

В *струйных движителях* увеличение кинетической энергии рабочего тела – горячего затурбинного газа и сжатого воздуха II контура, происходит в реактивном сопле.

В ТВад вся тепловая энергия превращается в механическую энергию воздушного винта и силовая установка вертолета является примером винтового движителя, реализация которого возможна только при использовании редуктора.

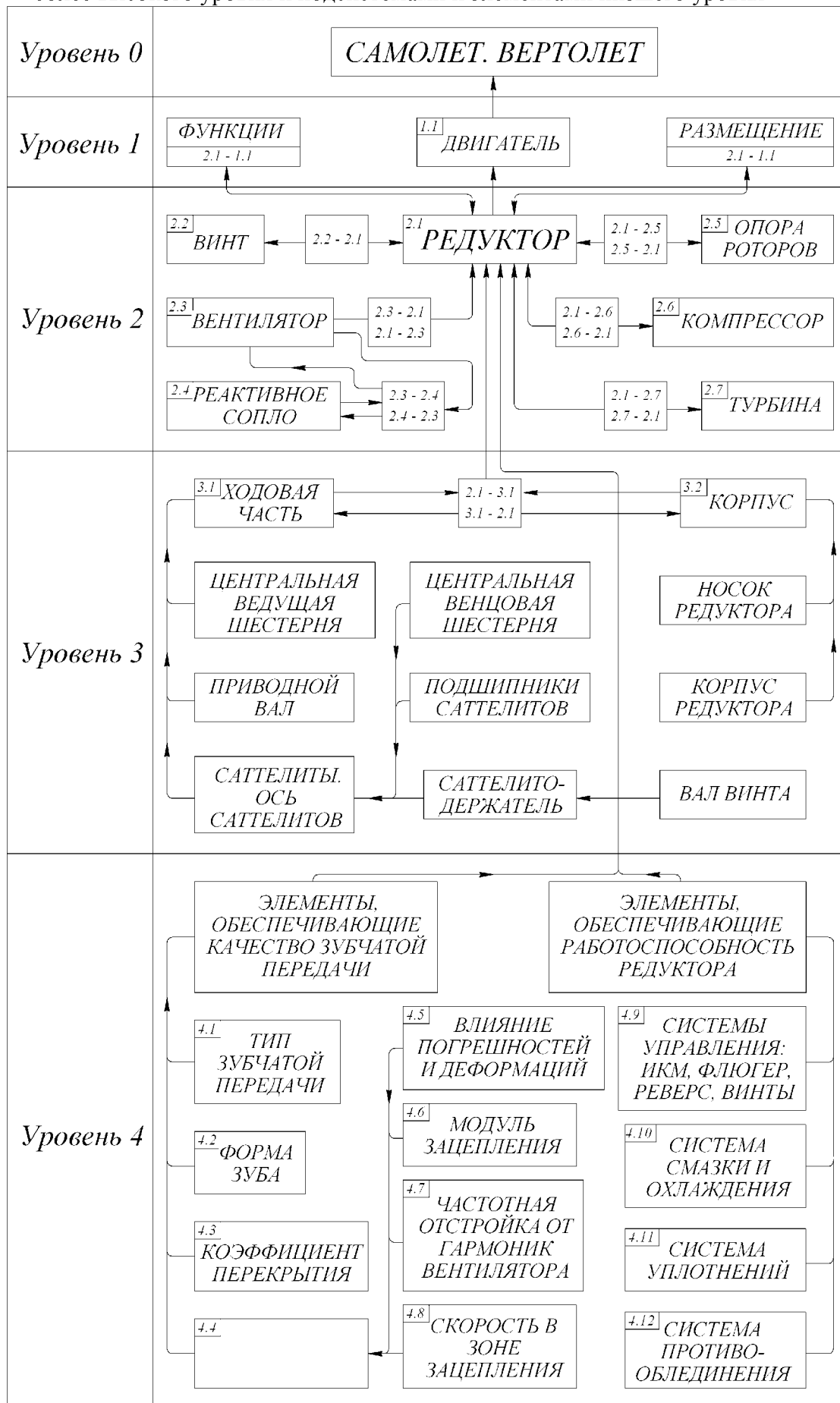
Силовая установка самолета с ТВД в котором тяга образуется винтом (более 90%) и реактивным соплом является *движителем смешанного типа*.

ТРДД – это струйный движитель, но в отличие от ТРД имеет два движителя - I и II контур. Основная доля тяги возникает при сжатии и разгоне в сопле рабочего тела, проходящего через II контур и вторая часть при проходе через I контур.

ТВВД отличается от ТРДД тем, что вместо одно – или двухступенчатого вентилятора имеет одно – или двухступенчатый закапотированный винтовентилятор, лопасти которого поворачиваются, обеспечивая разное сжатие рабочего тела в соответствии с режимом работы двигателя. Разгон потока происходит, как и в ТРДД в реактивном сопле первого и второго контура.

Следовательно, ТВВД, как и ТРДД – это струйный движитель. Отметим, в связи с этим неточности в определении типа двигателей ТВВД Д-27 и GE 36 (см. таблицу 4.1). Оба двигателя обычные ТВД « с соосным воздушным винтом нового поколения – уменьшенного диаметра, с большим числом широких, тонких, саблевидных лопастей, который необоснованно называется винтовентилятором». Действительно и Д-27 и GE 36 имеют движитель смешанного типа: воздушный винт и реактивное сопло и, как было показано, принцип действия воздушного винта отличается от принципа действия винтовентилятора (сравните ТВД НК-12 и ТВВД НК-93).

Таблица 4. 1. Схемы существующих связей редуктора авиационного ГТД с объектами более высокого уровня и подсистемами и элементами низшего уровня



Уровень 1

Редуктор, как самостоятельная подсистема ГТД, ценен тем, что в сочетании с воздушным винтом или винтовентилятором (вентилятором) придает двигателю новые качества.

Преимущество ТВД и ТВВД перед ТРД и ТРДД – меньше расходы топлива на умеренных дозвуковых скоростях полета.

Необходимость введения редуктора в конструкцию авиационного ГТД возникает при использовании в качестве движителя воздушного винта и винтовентилятора (вентилятора).

При больших диаметрах воздушного винта ТВД (таблица 4.2) для получения высоких КПД приходится ограничивать окружную скорость на концах его лопастей (она обычно не превышает 200-226 м/с) и следовательно его частоту вращения.

Таблица 4. 2. Характеристики винтов некоторых ТВД и ТВВД

Двигатель, самолет	Тип винта	Диам. винта, м	Число лопаст.	Частота вращения, об/мин	КПД	Мощность, л.с.	Стартовая тяга, кг	Масса винта кг
ТВД НК-12МВ Ту-95	ВИШ АВ-60К соосный	5,6	+4	730	0,87	13600	9600	1190
ТВД НК-12МА Ан 22	ВИШ АВ-90 соосный	6,2	+4	730	0,84	13600	14800	1600
ТВД Д-27 Ан-70	ВИШ (винтовентилятор) СВ-27 соосный	4,5	+6	1000	0,89	13400	12100	1150
ТВД GE-36 ВЛВ	-	3,05	+8	-	-	-	9980	-
ТВВД НК-93 Ил-96 Ту-204	Винто вентилятор СВ-92 соосный	2,9	+10	1720	0,9	-	18000	1000
А И -20	АВ68-Н	4,7	4	1075	0,87	-	-	-

Частота вращения винта выбирается из условия эффективности по КПД и по стартовой тяге. Она оказывается на порядок ниже частоты вращения турбины, приводящей во вращение винт.

Частота вращения турбины определяется из условия получения максимальной работы турбины L_T , которая пропорциональна квадрату окружной скорости на среднем радиусе $U_{T_{cp}}^2$, числу ступеней турбины z_T , КПД турбины - η_T и обратно пропорциональна параметру нагруженности

$$y_T = \frac{U_{T_{cp}} \cdot \sqrt{z_T}}{C} \quad (C - \text{скорость потока})$$

$$L_T = \frac{z_T \cdot U_{T_{cp}}^2 \cdot \eta_T}{2y_T} \quad (4.1)$$

Следовательно, при оптимальной частоте вращения воздушного винта частота вращения турбины оказывается на порядок ниже оптимума.

Редуктор позволяет разрешить это противоречие, делая расчётной частоту вращения и воздушного винта и ротора турбины.

Та же проблема возникает и в ТВаД, где частота вращения ротора свободной турбины на два порядка выше вращения несущего винта (таблица 4.3).

Таблица 4. 3 Характеристики винтов и редукторов ТВаД Д-136 и ТВЗ-117

Двигатель, вертолет	В СТ	Несущий винт				Рулевой винт			
		Диаметр, м	В, б/мин	число лопаток	ред. отн.	Диаметр, м	В, б/мин	исполн.	ред. отн.
Д-136 Ми-26	300	2,0 ³	32	8	/63	,624	52		/15 ¹
ТВЗ-117 Ми-8	5000	1,288 ²	92	5	/80	,408			-

Задача оптимизации частоты вращения винта и турбины в этом случае разрешается, за редким исключением, за счет установки редукторов на самом вертолете и вся тепловая энергия в ТВаД превращается в механическую энергию вращения винта. Сопло такого двигателя делается диффузорным, чтобы уменьшить потери энергии с выхлопными газами.

В ТРДД и ТВВД так же есть ограничения окружной скорости на периферии лопаток вентилятора и винтовентилятора. Рекомендуется приведенная скорость на периферии $U_{Прп} = 400 \dots 500 \text{ м/с}$. Дальнейшее повышение окружной скорости ведет к снижению КПД ступеней, ухудшению экономичности двигателя и эффективности самолета в целом.

Так как частота вращения турбины вентилятора (винтовентилятора) ограничивается вентилятором (винтовентилятором), то требуемое повышение окружной скорости турбины (4.1) возможно увеличением её среднего диаметра или использованием редуктора. Оптимизация силовой установки производится по габаритам и массе.

Уровень 2. Взаимосвязь редуктора и двигателя

Введение редуктора в конструкцию ГТД изменяет и иногда значительно его конструктивно-силовую схему, изменяет структурные и функциональные связи, вносит изменения в нагружение элементов двигателя.

Приводной вал турбины НД соединен с валом редуктора шлицами, следовательно осевая сила винта, вентилятора (винтовентилятора) передается на подвеску через корпус редуктора. В ТВД тяга винта составляет более 90% общей тяги. К этому нужно добавить крутящий момент от взаимодействия винта с воздухом, гироскопический момент винта, массу винта и поперечную силу от косоугольного обдува винта (при боковом ветре).

Конструкция ГТД с редуктором имеет самую разную конфигурацию, а сами редукторы выполнены по разным кинематическим схемам, которые влияют на конструкцию самого двигателя. Поэтому редукторы можно классифицировать по месту размещения на двигателе и по кинематической схеме самого редуктора.

2.2 Воздушные винты. 2.2-2.1 Взаимодействие с редуктором

Ранее была показана роль воздушного винта как винтового движителя. В этом разделе исследуются схемы и конструкции винтов их функциональные и структурные связи с редуктором, с двигателем и летательным аппаратом.

Классификация воздушных винтов. Воздушные винты подразделяются *по способу установки лопастей во втулку винта* на винты *неизменяемого, фиксированного и изменяемого шага*. В первом случае лопасти винта жестко зафиксированы во втулке, во втором – могут быть повернуты и зафиксированы на требуемом угле установки и в последнем случае угол установки лопастей изменяется системой управления в соответствии с режимом работы двигателя.

В анализе рассматриваются только винты изменяемого шага (ВИШ).

По направлению вектора тяги относительно крыла самолета – ВИШ тянущий – перед крылом. **ВИШ толкающий** – сзади крыла.

По числу рядов лопастей: одиночные, двухрядные и соосные.

Одиночные имеют один ряд лопастей, двухрядные – два ряда лопастей вращающихся в одном направлении относительно общей оси и соосные имеют два ряда лопастей вращающихся в противоположные стороны.

Лопасть винта – основная рабочая часть винта имеет профилированную часть (перо), комель (цилиндрический участок) и прикомлеву часть (переход от пера к комлю). Профиль пера приближается к профилю крыла (особенно в воздушных винтах вертолетов).

Выбор геометрии лопасти определяется назначением, условиями ее работы, требованиями аэродинамики, прочности, изгибной и крутильной жесткости, а в отдельных случаях и технологией изготовления.

По форме в плане лопасть может быть эллиптической, прямоугольной, трапециевидной с прямой или изогнутой осью. В последнем случае лопасть винта называется **саблевидной**, которая используется в винтах нового поколения с уменьшенным диаметром и увеличенным числом широких тонких лопастей – 6...12 (ВИШ, флюгерно-реверсивный, тянущий СВ-27 для ТВД Д-27).

Ранее уже отмечалась особенность саблевидной лопасти как меры борьбы с автоколебаниями. Такой воздушный винт имеет высокий крейсерский КПД (0,89...0,9) и пониженный уровень шума.

С увеличением числа и ширины лопастей важную роль приобретает учет обтекания их прикомлевых частей, где проявляется эффект решётки профилей с ростом волнового сопротивления. Для снижения волнового сопротивления важную роль приобретает профиль пера и форма входного кока.

По конструктивному исполнению лопасти могут быть сплошными и пустотными (лонжеронными и безлонжеронными) и изготавливаться из дерева, дюралюминия, стали и композиционных материалов.

Поверхность лопасти защищается от внешнего воздействия покрытиями (оксидные и полимерные пленки, лаки, краски). Для предотвращения обледенения передняя кромка лопасти на длине 30-40% и ширине 15-20% имеет тепловую защиту обычно с подводом электрического тока.

Силы, действующие на лопасть винта

Характер и величина нагрузок, действующих на элементы воздушного винта важны не только при оценке их прочности и жесткости, силового взаимодействия с двигателем и летательным аппаратом, но и (что в нашем случае важно) с точки зрения управления ВИШ – выбора схемы изменения шага винта.

При вращении воздушного винта на лопасть действуют аэродинамические силы, центробежные силы и моменты от этих сил, а также нагрузки от дисбаланса винта и гироскопического момента, возникающего от изменения положения летательного аппарата в пространстве.

Винт крепится консольно к валу редуктора, поэтому добавляется массовая сила самого винта и изгибающий момент от этой силы. Учитывая, что масса винта составляет 300-500 кг у ТВД малой мощности и до 1600 кг у ТВД НК-12МА (винт АВ-90), силы велики.

Аэродинамическая сила P_A приложена в центре давления профиля лопасти винта, который в общем случае не совпадает с осью лопасти и создает крутящий момент M_A в плоскости XOY . $M_A = P_A \cdot h$. Разложив силу P_A на осевую P_{Aoc} и окружную $P_{Aокр}$ составляющие, получают тягу воздушного винта P и реактивный крутящий момент $M_{реакт.}$, равный крутящему моменту винта M_B .

$$\sum_{n=0}^k P_{Aoc} = P_{ос. лопасти} \quad \sum_{z=0}^m P_{Aокр. лопасти} = P$$

$$\sum_{n=0}^k P_{\text{Аокр}} \frac{r_n + r_{n+1}}{2} \cdot z = M_{\text{реакт.}} \quad -M_{\text{реакт.}} = M_B.$$

Центробежные силы вызывают растяжение лопасти, передаются на втулку винта, где замыкаются и взаимно уравновешиваются, но эти силы создают крутящий момент dM_y на профиле в плоскости XOY относительно оси Z лопасти, который стремится повернуть лопасть в сторону уменьшения шага

$$dM_y = dP_y' \cdot l_j$$

Далее будет показано, что для увеличения M_y в прямой схеме управления ВИШ на лопасти устанавливаются специальные грузы-противовесы, которые действуют в сторону увеличения шага винта.

Чтобы перейти к анализу схем управления ВИШ рассмотрим необходимые значения угла установки лопасти для каждого из режимов работы ВИШ, включая реверсирование тяги винта и нулевую тягу при остановке одного двигателя на многомоторном самолете в полете – флюгирование.

Угол установки лопасти винта φ определяется как угол между вектором окружной скорости U (плоскостью вращения) и вектором относительной скорости обтекания профиля пера воздушным потоком W . Изменяя угол φ , поворотом относительно радиальной оси получают: при увеличении φ – большой шаг и при уменьшении – малый.

При увеличении угла φ (утяжеление винта) увеличивается аэродинамическая нагрузка на лопасти и при постоянных оборотах винта (двигатель), при постоянной скорости U возрастает тяга винта P , скорость полета V_{II} и поступь винта λ

$$\lambda = \frac{V_{II}}{n_c \cdot D} \cong \frac{V_{II}}{U} \cong \operatorname{tg} \varphi.$$

Для уменьшения длины пробега самолета после посадки лопасти винта устанавливаются в положение «реверс» с углом φ более 100° и формируют обратную тягу.

Винт многомоторного самолета должен обязательно допускать установку лопастей во флюгерное положение и вывод из него. Это необходимо для уменьшения аэродинамического сопротивления винта остановленного двигателя и сохранения управляемости самолета. Угол $\varphi = 87 - 90^\circ$ соответствует минимальному лобовому сопротивлению винта.

Изменение угла установки всех лопастей должен происходить синхронно и со скоростью 5...10 градусов в секунду.

Надежная работа механизма изменения шага должна быть гарантирована при любой внешней температуре, при любых условиях полета. Поэтому необходима противообледенительная и тепловая защита втулки и лопастей.

Конструкция воздушного винта [2.2]. Связь с редуктором [2.2-2.1]

Конструкция воздушного винта анализируется только для выявления структурной связи лопастей и втулки винта и лопастей и элементов управления шагом винта. Выбран винт АВ-68И выпускавшийся большой серией и имеющий высокую надежность (рисунок 4.1).

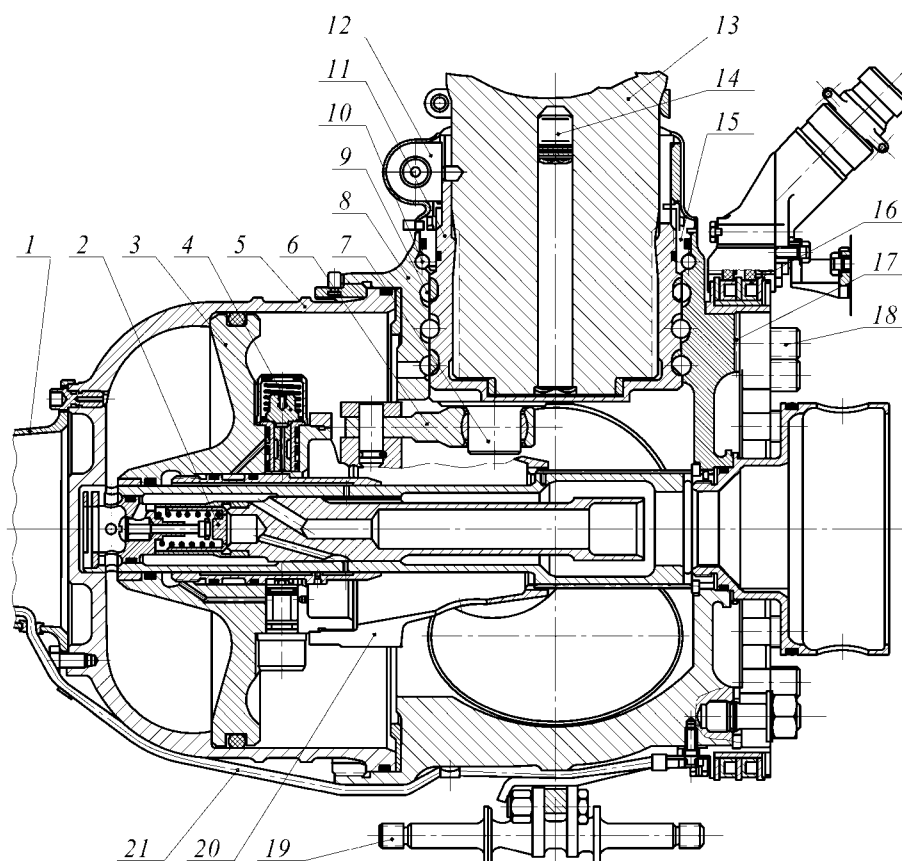


Рисунок 4.1. - Конструктивная схема втулки винта АВ-68: 1- трубка для установки обтекателя, 2- клапан гидравлического фиксатора шага, 3- поршень, 4- клапан центробежного фиксатора шага винта, 5- цилиндр, 6- шатун, 7- палец стакана, 8- корпус втулки, 9- подшипник с сепаратором (заштриховано), 10- упорный подшипник, 11- стакан, в который вворачивается на резьбе лопасть, 12- хомут и штифт, фиксирующие лопасть в стакане, 13- лопасть, 14- балансировочный груз, 15- гайка стакана, 16- щётки токосъёмника обогрева лопастей и обтекателя, 17- торцевые шлицы на корпусе, 18- шпильки крепления винта к валу винта, 19- кронштейны крепления обтекателя, 20- траверса, 21- электропровод обогрева обтекателя

АВ-68И – воздушный одиночный ВИШ, флюгерный, тянущий устанавливается на ТВД АИ-20, который входит силовой установкой в конструкцию самолетов АН-12, Ил-18, АН-8. Он состоит из двух основных элементов: втулки винта и 4 лопастей из алюминиевого сплава Д14. Диаметр винта 4,7м, масса 418 кг, крейсерский КПД – 0,87, ресурс до первой переборки 6000ч, назначенный ресурс 15000 часов.

Втулка винта разделена на два основных элемента: корпус втулки (7), на котором закрепляются лопасти (9) и цилиндр (1) в котором размещается поршень (2) системы управления лопастями. Корпус втулки является основным элементом в силовой установке винта – на него приходят все нагрузки от лопастей, формируется и передается на вал редуктора осевая сила – тяга винта и все остальные нагрузки. Для закрепления и центрирования втулки винта на вале редуктора на заднем фланце корпуса втулки размещены торцевые радиальные треугольные шлицы и шпильки (15).

Соединение лопастей с корпусом втулки происходит через промежуточный элемент – стакан (8) на наружной поверхности которого как и радиальных цилиндрах корпуса втулки выполнены три винтовых дорожки для размещения тел качения шарикоподшипников (12). Лопасть вворачивается в стакан по резьбе трапециевидного или кругового профиля и фиксируется в стакане штифтом и хомутом (10): верхняя тонкая стенка стакана выполнена с канговыми разрезами.

Для осевой фиксации лопастей вместе со стаканом, на внешнюю резьбу стакана наворачивается гайка (11), которая упирается в корпус через однорядный шариковый подшипник, снижающий силу трения по торцу гайки при повороте лопасти.

На внешней стенке дна стакана, размещен на некотором расстоянии от оси стакана цилиндрический выступ – палец (17), который через промежуточный элемент – сухарь, соединен с траверсой (3) поршня. При осевом перемещении поршня под действием сил давления рабочей жидкости (масла) все 4-е траверсы поршня, взаимодействуют с лопастью с помощью пальцев на дне стаканов, будут поворачивать синхронно все 4 лопасти вокруг их осей.

Чтобы при продолжительном полете на одном режиме в условиях низких температур не происходило застывания масла во втулке предусматривается циркуляция масла через систему жиклеров.

Не вдаваясь в сложную систему управления ВИШ АВ-68И, систему подвода и отвода масла, отметим, что в комле лопасти имеется коническо-цилиндрическая глухая полость для размещения балансировочных грузов при балансировке винта.

Системы управления ВИШ используются 3-и схемы гидравлического механизма поворота лопастей: схема, обратная схема и схема с гидравлическим приводом двойного действия.

Прямая схема управления ВИШ обеспечивает установку лопастей на малый шаг гидравлическим приводом, а на большой шаг центробежным моментом от противовесов $M_{ЦП}$.

Преимуществом схемы является автоматический перевод винта на большой шаг центробежным моментом $M_{ЦП}$ противовесов в случае отказа гидравлической системы винта, что предотвращает раскрутку приводной турбины.

Недостаток схемы – большая масса противовесов, что ограничивает ее применение двигателями малых мощностей 1500...2000кВт.

Обратная схема управления ВИШ предусматривает поворот лопастей на малый шаг центробежными силами от самих лопастей, а на большой шаг – гидравлическим приводом.

Недостаток схемы – увод лопастей на малый шаг и раскрутка турбины при отказе гидравлической системы винта.

Схема с гидроприводом двойного действия обеспечивает перевод лопастей винта на большой и малый шаг гидравлическим приводом.

При повороте винта на малый шаг к моменту, развиваемому гидроприводом добавляется момент от центробежных сил лопастей и требуемое давление рабочей жидкости может быть мало – используется масло из маслосистемы двигателя. Для установки же лопастей на большой шаг требуется увеличение давления рабочей жидкости – требуется специальный маслонасос. Усложнение схемы – ее недостаток, но наибольшая скорость поворота лопастей ее преимущество.

При отказе редуктора частоты вращения ВИШ или дефектах в системе маслопитания редуктора и винта может произойти самопроизвольное опорожнение полости высокого давления гидропривода – лопасти будут менять шаг. Самопроизвольное изменение шага винта приведет к изменению частоты вращения, забросу температуры газа перед турбиной, ограничению расхода топлива и потере тяги. Для исключения самопроизвольного изменения шага вводят в конструкцию винта два устройства гидравлический и механический упор. В момент аварийного падения давления масла полость высокого давления гидропривода автоматически запирается, выход масла из полости становится невозможным и винт тем самым становится на гидравлический упор.

Механический упор дублирует – гидравлический. Флюгирование ВИШ осуществляется путем подачи масла от специального насоса.

5 Анализ конструкции редукторов

Рассматривается ходовая часть, корпус, передача усилий на винты и самолетную подвеску.

За основу анализа рационально принять планетарный редуктор, т.к. он является базой для редукторов планетарных, дифференциальных, дифференциальных замкнутой схемы и простых редукторов, полученных остановкой водила (сателлитодержателя).

Рассмотрим и простые передачи. При описании конструкции планетарного редуктора используем редуктор ТВД НК-4 и схему существенных связей.

5.1 Ходовая часть

Состоит из приводного вала выполненного как единое целое с центральной шестерней Z_1 , 3-х блоков двойных сателлитов с шестернями Z_2 и Z_3 , установленных в сателлитодержатель и наружной центральной (венцовой) шестерни Z_4 , укрепленной в корпусе редуктора, по которой обкатываются шестерни Z_3 сателлитов, увлекая за собой сателлитодержатель поэтому вал винта вращается в сторону вращения турбины с частотой вращения сателлитодержателя и составляет с ним единое целое, установленное на 2-х подшипниках: радиально упорном шариковым – на вале винта и роликовом на цапфе задней щеки сателлитодержателя.

Центральная ведущая шестерня с приводом вала. Центральная ведущая шестерня Z_1 может быть выполнена отдельно от приводного вала или вместе с валом, что чаще встречается (чем меньше диаметр начальной окружности шестерни Z_1 , тем меньше диаметральные габариты редуктора). Центральная шестерня с валом имеет 27 зубьев модуля 3,238, с углом исходного профиля и углом зацепления $\alpha_0 = \alpha = 28^\circ$. Увеличение угла зацепления (с 20° до 28°) связано со стремлением уменьшить удельные контактные нагрузки.

От осевого перемещения вперед вал фиксируется специальным шариковым подшипником, во внутреннюю обойму которого и упирается приводной вал своим бортиком. В ТВД НК-4 внутри приводного вала размещается измеритель крутящего момента (ИКМ).

В случае раздельного исполнения центральной шестерни и приводного вала, связь их осуществляется шлицевым соединением (НК-12МА, PW1000G) или болтами (Д-27). Но вал в последнем случае имеет упругий элемент.

Блок сателлитов: сателлитодержатель и сателлиты. Подшипники сателлитов. Ось сателлитов.

Сателлитодержатель служит для размещения блоков сателлитов с подшипниками и передачи крутящего момента от блока сателлитов на вал винта. Он опирается на два подшипника, размещенных в корпусе редуктора: радиально-упорный шариковый и радиальный роликовый. Сама конструкция сателлитодержателя может состоять из двух половин (двух щек), между которыми размещаются сателлиты или из одной несущей стенки на которой закреплены оси сателлитов. В первом случае сателлитодержатель будем называть двухопорным, во втором – консольного типа.

Сателлитодержатель ТВД НК-4 двухопорный, состоит из двух щек, скрепленных по 3-м контактным площадкам призонными болтами (4 болта на каждой площадке) и опирается как было показано выше на 2 подшипника.

Отверстия под призонные болты в щеках обрабатываются совместно и после установки их сателлитодержатель представляет единое целое. После чего растачиваются в щеках окна под подшипники.

Такого типа сателлитодержатели используются в большинстве конструкций редукторов.

Сателлитодержатель нагружен крутящим моментом воздушного винта M_B и центробежными силами от масс сателлитных шестерен с осями и подшипниками и

собственных масс щек при переносном движении $P_{цб}^П$ центробежными силами шестерен и подшипников саттелитов в относительном движении $P_{цб}^O$.

Саттелиты – шестерни вращающиеся на подвижной оси, в переменном движении относительно оси вращения саттелитодержателя испытывают нагружение от зацепления с центральными шестернями $2F_r$, центробежными силами в относительном движении вокруг своих осей F_{co} и центробежными силами F_r - в переносном движении вокруг оси саттелитодержателя F_r .

На ТВД НК-4 двойные саттелиты, конструктивно представляют собой саттелитную шестерню z_2 , спаренную с шестерней-валом Z_3 прессовой посадкой (0,02...0,045мм) и зафиксированную в окружном направлении 6-ю аксиальными штифтами, а в осевом – 6-ю резьбовыми штифтами.

На шестерене-валу Z_3 - 20 зубьев с углом исходного профиля $\alpha_0 = 20^\circ$, с углом зацепления $\alpha = 24^\circ 03'$ и модулем $m = 4,72$, а на саттелитной шестерни Z_2 - 78 зубьев с углом исходного профиля и с углом зацепления $\alpha_0 = \alpha = 28^\circ$, с модулем $m = 3,238$.

Оба конца шестерни-вала используются в качестве беговых дорожек роликовых подшипников блока саттелитов. Вал нагружается силой F_r .

Для того чтобы выдержать условия сборки планетарного редуктора (см п. 2) окончательная шлифовка профилей зубьев саттелитной шестерни Z_2 производится в собранном блоке саттелитов. При сборке блока произвольно выбранные зубья шестерни Z_2 и шестерни-вала Z_3 совмещают, выдерживая точно угловые положения рабочих профилей «совпадающих» зубьев и в таком положении фиксируют шестерню Z_2 , совпадающие зубья клеймят знаком «О».

В ТВД НК-4, НК-12 всех модификаций использованы цилиндрические зубчатые колеса с прямым зубом. Однако, возможно исполнение косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых колес.

В редукторе с остановленным водилом ТВД М601 центральная ведущая шестерня Z_1 и шестерня Z_2 выполнены косозубыми, Z_3 и Z_4 - прямозубыми, что связано с функционированием НК-4.

В простом редукторе ТРДД PW1000G (планетарный редуктор с остановленным водилом) в конструкции которого использованы современные технологии, все шестерни шевронные.

Передача с шевронными зубьями предопределяет большой суммарный коэффициент перекрытия и угол зацепления, высокую несущую способность и отсутствие осевой силы.

Недостатками такого зацепления считают:

- увеличенную ширину шестерен из-за канавки между венцами, что увеличивает габариты ходовой части редуктора;
- повышенные контактные и изгибные напряжения на краях зубьев при выходе и входе в зацепление;
- требуемая высокая точность изготовления шестерен для уменьшения неравномерности потоков мощности передаваемых промежуточными шестернями, что увеличивает трудоемкость.

Подшипники саттелитов. На ось саттелитной шестерни, как было сказано выше, действуют суммарные окружные усилия в зацеплении саттелита с центральной внешней (венцовой) шестернями $2F_r$ и центробежная сила от масс шестерни вместе с осью и подшипниками F_c в переносном движении. Появление этой силы является основным отличием нагружения подшипников саттелитов от подшипников с неподвижной осью вращения.

Однако ролики сателлитных подшипников совершают более сложное движение, вращаясь вокруг собственной оси, они совершают вращательное движение в переносном движении относительно оси подшипника и в переносном движении оси подшипника относительно оси вращения сателлитодержателя (оси винта).

Все это усложняет анализ работы подшипников, оценку их долговечности и обоснованный выбор конструкции подшипников.

В цилиндрических передачах с прямыми и тем более шевронными зубьями осевой силы в зацеплении не возникает. По этому обе опоры сателлита во всех конструкциях планетарных и дифференциальных редукторов роликовые подшипники.

Осевые силы, возникающие от других воздействий (массовые силы, неточности изготовления и др.) воспринимаются во всех случаях роликами и через наружное кольцо подшипника.

Ось сателлитов (вал сателлитов). Ось сателлита может быть установлена в щеках сателлитодержателя на 2-х подшипниках. Концы ее в этом случае обычно используются в качестве беговой дорожки роликовых подшипников (НК-4, М601, LF507). Пустотелая ось используется для размещения элементов подвода смазки (PW8000, PW1000G), для осевой фиксации подшипников и самой оси.

Центральная (венцовая) шестерня. В планетарных редукторах, в том числе и простых полученных из планетарных остановкой водила, и в дифференциальных редукторах делается «плавающей», то есть скрепляется с корпусом (в планетарном) или ступицей с помощью шлицев и фиксируется в осевом направлении стопорным кольцом. Такое ее зацепление исключает дополнительные нагрузки от неточностей изготовления и момента сателлитов и самой шестерни.

В редукторе НК-4 венцовая шестерня Z_4 имеет 90 зубьев по внутреннему диаметру с модулем $m = 4,72$ с углом исходного профиля $\alpha_0 = 20^\circ$ и углом зацепления $\alpha = 24^\circ 03'$ и 216 шлицев по наружному диаметру, при помощи которых осуществляется плавающее соединение венцовой шестерни с корпусом и передача крутящего момента M_K на картер редуктора. В осевом направлении шестерня ограничивается от перемещения назад по ступенчатому торцу закрепленной на корпусе шлицевой втулки, от перемещения вперед по торцам ступиц шестерен Z_2 сателлитов (3 места).

Вал винта (вентилятора) – элемент редуктора, обеспечивающий силовую и структурную связь редуктора и винта – передает крутящий момент от редуктора на винт и тягу винта на корпус редуктора через радиально-упорный подшипник. Выходной торец вала имеет посадочный конус или торцевые шлицы для центрирования втулки винта, которая скрепляется с валом болтами, работающими на отрыв.

5.2 Корпус редуктора

Внутренние стенки редуктора планетарного, простого, полученного из планетарного и дифференциального представляют собой два усеченных конуса соединенных основаниями. Передний корпус принято называть носком редуктора, а заднюю основную - корпусом редуктора или картером редуктора.

Носок редуктора. Из условия установки ходовой части редуктора в корпус носок редуктора делается отъемным от корпуса. Он выполняет функции опоры ходовой части редуктора и воздушного винта, воспринимая тягу винта и инерционные силы от масс винта и масс ходовой части редуктора. Носок редуктора воспринимает тягу винта и инерционные силы от масс винта и масс ходовой части редуктора.

Нагружение конусного носка редуктора аналогично нагружению диафрагмы опоры ротора, анализ которого был дан ранее. Здесь отметим, что уменьшение угла конуса носка ротора при неизменной толщине стенки увеличивает его осевую жесткость, поэтому угол конуса α обычно делают 30-80° и толщину стенки – 7-12мм при выполнении корпуса редуктора из алюминиевого сплава.

В ТВД НК-4 угол $\alpha \cong 130^\circ$, (что позволило уменьшить длину и вес двигателя) оплачен увеличением толщины стенки носка до 15 мм и оребрением с внутренней стороны (6 ребер).

Основной корпус редуктора (картер редуктора)

Картер редуктора выполняет роль опор ходовой части редуктора и опоры ротора компрессора с центральным приводом, она служит передним поясом подвески двигателя на самолете. Сюда передаются нагрузки от носка редуктора (тяга винта, вес винта), крутящий момент от шестерни Z_4 и усилия подвески двигателя на самолете.

Внешняя архитектура корпуса подчинена формированию воздушного тракта газогенератора и связи корпуса редуктора с опорой ротора и размещением мест размещения точек подсоединения стержней подвески двигателя на самолете.

В планетарном редукторе с двойными и одинарными саттелитами, в простых редукторах и дифференциальном замковым редукторе на корпус редуктора действует крутящий момент M_K от неподвижной шестерни или шестерни с неподвижной осью, равный

$$M_K = -M_T (i - 1) .$$

В дифференциальном редукторе нет неподвижного звена, поэтому корпус редуктора нагружен со стороны ходовой части редуктора. Разность реактивных моментов, равная $-M_T$, уравнивается крутящим моментом турбины $+M_T$ и на опоры двигателя (и редуктора) действует $M_K = -M_T$.

6 Классификация редукторов ГТД по месту размещения на двигателе

Классификация представлена на рисунке 6.1.

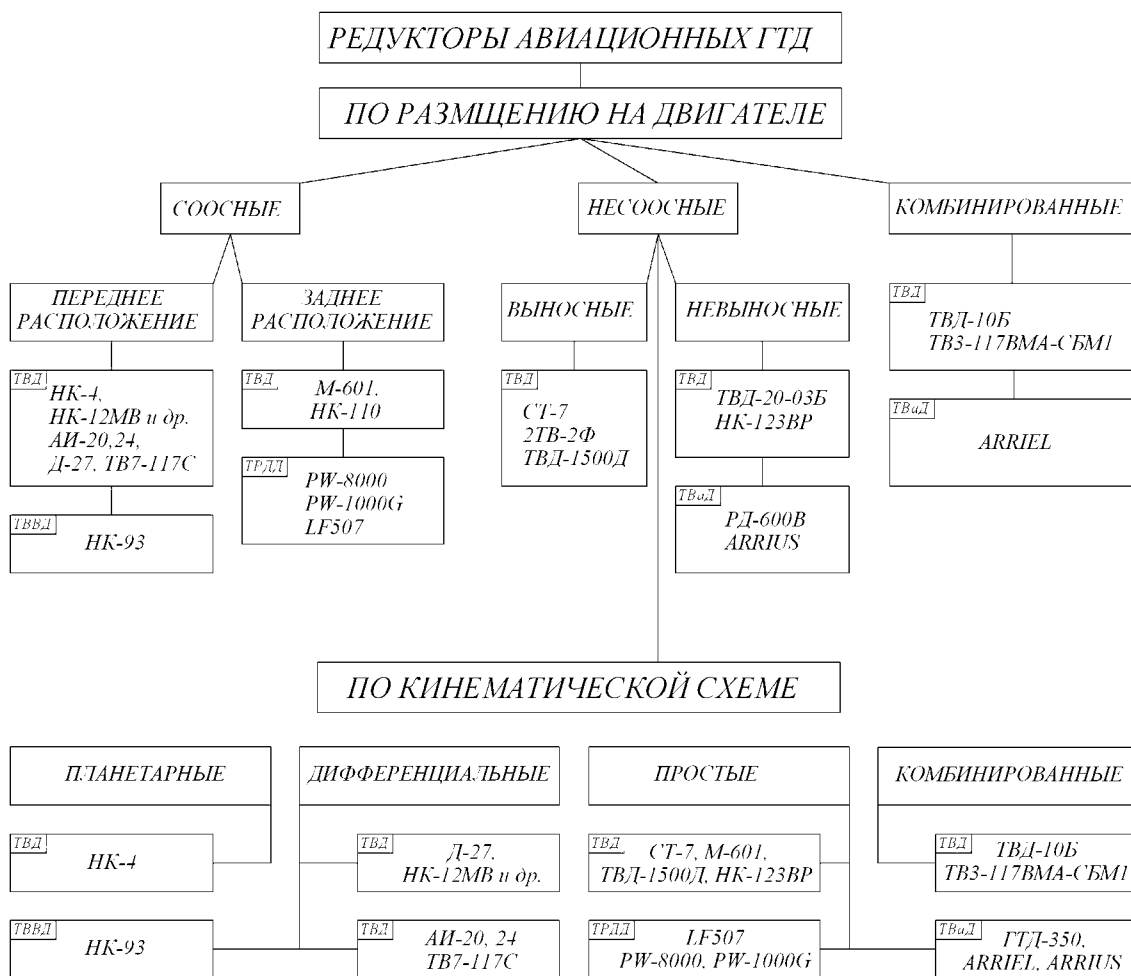


Рисунок 6.1. – Классификация редукторов

Соосными редукторами считают редукторы, у которых оси входящих валов (со стороны двигателя) и оси выходных валов (в сторону винта (вентилятора)) находятся на одной оси с осью двигателя.

Редуктор может быть размещен перед входом в компрессор – **переднее расположение** и за турбиной – **заднее расположение**.

Переднее размещение редуктора наиболее органично сочетается с конфигурацией ТРДД большой степени двухконтурности, когда вентилятор и подпорные ступени имеют значительно больший диаметр втулки по сравнению с КВД. Между рабочим колесом вентилятора и средней опорой образуется свободный объём, в котором «сам бог велел» разместить редуктор.

Этому способствует компактность и круглые очертание относительно оси входного и выходного валов планетарных и дифференциальных редукторов.

Однако в ТВД и ТВВД переднее размещение соосного редуктора загромождает вход в компрессор и вынуждает выполнять проточную часть в виде плавного диффузорного канала огибающего корпус редуктора, который повышает неравномерность поля скоростей и давлений на входе в компрессор.

Но температурный режим масляной полости редуктора легче всего обеспечивается именно при таком расположении.

Заднее расположение соосного дифференциального редуктора было выполнено на демонстрационном ТВД (ТВВД) НК-110 с толкающим винтом и в ТВД М601 (рисунок 6.1).

В М601 более того весь двигатель развернут на 180° в направлении полета, что в отличие от НК-110 позволило решить задачу исключения обдува корпуса редуктора и втулки винта горячими затурбинными газами. С помощью выхлопных патрубков они разворачиваются в направлении по полету, не достигая редуктора.

Короткий вал свободной турбины при заднем расположении существенное преимущество при высоких оборотах вала в малоразмерных двигателях.

Несоосные редуктора отличаются от соосных размещением оси выходного вала (вала винта) выше или ниже оси входного вала (оси двигателя). Они в свою очередь разделяются на выносные и невыносные.

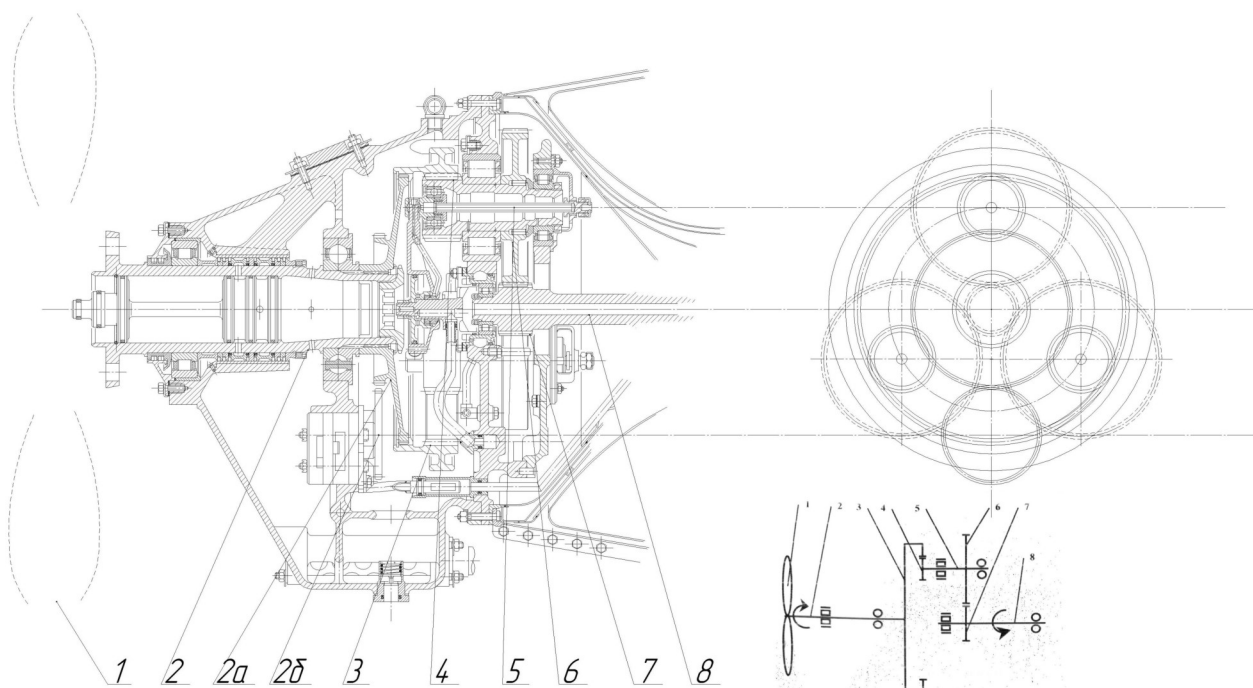


Рисунок 6.1:- Псевдопланетарный двухступенчатый редуктор ТВД М601

1 - воздушный винт, 2 - вал воздушного винта, 2а - двухвенцовое колесо, 2б - привод маслонасоса, 3 -зубчатое колесо, 4 - цилиндрические шестерни промежуточного вала, 5 - промежуточный вал коробки передач, 6 - косозубые колёса промежуточного вала, 7 - косозубая шестерня вала турбины, 8 - соединительный вал ротора турбины

Выносные редукторы размещаются на расстоянии 500-700 мм от средней опоры, связь их с двигателем достигается трубой обеспечивающей соосность входного вала редуктора и вала приводной турбины и двумя силовыми стержнями, соединяющими корпус редуктора с корпусом средней опоры (рисунок 6.2).

Самое простое объяснение преимуществ такого размещения редуктора на двигателе – осевой, свободный вход воздуха в компрессор.

Варьируя положением оси винта относительно оси входного вала вверх (СТ-7(рис1.2)) или вниз (ТВД-1500Б) при размещении двигателя на самолете можно в первом случае увеличить расстояние оси винта от земли и, следовательно диаметр винта, а во втором – увеличить расстояние от земли до ВУ и уменьшить вероятность попадания в него посторонних предметов при движении самолета по ВПП [3] выносной редуктор имеет свободную заднюю стенку для размещения приводных агрегатов (ТВД-1500 Б).

Ещё одно преимущество – это возможность аккумулировать в одном движителе (винте) крутящие моменты (мощности) двух ГТД – пример ТВД 2ТВ-2Ф.

Невыносные редукторы имеют общий корпус с двигателем (фланцевое соединение) как и в случае с соосным редуктором, но в отличие от последних имеют смещение осей входного и выходного вала, как у выносных редукторов. Они подразделяются на **редукторы с передним расположением** и на **редукторы с задним расположением**.

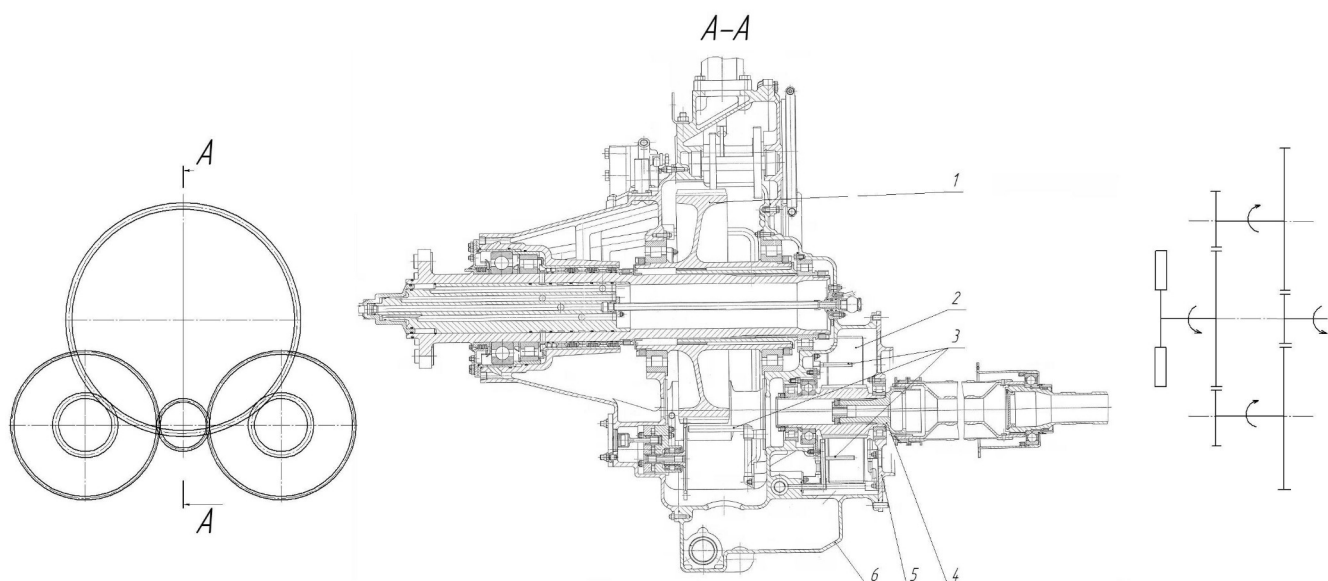


Рисунок 6.2. - Простой несоосный редуктор СТ7-9: 1 - колесо с косозубым цилиндрическим зацеплением; 2- два колеса с прямозубым цилиндрическим зацеплением; 3 - масляные форсунки; 4 - центральная цилиндрическая шестерня; 5 - носок; 6 – корпус

Невыносные редукторы с передним размещением требуют тщательного газодинамического проектирования входного устройства (ВУ), представляющего собой воздухозаборник и круговую улитку, обеспечивающую равномерность поля скоростей и давлений на входе в компрессор (рисунок 6.3).

Невыносные редукторы с задним расположением при свободном входе в компрессор ставят перед конструктором задачу их охлаждения, так как редуктор находится в зоне выхлопа.

Преимущества и недостатки такого размещения те же, что и при соосных редукторах с задним рас положением.

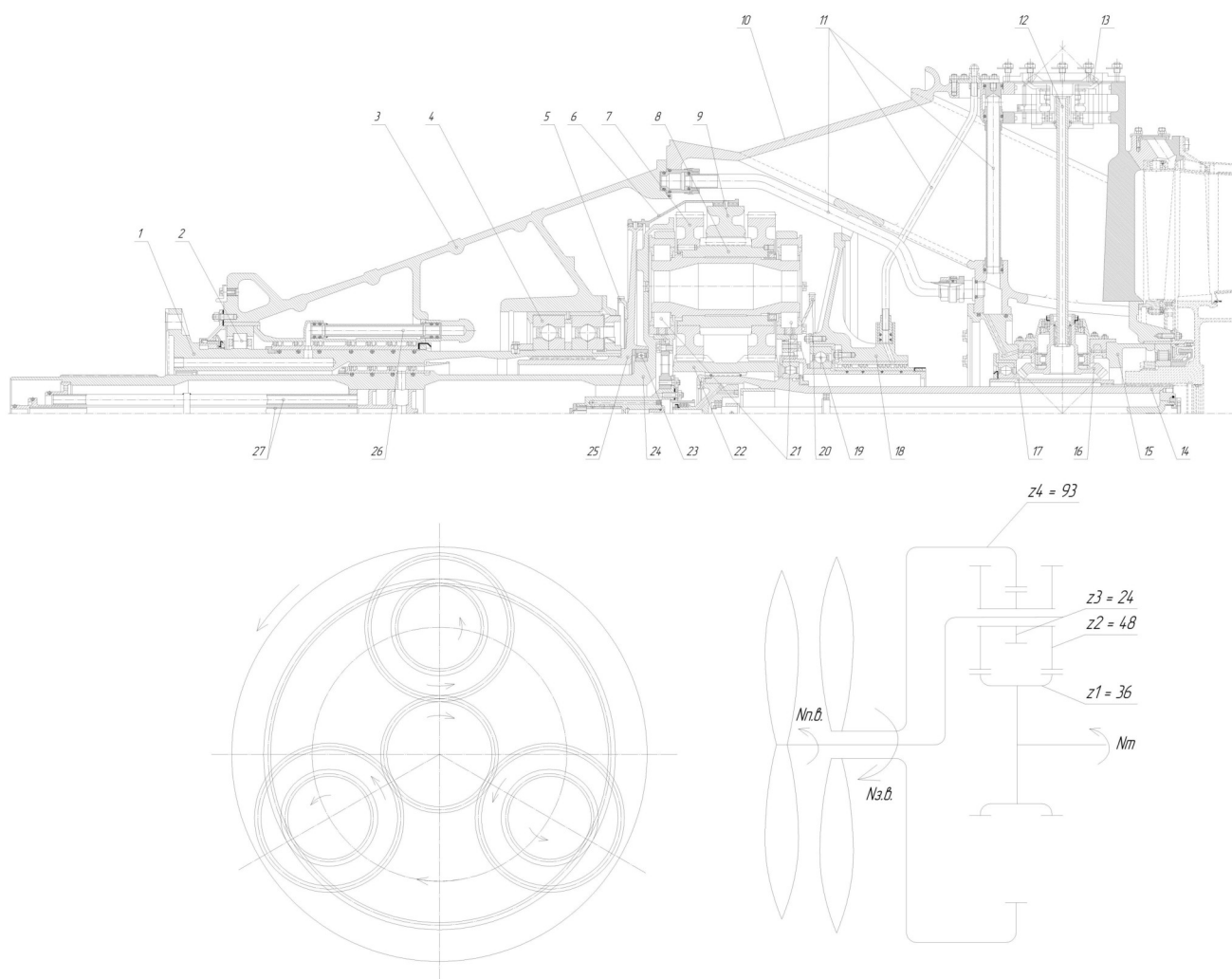


Рисунок 6.3. - Дифференциальный редуктор ТВД НК-12МВ: 1 - вал заднего винта; 2, 21 - роликовый подшипник; 3 - картер вала заднего винта; 4 19, 23 - шариковые подшипники; 5 - шестерня привода регулятора заднего винта; 6 - муфта; 7 - сателлитные шестерни; 8 - шестерня-вал; 9 - центральная наружная шестерня; 10 - картер редуктора; 11 - трубы; 12 - приводной валик; 13 - коническая шестерня; 14 - приводной вал; 15 - корпус центрального привода; 16 - коническая шестерня привода агрегатов; 17 - центральная коническая шестерня; 18 - корпус приводов; 20 - шестерня; 22 - центральная внутренняя шестерня; 24 - вал переднего винта; 25 - соединительный диск; 26 - трубки подвода масла к маслораспределительной втулке; 27 - трубки подвода масла к переднему винту

О редукторе ТВад ГТД-350 (рисунок 6.4)

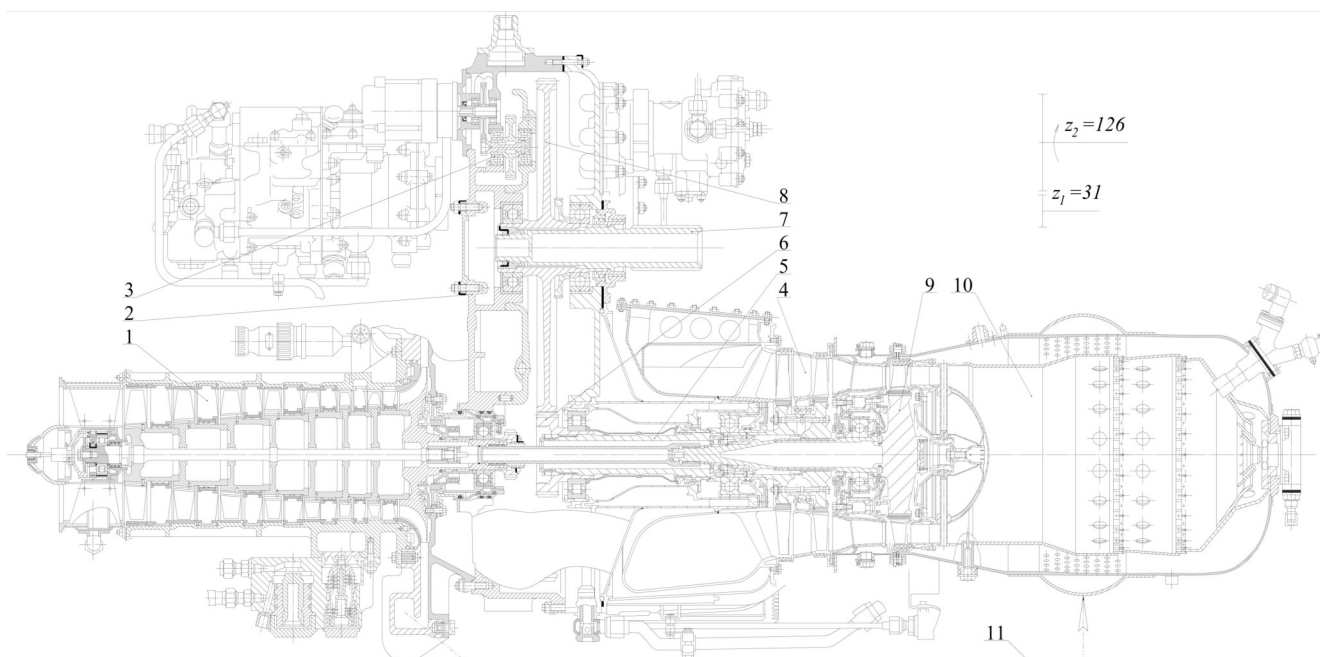


Рисунок 6.4. - Редуктор ТВад ГТД - 350, размещенный в середине двигателя:
1 - осецентрированный компрессор, 2 - редуктор простой, 3 - коробка приводов,
4 - силовая двухступенчатая турбина, 5 - приводной вал редуктора,
6 - центробежная шестерня z , 7 - выходной вал к основному редуктору,
8 - шестерня z , 9 - турбина компрессора, 10 - камера сгорания,
11 - перебор сжатого воздуха из осецентрированного компрессора в камеру сгорания

В принятой схеме классификации авиационных ГТД с редуктором особняком стоит ГТД-350.

Редуктор ГТД-350 простой схемы, состоящий из ведущей и ведомой цилиндрических шестерен, размещен между компрессором и турбиной, т.е. в середине двигателя. Это стало возможным с поворотом системы «камера сгорания – турбина» на 180° и размещением её за редуктором. Перебор сжатого воздуха из выходного ресивера осецентрированного компрессора в камеру сгорания осуществляется двумя патрубками.

Сама КС, оказавшаяся в хвостовой части двигателя, представляет собой индивидуальную жаровую трубу, подающую горячий газ на весь кольцевой канал 1-го соплового аппарата турбины, и вместе с фронтным устройством заключена в одностенный корпус с патрубками для ввода воздуха.

Минимальное расстояние между силовой турбиной и редуктором предопределяет короткий приводной вал, частота вращения которого 24000 об/мин позволяет и при одноступенчатом редукторе снизить обороты входного вала в главный редуктор вертолета до 5804 об/мин и частоту вращения несущего винта до 240 об/мин.

Выхлопная система из 2-х патрубков и система теплоизоляции исключают перегрев стенок корпуса редуктора.

ГТД-350 в составе двух двигателей и главного редуктора ВР-2 являются силовой установкой вертолета Ми-2.

Классификация редукторов ГТД по кинематической схеме

Планетарные редукторы, для привода одиночного винта. Планетарными называются зубчатые передачи имеющие колеса с подвижными осями, называемые сателлитами. Число сателлитов от 3 до 7. Звено, на котором укреплены на подшипниках оси сателлитов называется **сателлитодержателем или водилом.** Оба зубчатых колеса, находящиеся в зацеплении с сателлитами называются **центральными.**

Примером авиационного планетарного редуктора с двухвенцовыми сателлитами может служить редуктор ТВД НК-4 (рисунок 6.5) для одиночного винта.

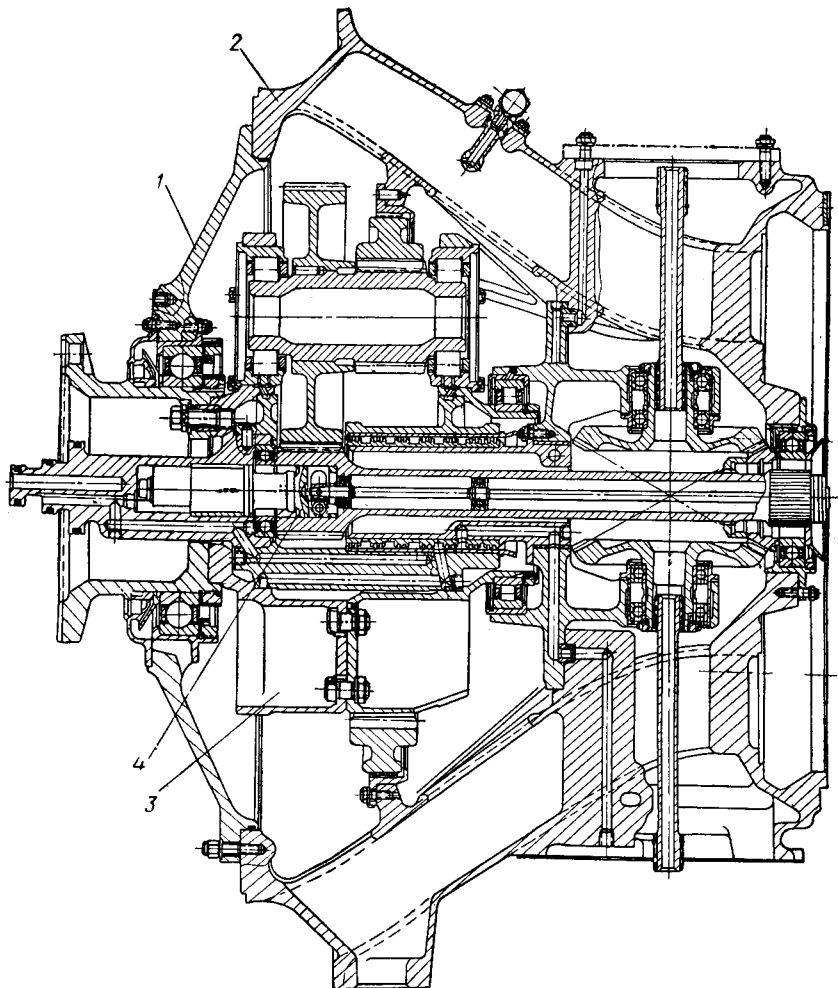


Рисунок 6.5. - Редуктор ТВД НК-4: 1 – носок редуктора, 2 – картер редуктора с приводами, 3 – ходовая часть редуктора, 4 – механизм измерителя крутящего момента.

Внешняя центральная шестерня сделана неподвижной и привод винта осуществляется от водила. Редуктор имеет 3 сателлита. Вал винта вращается в ту же сторону, что и приводной вал турбины. Передаточное число планетарного редуктора с двухвенцовыми сателлитами определяется отношением частоты вращения вала турбины n_T к частоте вращения винта

$$i = \frac{n_T}{n_B} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

Отметим, что передаточное число для планетарного редуктора с одинарными сателлитами ($Z_3=Z_2$) при замене Z_4 на Z_3 принимает вид

$$i = \frac{n_T}{n_B} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Передаточное число планетарного редуктора при одних и тех же диаметральных размерах выше чем у простого.

При одинаковых размерах ведущей шестерни Z_1 и при одних и тех же диаметральных размерах редуктора в схеме с двойными сателлитами передаточное число будет больше чем в передаче с одинарными сателлитами. При одинаковом передаточном числе и диаметральных размерах редуктора диаметр ведущей шестерни Z_1 в схеме с двойными сателлитами будет больше, а значит и окружное усилие на зубьях шестерни Z_1 будет меньше.

Для определения частоты вращения сателлитов относительно собственной оси используют *метод обращения вращения*.

Сообщив всей системе вращение с частотой вращения вала винта, но в противоположную сторону, получают простую передачу, в которой вал винта неподвижен, ведущая шестерня Z_1 вращается с частотой $n_T - n_B$, а неподвижная шестерня Z_4 с частотой $Z_4 = -n_B$. Тогда относительная частота вращения сателлита n_C определяется из уравнения для простой передачи

$$\frac{n_C}{n_T - n_B} = -\frac{z_1}{z_2} \quad \text{и} \quad n_C = -\frac{z_1}{z_2}(n_T - n_B) = -\frac{z_1}{z_2}n_B(i-1)$$

Наружные обводы ходовой части (шестерен, водило) планетарного редуктора вписываются в круг и это позволяет входной воздушный канал сделать кольцевым, так же как это делается в средней опоре и обеспечить таким образом равномерное поле скоростей и давлений на входе в компрессор.

Дифференциальный редуктор для привода двух соосных винтов противоположного вращения.

Такие типы редукторы используются на ТВД НК-12 разных модификаций и Д-27, а также на ТВВД НК-93.

Дифференциальный редуктор НК-12МВ (рисунок 6.3) выполнен с двойными сателлитами.

Для установления связи между частотой вращения переднего $n_{ПЗ}$ заднего n_3 винтов и частотой вращения турбины n_T используют метод обращенного вращения. Всей системе передают вращение с частотой вращения переднего винта, но в противоположную сторону. Тогда передний винт станет неподвижным, задний винт будет вращаться с частотой $n_3 - n_{П}$, а ведущая шестерня Z_1 - с частотой $n_T - n_{П}$.

Получается простая двухступенчатая передача, определяемая следующими соотношениями (n_C - относительная частота вращения сателлита):

$$\frac{n_C}{n_T - n_{П}} = -\frac{z_1}{z_2} \tag{A}$$

и

$$\frac{n_3 - n_{П}}{n_T - n_{П}} = -\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \tag{B}$$

Из уравнения определим n_3

$$n_3 = \left(1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \right) \cdot n_{II} - \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} n_T \quad (C)$$

Уравнение (С) позволяет сделать вывод, что при увеличении частоты вращения переднего винта, при постоянной частоте вращения турбины частота вращения заднего винта уменьшается и наоборот.

Передаточное число дифференциального редуктора с двойными сателлитами при одинаковой частоте противоположно вращающихся винтов получают из выражения (С), принимая что $n_{II} = -n_3$

$$i = \frac{n_T}{n_{II}} = -\frac{n_T}{n_B} = 1 + 2 \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (D)$$

Знак плюс относится к переднему винта, знак минус к заднему.

Относительная частота вращения сателлитов n_c в дифференциальном редукторе зависит от частоты вращения турбины n_T и переднего винта n_{II} и в общем случае определяется из выражения (А).

Если принять, что частоты вращения переднего и заднего винтов одинаковы, то из соотношений (А) и (Д) можно определить относительную частоту вращения сателлитов в виде:

$$n_c = \frac{2n_T}{\frac{z_3}{z_4} + 2 \frac{z_2}{z_1}}$$

Передаточные отношения дифференциального редуктора с одинарными сателлитами (Д-27) (рисунок 6.6) при одинаковой частоте вращения винтов получают из уравнения (Д), принимая что $z_2 = z_3$ и заменяя z_4 на z_3

$$i = -\frac{n_T}{n_B} = 1 + 2 \frac{z_3}{z_1} \quad (G)$$

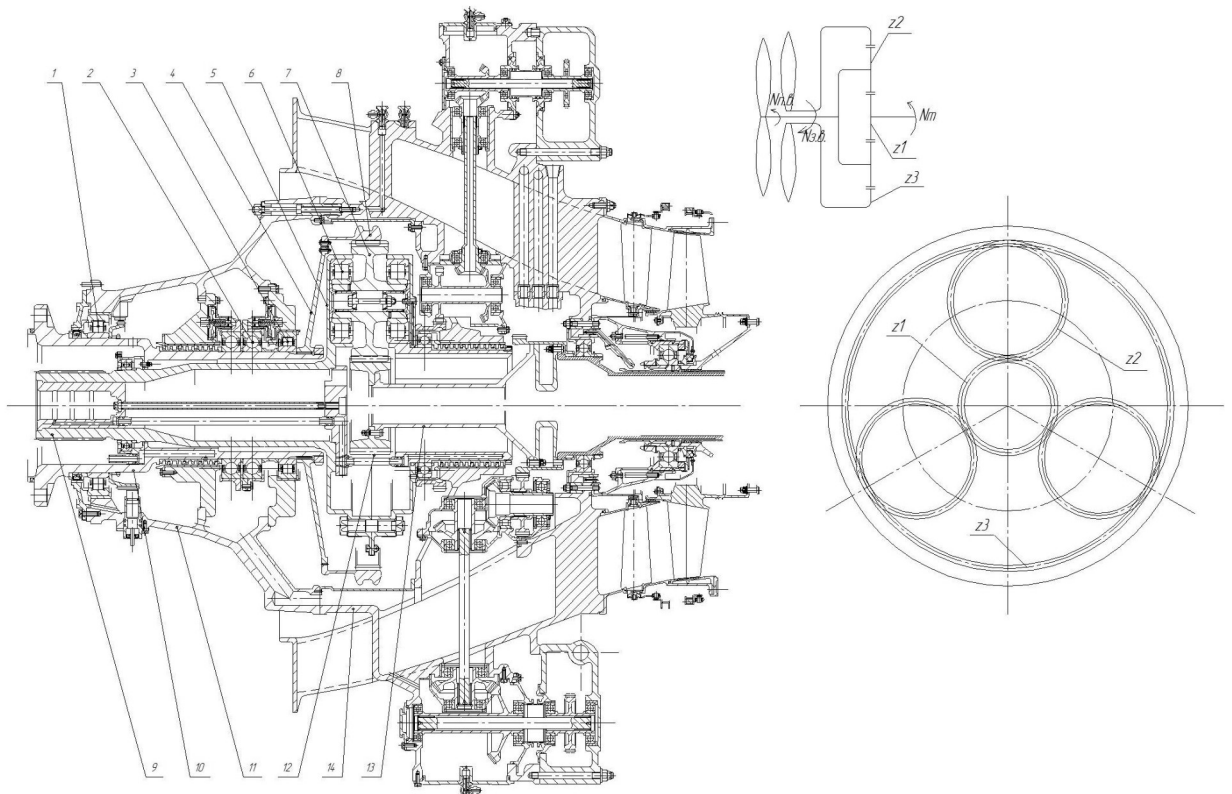


Рисунок 6.6 Дифференциальный редуктор ТВД Д-27:

1- радиальный подшипник вала заднего винта, 2- двойной РУП вала заднего винта, 3- второй радиальный подшипник вала заднего винта, 4- несущая диафрагма венцовой шестерни, 5- сателлито держатель, 6- подшипники сателлитов, 7- сателлиты, 8- венцовая шестерня, 9- вал заднего винта, 10- вал переднего винта, 11- носок редуктора, 12- центральная шестерня, 13- приводной вал, 14- корпус редуктора.

Из анализа можно сделать замечания, что в дифференциальном редукторе можно получить более высокие передаточные отношения чем в планетарном редукторе, составленном из тех же шестерен.

Остановимся на анализе конструкции и кинематической схеме дифференциальных редукторов ТВД НК-12МВ и ТВВД НК-93.

Распределение крутящего момента, подводимого к редуктору от двигателя по переднему и заднему винтам определяют используя уравнение моментов от сил P_1 , P_B и P_4 , действующих на сателлит, относительно точек O' (оси сателлитов) и O (точки зацепления шестерен 3 и 4).

Пренебрегая трением в зацеплении и погрешностями изготовления зубчатой передачи считают, что усилия между одноименными сателлитами и центральными шестернями распределяются равномерно.

Тогда значение окружного усилия $P_{1,2}$ в зацеплении шестерен 1 и 2 определяется величиной подводимого крутящего момента M_T (крутящий момент свободной турбины или разность между полным крутящим моментом общей турбины и моментом для привода компрессора):

$$P_{1,2} = \frac{M_T}{r_1 \cdot n}, \text{ где } n - \text{число сателлитов.}$$

Значения окружного усилия $P_{3,4}$ в зацеплении шестерен 3 и 4 и окружного усилия на осях сателлитов (на водиле) P_B определяют из условия равновесия сателлитов

$$P_{3,4} \cdot r_3 - P_{1,2} \cdot r_2 = 0 \text{ и } P_{3,4} = P_{1,2} \cdot \frac{r_2}{r_3}$$

учитывая, что сумма проекций сил $P_{3,4}$, P_B , и $P_{1,2}$ на направление действия силы P_1 равна нулю из условия равновесия сателлита, определим P_B

$$P_{1,2} + P_{3,4} - P_B = 0 \quad P_B = P_{1,2} + P_{3,4} = P_{1,2} \left(1 + \frac{r_2}{r_3} \right)$$

Момент, передаваемый на передний винт

$$M_{II} = P_B \cdot (r_1 + r_2) \cdot n = P_{1,2} \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_3} \right) \cdot (r_1 + r_2) \cdot n,$$

$$M_{II} = -M_T \left(1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \right)$$

а на задний

$$M_3 = -P_{3,4} \cdot r_4 \cdot n = -P_{1,2} \cdot \frac{r_2}{r_3} \cdot (r_1 + r_2 + r_3) \cdot n, \quad M_3 = -M_T \cdot \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

Тогда отношение моментов

$$\frac{M_{II}}{M_3} = \frac{P_{1,2} \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_3}\right) \cdot (r_1 + r_2) \cdot n}{P_{1,2} \cdot \frac{r_2}{r_3} \cdot r_4 \cdot n}$$

Учитывая, что шестерни имеют одинаковый модуль $r = \frac{m \cdot z}{2}$, отношение принимает вид

$$\frac{M_{II}}{M_3} = - \left(1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}\right)$$

Можно сделать вывод, что отношение моментов передаваемых на передний и задний винты для дифференциального редуктора является величиной постоянной при любом соотношении частоты вращения звеньев ω_1 , ω_{II} , ω_3 и зависит только от передаточного числа.

При $i = 11,37$ в редукторе НК-12МВ это отношение равно

$$\frac{M_{II}}{M_3} = \frac{11,37 + 1}{11,37 - 1} = \frac{54}{46}$$

Значит 54% от M_T воспринимает передний винт и 40% - задний.

По абсолютному значению M_{II} всегда больше M_3 на величину M_T

$$|M_{II}| - |M_3| = M_T \left(1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right) - M_T \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = M_T$$

Следовательно, узлы крепления двигателя воспринимают реактивный момент, равный моменту, подводимому к входному валу редуктора M_T .

Отношение мощностей, подводимых к переднему и заднему винтам находят по соотношению

$$\frac{N_{II}}{N_3} = \frac{M_{II} \times n_{II}}{M_3 \times n_3} = \frac{n_{II}}{n_3} \left(\frac{1+i}{1-i}\right)$$

где n_{II} , n_3 - частота вращения винтов.

При одинаковой частоте вращения переднего и заднего винтов мощность, подводимая к переднему винту всегда больше мощности подводимой к заднему винту.

Для передачи одинаковой мощности углы установки лопасти винтов должны быть такими, чтобы соблюдалось соотношение частот вращения.

Принимая $z_2 = z_3$ и заменяя в формуле для редукторов с двухвенцовыми сателлитами получают выражения для крутящих моментов с одинарными сателлитами

$$M_{II} = -M_T \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \quad M_3 = +M_T \frac{z_3}{z_1}$$

Преимущества дифференциального редуктора. Кинематический эффект дифференциального редуктора выше чем у планетарного: передаточное число редуктора с двухвенцовыми сателлитами составляет 22 - 25, КПД до 0,992.

Корпус редуктора не нагружен крутящим моментом: все звенья ходовой части не имеют связи с корпусом.

Малые нагрузки на подшипники от центробежных сил, т.к. водило вращается с частотой переднего винта, а внешняя центральная шестерня Z_4 - с частотой заднего винта.

Габариты и масса редуктора при одинаковой передаваемой мощности ниже чем у редукторов других схем.

Однако трудности возникают при выборе силовой схемы редуктора, связанные с размещением радиально-упорных подшипников входных валов. Сила тяги переднего винта передается на корпус и подвеску двигателя через радиально-упорный подшипник вала заднего винта усложняя его выбор и доводку.

Потери энергии связанные с закруткой потока за винтами, присутствие реактивного момента, сложность автоматического управления винтами – все это относят к недостаткам дифференциального редуктора.

Особенности кинематической схемы и конструкции дифференциального редуктора ТВВД НК-93 (рисунок 6.7).

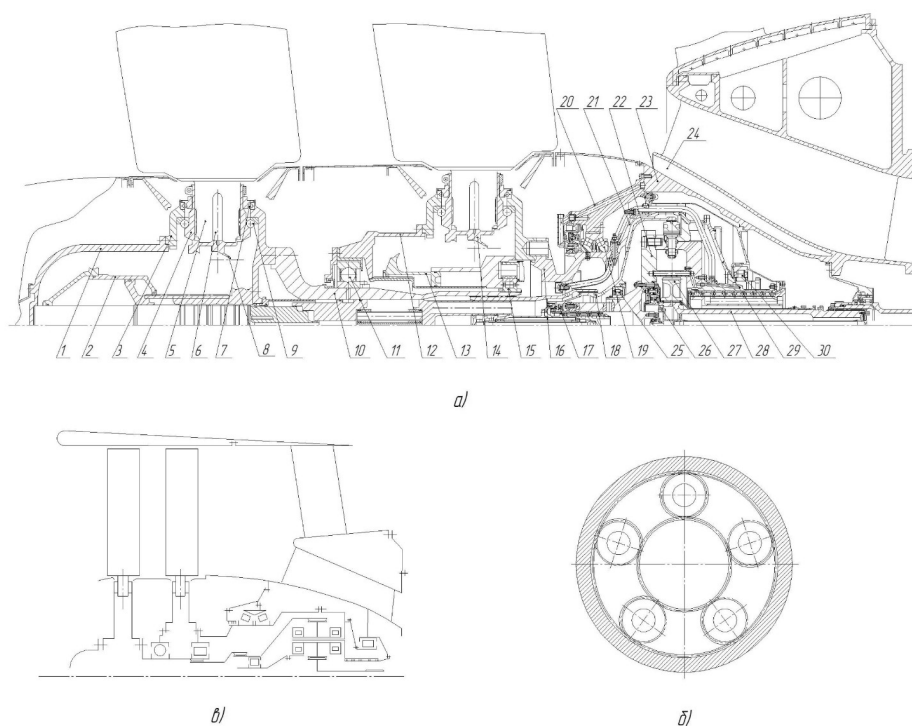


Рисунок 6.7. - Дифференциальный редуктор НК-93

а) продольный разрез б) поперечный разрез в) кинематическая схема

1-втулка винта, 2-поршень, 3-корпус втулки винта, 4-стакан, 5-комель лопасти, 6-отверстие для балансировочного груза, 7-шарикоподшипник крышки стакана, 8-рычаг управления, 9-шарикоподшипник лопасти, 10-вал передний, 11-межвальный РУП, 12-цилиндр (задняя втулка винта), 13-поршень, 14-рычаг управления поворотом лопасти, 15-межвальный роликовый подшипник, 16-корпус заднего винта, 17-РУП несущей диафрагмы, 18-несущая диафрагма, 19-РУП заднего вала, 20-носок редуктора, 21-вал заднего винта (води́ла), 22-сателлитодержатель, 23- корпус редуктора, 24-каналы слива пограничного слоя, 25-межвальный роликовый подшипник несущей диафрагмы, 26-РУП приводного вала, 27-центральная шестерня, 28-приводной вал, 29-задний носок сателлитодержателя, 30-роликовый подшипник вала сателлитодержателя

Первая ступень винтовентилятора ТВВД НК-93 как и любая первая ступень компрессора любого авиационного ГТД работает в условиях окружной и радиальной неравномерности поля скоростей и давлений, обусловленной условиями полета и состоянием атмосферы.

Профили лопастей винтовентилятора поэтому обтекаются потоком с нерасчетными параметрами – возможности получения высоких КПД ступени объективно снижаются. поэтому работу сжатия 1-й ступени выгодно было сделать меньше, а работу 2-й ступени больше.

Это требование совпадало и с желанием повышения прочности рабочей лопатки (лопасти) 2-й ступени. При работе сжатия во 2-й ступени вентилятора меньшей чем в 1-й ступени профиль лопатки оказывался меньшей кривизны (плоская лопатка), что вызывало трудности в обеспечении их прочности.

Однако, как было показано ранее, классическая схема дифференциального редуктора обеспечивает подвод большей мощности именно 1-й ступени, что входит в противоречие с выдвинутыми выше требованиями.

Замена типа движителя привела к необходимости изменения кинематической схемы дифференциального редуктора.

Была принята «обращенная схема» дифференциального редуктора (см. рисунок 6.12), где 1-я ступень вентилятора приводилась не от водила, как ранее, а от внешней центральной шестерни Z_4 , а 2-я ступень не от внешней центральной шестерни Z_4 , а от водила.

Силовая схема и конструкция претерпели значительные изменения. надо отдать должное конструкторам – они достойно выполнили требования по газодинамике и прочности вентилятора и при повышении мощности привода редуктора до 30000 л.с. (на НК-12МВ -15000 л.с.) уменьшили массу редуктора до 650 кг (на НК-12МВ – 950 кг) и обеспечили его надежность.

Дифференциальный замкнутый редуктор с одинарными сателлитами для привода одиночного винта

Редуктор по такой схеме выполнен в ТВД АИ-20 (рисунок 6.8) и АИ-24, а позднее на ТВД ТВ7-117.

В кинематической схеме дифференциального замкнутого редуктора все три звена основной передачи – центральная ведущая шестерня Z_1 , центральная шестерня внутреннего зацепления Z_4 и водило с размещенными в нем сателлитами при отсутствии звена замыкания вращаются, то есть они составляют дифференциал с двумя степенями свободы. При заданной частоте вращения центральной ведущей шестерни Z_1 частота вращения водила и центральной шестерни Z_4 могут быть различными, зависящими от распределения нагрузки между ними.

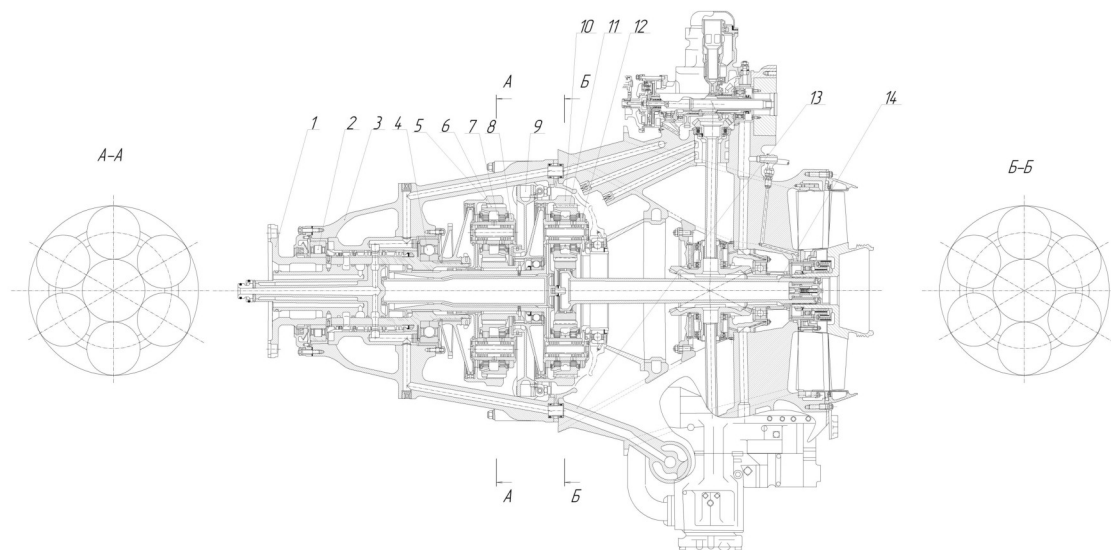


Рисунок 6.8. - Дифференциальный редуктор замкнутого типа ТВД АИ-20:

- 1 – вал винта, 2 – радиальный подшипник вала винта, 3 – носок редуктора, 4 – РУП вала винта, 5 – венцовая шестерня перебора, 6 – сателлит (6 штук) перебора, 7 – подшипник сателлита, 8 – сателлитодержатель перебора (подвижный), 9 – диафрагма связи сателлитодержателя с корпусом через ИКМ, 10 – венцовая шестерня дифференциала, 11 – сателлит дифференциала, 12 – сателлитодержатель дифференциала, 13 – корпус редуктора, 14 – приводной вал

Чтобы из механизма с двумя степенями свободы получить механизм с одной степенью свободы (одиночный винт), накладывается связь между двумя основными звеньями: центральной шестерней внутреннего зацепления Z_4 и водилом. Она реализуется установкой дополнительной планетарной ступени с закреплением осей сателлитов на корпусе редуктора и скреплением центральной внешней шестерни Z_6 с осью водила основной ступени. В результате вторая ступень – это простая передача.

Число оборотов шестерен Z_3 и Z_4 одинаково и равно:

$$n_{3,4} = -\frac{z_6}{z_4} n_B. \quad (H)$$

Используя метод обращенного вращения и сделав винт неподвижным, превращают систему в простую передачу: ведущая центральная шестерня Z_1 будет вращаться с частотой $n_{3,4} - n_B$, а шестерни Z_3 и Z_4 с частотой $n_{3,4} - n_B$. Будет справедливо равенство

$$\frac{n_{3,4} - n_B}{n_T - n_B} = -\frac{z_1}{z_3} \quad (F)$$

Из (H) и (F) получают выражение для передаточного числа дифференциального замкнутого редуктора

$$i = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_3 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_4}.$$

В редукторе ТВД АИ-20 передаточное отношение

$$i = 1 + \frac{95}{35} + \frac{95 \cdot 97}{35 \cdot 35} = 11,45.$$

В таком редукторе частота вращения водила равна частоте вращения винта и потому нагрузки на оси сателлитов от центробежных сил невелики. Легче обеспечить работоспособность подшипников – это преимущество такой схемы.

Второе преимущество дифференциального замкнутого редуктора состоит в том, что мощность ведущего винта на вал винта передается двумя потоками – через дифференциал с водила на вал винта и через звено замыкания.

Доля мощности передаваемой через звено замыкания при мощности двигателя N_o

$$N_{зам} = \left[N_o \cdot i_{1,4}^{eod} \cdot i_{зам} \cdot \frac{1}{i} \right] N_o \frac{1}{i_{1,4}^{eod}} \cdot \frac{1}{i_{зам}} \cdot i,$$

где

$$i_{зам} = -\frac{z_4}{z_6} = -\frac{n_6}{n_4} = \frac{n_{eod}}{n_3} \quad \text{– передаточное отношение винта замыкания,}$$

$$i_{1,4}^{eod} = -\frac{z_1}{z_3} = -\frac{n_4 - n_{eod}}{n_1 - n_{eod}} \quad \text{– передаточное отношение между шестернями 1 и 4 в}$$

относительной системе координат (относительно водила).

Через звено замыкания в редукторе ТВД АИ-20 передается примерно 67% общей мощности, передаваемой на винт

$$\frac{N_{зам}}{N_o} = \frac{i}{i_{1,4} \cdot i_{зам}} = \frac{z_6}{z_4} \cdot \frac{z_3}{z_1} \cdot i = \frac{35 \cdot 35}{11,45} \approx 0,67.$$

Третье преимущество – в конструкцию редуктора органически вписывается ИКМ – измеритель крутящего момента.

Но все эти преимущества перечеркиваются усложнением конструкции относительно планетарного или простого редуктора и увеличением массы редуктора: число шестерен, подшипников, осей и других деталей при сравнении с планетарным редуктором ТВД НК-14 увеличено в 2 раза (следовательно, возрастает трудоемкость и снижается надежность).

Простые редукторы составленные из зубчатых цилиндрических передач с неподвижными осями могут быть получены или произвольным размещением осей входного и выходного вала и промежуточных шестерен (назовем их простыми несоосными редукторами) и остановкой водила в планетарном редукторе (назовем их простыми соосными редукторами).

Простые несоосные редукторы используются в ТВД и ТВаД малой мощности. Используя такую схему и двухступенчатую многопоточную зубчатую передачу получают редукторы с нужным смещением осей Δ , с заданным передаточным отношением i при меньших габаритах и массе чем одноступенчатые и с меньшей нагрузкой на зубьях.

Отметим, что в случае с редуктором ТВД-1500Д с шестерней Z_5 внутреннего зацепления контактные напряжения на зубьях шестерен Z_5 и Z_4 будут меньше чем при внешнем зацеплении.

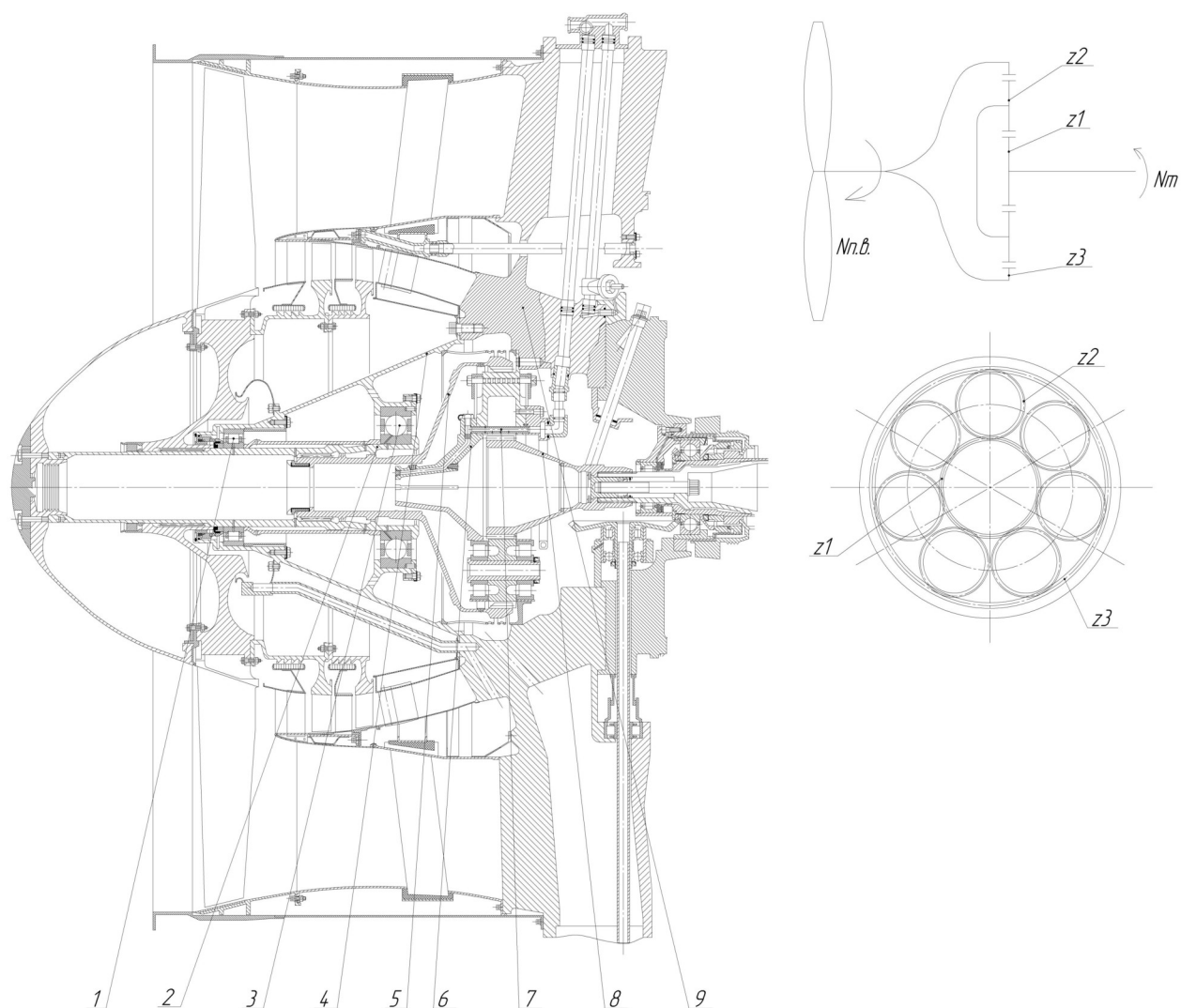


Рисунок 6.9. - Простой редуктор ТРДД LF 507 (полученный из планетарного, остановкой водила):

1- радиальный подшипник вала вентилятора, 2- вал вентилятора, 3- РУП вала вентилятора,

4- носок редуктора, 5- ведущая шестерня с валом, 6- сателлитодержатель неподвижный, 7- система подвода масла к зубчатым зацеплениям, 8- приводной вал с центральной шестерней, 9- корпус редуктора

Простые соосные редукторы получают из планетарных путем остановки водила. Такие конструкции используются в ТВД М601 и в ТРДД LF507 (рисунок 6.9), PW8000 и PW1000G (рисунок 6.10).

Все преимущества планетарной передачи по габаритам, массе, по многопоточной передаче нагрузки на зубья сохраняются и в этих редукторах.

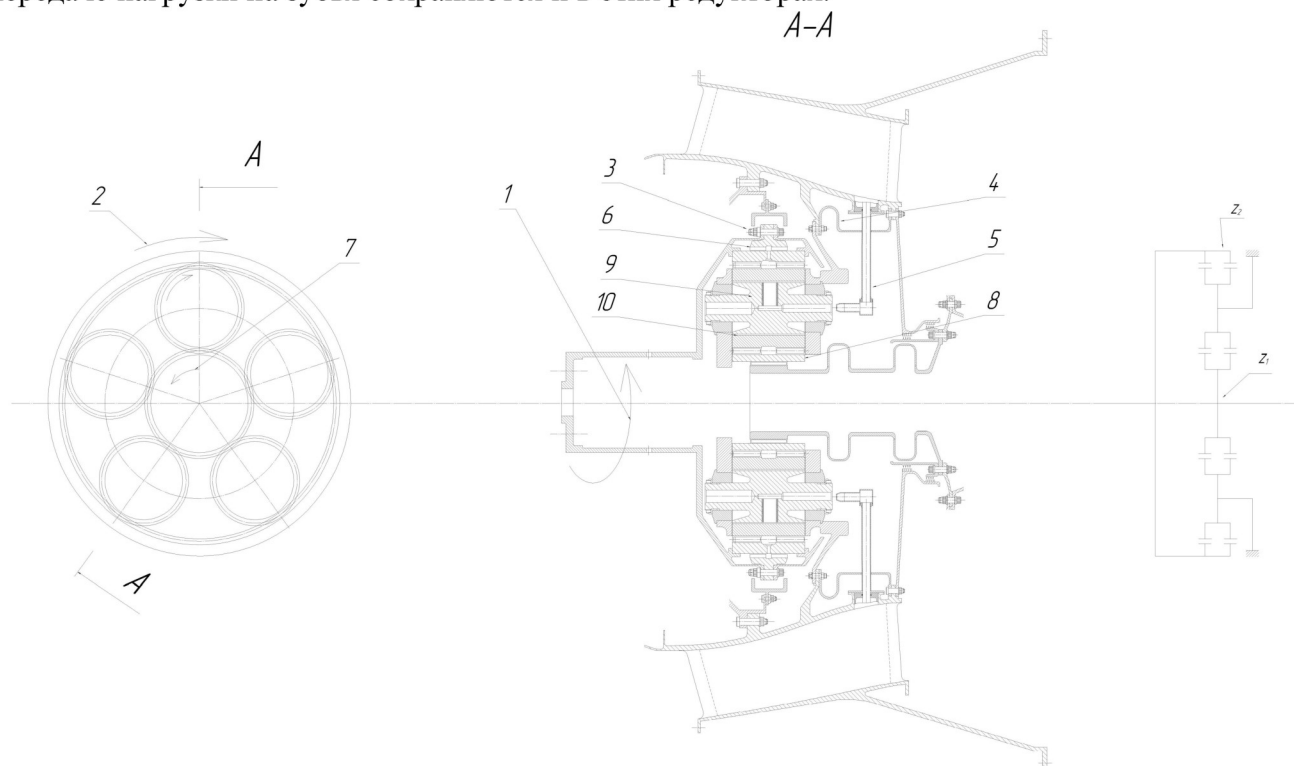


Рисунок 6.10. - Редуктор PW100G:

1- направление вращения вентилятора (по часовой стрелке, если смотреть сзади), 2- направление вращения эпицикла (по часовой стрелке, если смотреть сзади), 3- крепление входного корпуса, 4- упругое статическое крепление, 5- подача масла, 6- эпицикл, 7- направление вращения входного вала турбины НД (против часовой стрелки, если смотреть сзади); 8- центральное (солнечное) зубчатое колесо, 9- промежуточное зубчатое колесо с неподвижным водилом (STAR), 10- подшипник скольжения.

Комбинированные редукторы. К этому типу будем относить редукторы с двумя отдельными ступенями и различными кинематическими схемами.

Такой редуктор использован в ТВД-10Б (рисунок 6.11) и в ТВЗ-117 ВМА-СБМ.

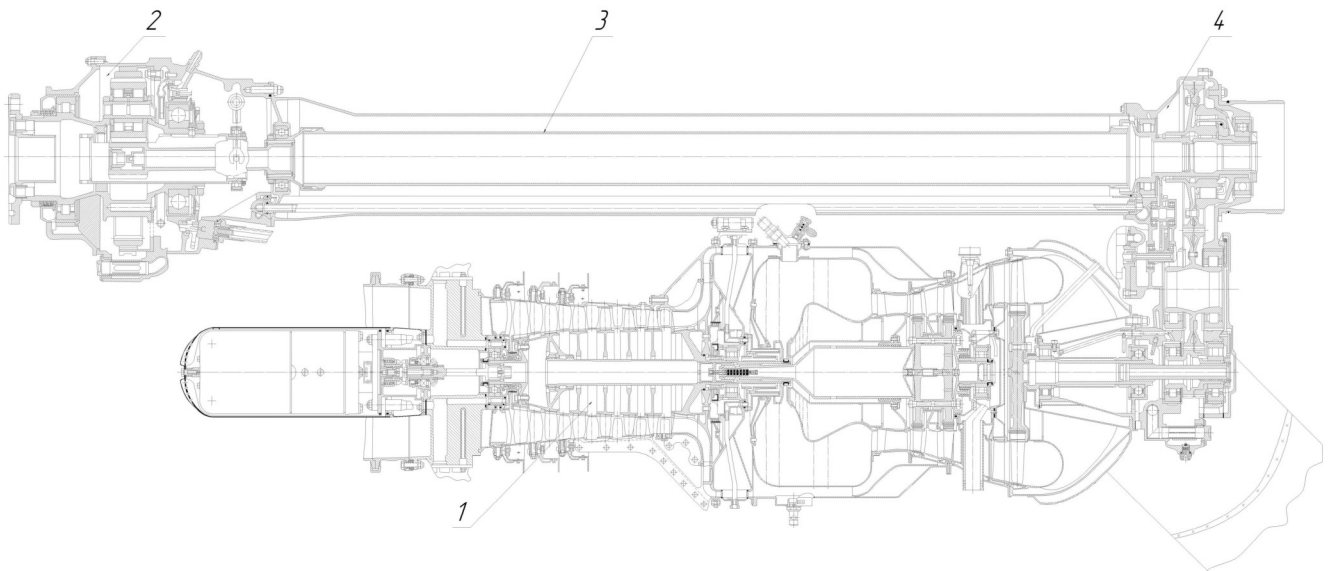


Рисунок 6.11. - Турбовинтовой двигатель ТВД-10Б с двухступенчатым редуктором
1-газогенератор, 2-планетарный редуктор, 3-промежуточный редуктор, 4-простой редуктор, с шевронными цилиндрическими шестернями

В ТВД-10Б первая ступень – простой редуктор (шестерни Z_1, Z_2, Z_3) и вторая ступень – планетарный редуктор (центральная шестерня Z_1 , сателлиты одновенцовые Z_2 и внешняя закрепленная шестерня Z_3) (рисунок 6.12).

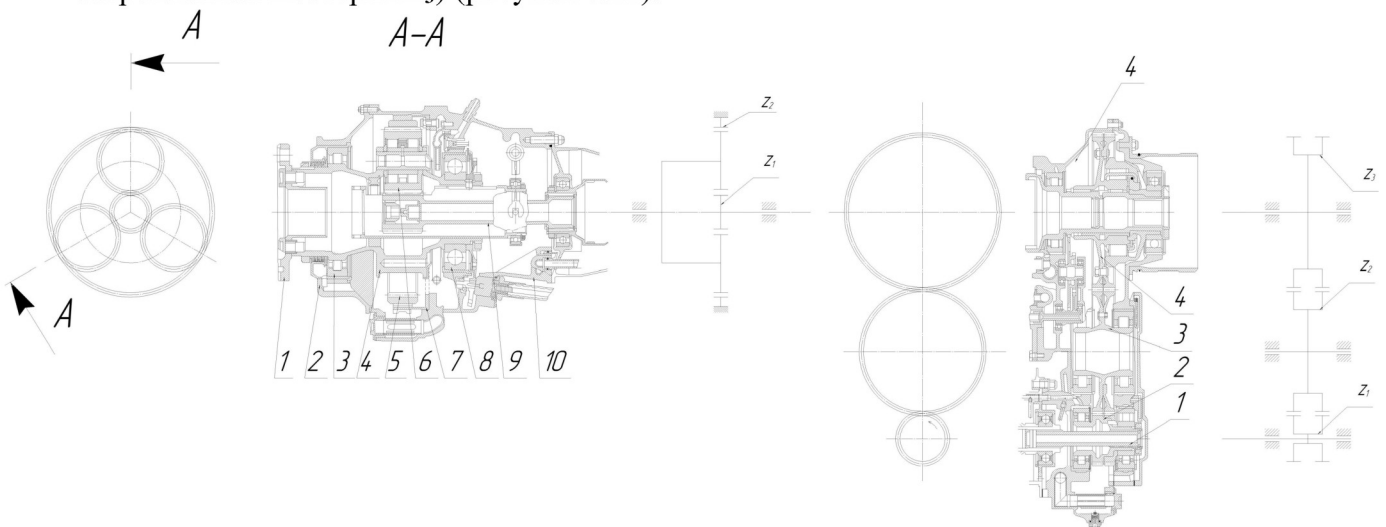


Рисунок 6.12. - Двухступенчатый редуктор ТВД-10Б:

Простой редуктор: 1-приводной вал, 2-ведущая шестерня Z_1 , 3-промежуточная шестерня Z_2 , 4-выходная шестерня Z_3 .

Планетарный редуктор: 1-вал винта, 2-носок редуктора, 3-роликовый подшипник вала винта(водила), 4-сателлитодержатель, 5-венцовая шестерня, 6-сателлит(3шт.), 7-шлицевая втулка для крепления венцовой шестерни, 8-РУП вала винта(водила), 9-приводной вал, 10-корпус редуктора

Такая же передача мощности на винт (внешняя трансмиссия) использована и на ТВЗ-117 СБМ1; первая ступень – простой редуктор (Z_1, Z_2, Z_3), вторая ступень – дифференциальный редуктор замкнутой схемы, аналогичный редуктору ТВД АИ-20.

7 Элементы, обеспечивающие надежность и управление системы «винт – редуктор – двигатель»

7.1 Система управления двигателем (система регулирования) обеспечивает изменение параметров двигателя по режимам.

В ТВД используется система, в которой режим работы двигателя – частота вращения ротора n устанавливается через изменение расхода топлива G_T , а частота вращения ротора регулируется путем изменения угла установки лопастей винта φ (два управляющих фактора).

Схема сохранения баланса мощностей винта и двигателя на разных режимах при $n = const$ будет такой. При увеличении $\varphi_{руд}$ (при увеличении режима) регулятором расхода топлива увеличивается расход топлива G_T , соответственно увеличивается температура газов перед турбиной T_T^* и и располагаемая мощность турбины и она становится больше мощности потребляемой винтом, что ведет к увеличению частоты вращения ротора n . Тогда из условия $n = const$, регулятор частоты вращения ротора увеличивает угол установки винта φ - «утяжеляет» винт и частота вращения уменьшается до установленного уровня.

Если это равенство мощностей будет нарушено по каким-либо причинам частота вращения отклонится от заданной и в зависимости от запаса отклонения частоты регулятор подает команду на увеличение, или на уменьшение шага винта.

при изменении мощности двигателя в полете из-за измененных внешних условий, будет изменяться и угол установки лопастей винта и всякий раз будет устанавливаться новый режим равновесия между мощностью, потребляемой винтом, и мощностью, развиваемой двигателем.

Большому шагу винта (утяжеленный винт) будет соответствовать и большая мощность потребляемая винтом, и наоборот.

Для улучшения приемистости (времени перехода от режима малый газ до взлетного режима) принимают частоту вращения ротора постоянной $n = const$ на всех режимах (кроме режима малый газ, где обороты ниже). в этом случае режим работы двигателя надежнее и проще устанавливать по постоянно замеряемой величине крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого от редуктора на винт. Замер осуществляется специальным устройством – измерителем крутящего момента (ИКМ).

Принцип действия ИКМ основан или на измерении закрутки приводного вала редуктора или на величине силы, передаваемой от системы шестерен на корпус редуктора или на замер осевой силы в косозубой передаче и др.

ИКМ с замером крутящего момента приводного вала редуктора (торсионный).

Измерение крутящего момента проводят косвенным образом через замер давления масла в системе ИКМ (гидравлический ИКМ) или непосредственной фиксацией разности деформаций в контрольном сечении приводного вала редуктора и вала ИКМ (электрический ИКМ).

Гидравлический торсионный ИКМ, используемый в ТВД семейства НК-12 и в ТВД НК-4 (рисунок 7.1) (размещен внутри приводного вала) и состоит из трех элементов:

- собственно измерителя, установленного внутри приводного вала;
- регулятора подачи масла, размещенного в неподвижной втулке маслопровода к винту;
- маслонасоса ИКМ.

Вал ИКМ длиной l скреплен с приводным валом (длиной l) только в заднем сечении I, где через шлицы прикладывается крутящий момент $M_{кр}$ от ротора двигателя, который скручивает приводной вал относительно плоскости контакта шестерен Z_1 и Z_2 (сечение II) на угол φ .

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad M_{кр} = 974 \frac{N}{n}$$

где G - модуль сдвига материала винта;
 J_p - полярный момент инерции сечения вала;
 N - мощность, кВт;
 n - частота вращения, об/мин.

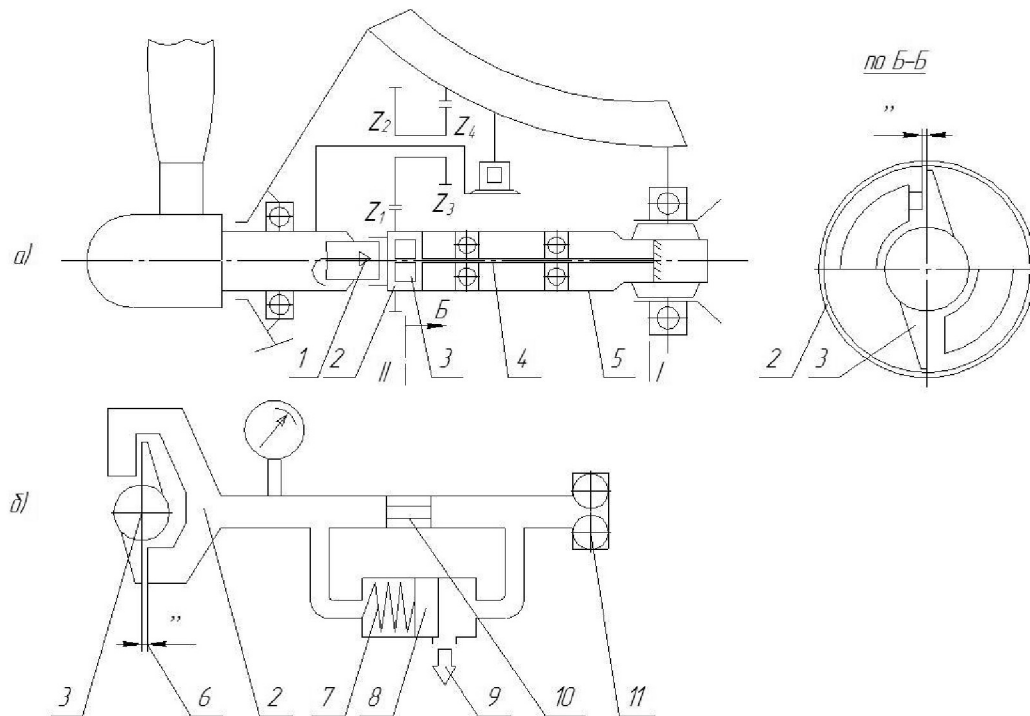


Рисунок 7.1. - Схема измерения крутящего момента ТВД НК-4 в составе редуктора:
 1-регулятор ИКМ; 2-корпус ИКМ, закрепленный внутри приводного вала; 3-лопастная втулка вала ИКМ; 4-рессора ИКМ, жестко закрепленная в сечении I-I; 5-приводной вал, закручиваемый относительно сечения II-II; 6- , контрольный зазор ИКМ; 7-пружина регулятора ИКМ; 8-золотник регулятора ИКМ; 9-сливное отверстие регулятора; 10-жиклер регулятора ИКМ; 11-маслонасос ИКМ

На угол φ поворачивается и вал ИКМ с закрепленной на нем лепестковой втулкой, которая закрывает две сливные контрольные щели между корпусом ИКМ, скрепленным с приводным валом в сечении II и лепестками втулки. Чем больше $M_{кр}$ и φ (чем больше N), тем меньше ширина сливной контрольной щели, тем выше давление в полости ИКМ, измеряемое контрольным манометром, по которому и определяется режим работы двигателя при $n = const$.

Такой механизм измерения мощности может функционировать при постоянном расходе масла через ИКМ. Постоянство расхода может нарушиться негерметичностями в системе подвода масла, изменениями температуры (вязкости) масла. Для сохранения этого расхода или перепада давления на жиклере и введен регулятор подачи масла.

Работа регулятора показана на рисунке 7.1. Маслонасос ИКМ имеет запас по производительности, поэтому для удержания необходимого перепада давления на жиклере часть масла сливается перед жиклером.

При уменьшении давления масла перед жиклером поршень регулятора ИКМ под действием пружины уменьшит отверстие слива и восстановит это давление. При возрастании перепада давления на жиклере, пружина поршня будет сжата – давление перед жиклером восстановится.

ИКМ с замером окружной силы P_u .

В дифференциальном редукторе замкнутого типа ТВД АИ-20 для привода одиночного винта гидравлические датчики ИКМ установлены в качестве связи корпуса промежуточных шестерен в звене замыкания (корпуса перебора или корпуса сателлитодержателя) с корпусом редуктора (рисунок 7.2).

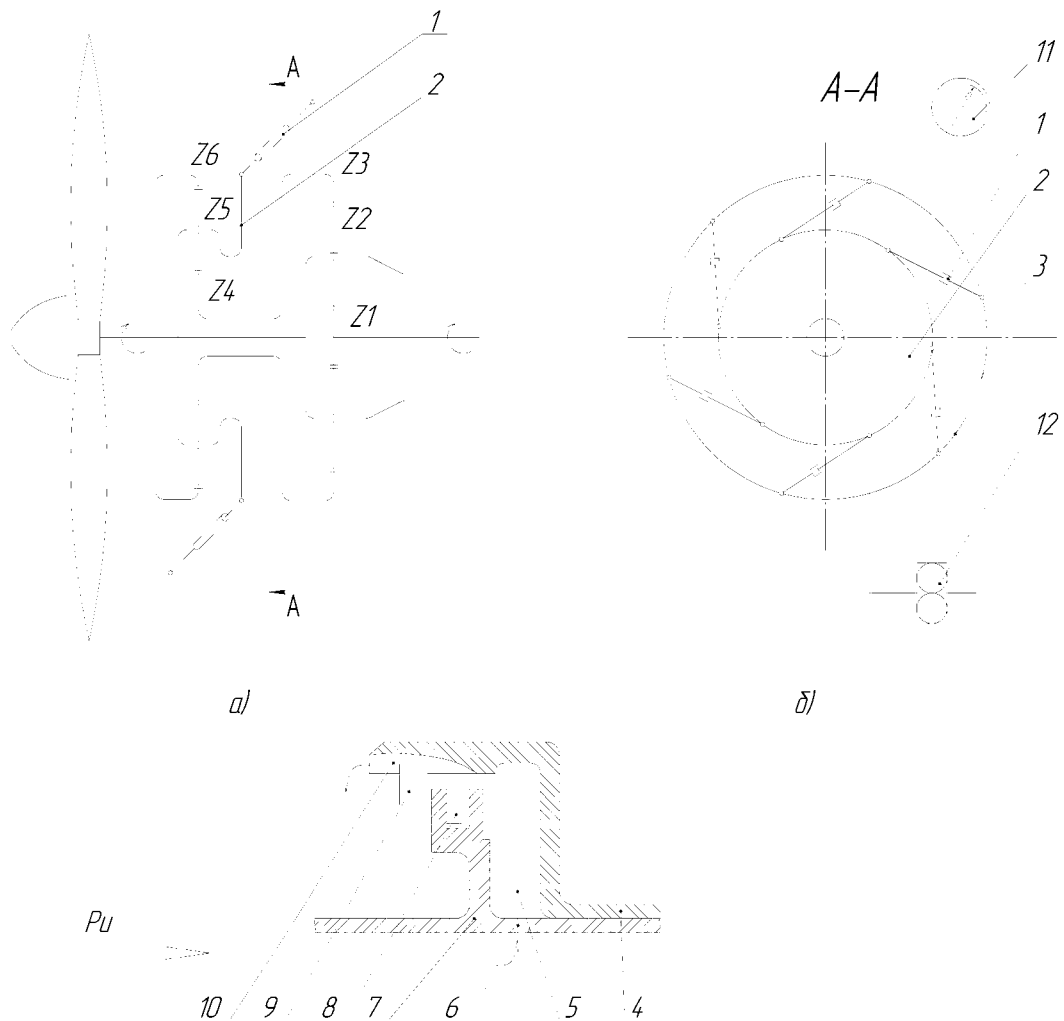


Рисунок 7.2. - Схема ИКМ с замером окружного усилия P_u

1 – гидравлический датчик ИКМ (6 датчиков), 2 – венец рычажного механизма перебора, 3 – корпус редуктора, 4 – цилиндр датчика, 5 – рабочий объём датчика, 6 – отверстие подвода масла в рабочий отдел, 7 – поршень, 8 – поршневое уплотнительное кольцо, 9 – ограничительное кольцо хода поршня, 10 – сливная контрольная щель, 11 – маслонасос ИКМ, 12 – указатель давления ИКМ (эквивалент силы P_u).

Под действием крутящего момента $M_{кр}$, воспринимаемого корпусом перебора, возникает окружная сила P_u , стремящаяся переместить цилиндры 3 закрепленные на корпусе перебора, навстречу поршням 2, закрепленных на корпусе редуктора.

$$P_u = \frac{M_{кр}}{r \cdot z}$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент, передаваемый корпусом перебора на корпус редуктора;

P_u - окружная сила приходящаяся на один датчик;

z , r - число датчиков и радиус на котором они размещены.

При перемещении цилиндров навстречу поршням уменьшается площадь сливной щели 4 и сброс масла из рабочей полости ИКМ и возрастает давление масла в ней. Давление масла, подводимого от маслонасоса ИКМ повышается до тех пор, пока суммарная сила $P_z = zP_u$ не уравновесится силой давления масла в рабочей полости $P_{ИКМ}$.

По замеренному давлению масла $P_{ИКМ}$ определяется мощность, передаваемая на винт при заданном режиме работы двигателя по оборотам ротора n .

$$N_B = \kappa P_{ИКМ} n$$

учитывая, что на ТВД АИ-20 $n = const$ на всех режимах

$$N_B = \kappa P_{ИКМ} = 46 P_{ИКМ}$$

Число датчиков z определяет равномерность распределения нагрузки в зубьях шестерен и по осям саттелитов. В редукторе ТВД АИ-20 таких датчиков шесть. Они одновременно выполняют и роль гидравлических демпферов крутильных колебаний системы «винт – редуктор – ротор – двигатель». При резком уменьшении крутящего момента перемещение цилиндра ограничивает упорное разъемное кольцо 5.

ИКМ с замером окружной силы P_a .

В простом редукторе ТВД М601 полученном из планетарного остановкой водила, использован ИКМ с замером окружной силы P_a , возникающей при передаче крутящего момента $M_{кр}$ косозубой передачей (рисунок 7.3).

Для чего центральная ведущая шестерня Z_1 и шестерня Z_2 перебора(саттелитов) выполнены косозубыми, а остальные шестерни Z_3 и Z_4 прямозубыми.

При передаче крутящего момента в косозубой передаче возникает осевая сила P_a .

$$P_a = \frac{P_u}{\operatorname{tg} \beta}$$

где β - угол наклона зуба на делительном цилиндре ($\beta = 7 \dots 20^\circ$).

Сила P_a воспринимается валом шестерен Z_2 и Z_3 перебора, внутри которого размещен радиально-упорный (шариковый) подшипник, являющийся опорой невращающейся штанги, - вторая опора штанги размещена на корпусе редуктора и допускает ее осевые смещения. Три штанги, перемещаясь под действием сил P_a , воздействуют через треножник на рабочий цилиндр, перемещая его вдоль оси и уменьшая контрольный зазор Δ для слива масла.

Поршень рабочего объема ИКМ размещен по оси ротора на специальном держателе, закрепленном на корпусе редуктора. В рабочий объем ИКМ подается масло от шестеренного насоса ИКМ через фильтр и давление в ней тем выше, чем больше перемещение цилиндра навстречу с поршнем и меньше контрольный сливной зазор Δ , т.е. чем больше суммарная осевая сила $P_{a\Sigma}$.

$$N = \kappa P_{a\Sigma}$$

где κ – коэффициент, определяемый по графику зависимости $M_{кр} = f(P_{a\Sigma})$ которая является результатом экспериментального тарирования ИКМ.

7.2 Система смазки и охлаждения

Смазка сопряженных поверхностей – шестерен, тел качения подшипников и др. – предназначена для снижения потерь на трение, уменьшения интенсивности изнашивания, удаления продуктов изнашивания, предохранении от коррозии, но главное для отвода тепла.

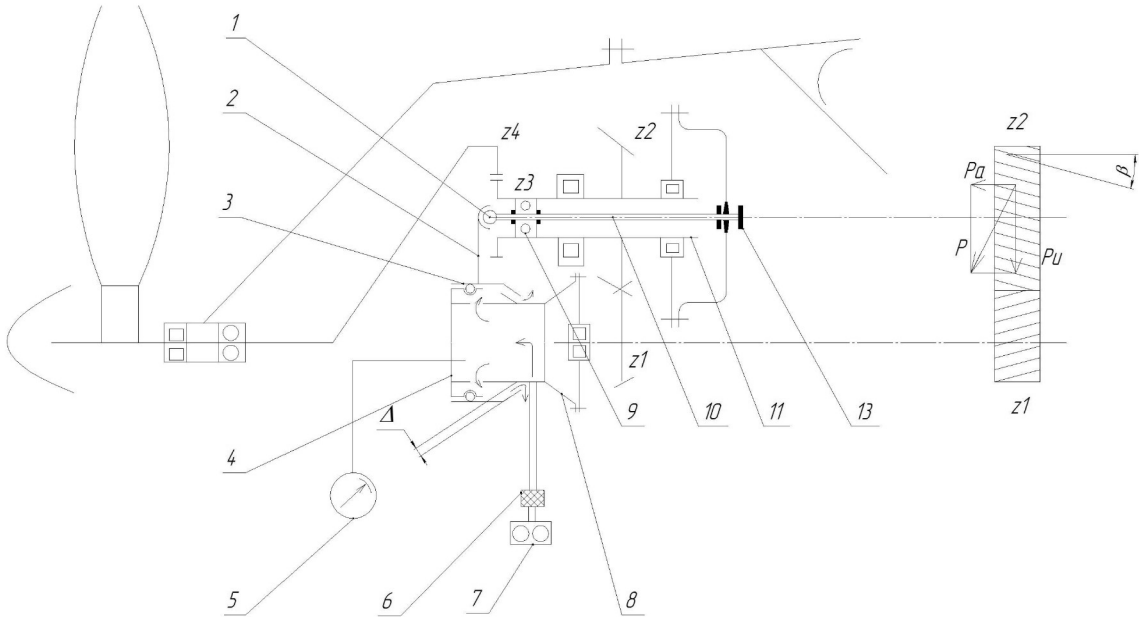


Рисунок 7.3. Измеритель крутящего момента с замером осевой силы от косозубых зубчатых передач на ТВД М601: 1 - сферический шарнир, 2 - треножник, передающий осевую силу P_a на цилиндр ИКМ, 3 - подвижный цилиндр ИКМ, 4 - неподвижный поршень ИКМ с уплотнительными кольцами, 5 - манометр, замеряющий давление в рабочей полости ИКМ, 6 - фильтр, 7 - маслонасос ИКМ, 8 - держатель поршня, 9 - РУП, 10 - невращающаяся ось, передающая осевую силу P на треножник (3 шт.), 11 - пустотелый вал шестерен Z_2 (косозубая) и Z_3 (цилиндрическая), перемещающийся в осевом направлении под действием силы P_a , 12 - ограничитель перемещения оси ИКМ, Z_1 - центральная ведущая шестерня (косозубая), Z_2 - косозубая шестерня перебора (3 шт.), Z_3 - прямозубая шестерня перебора (3 шт.), Z_4 - прямозубая (венцовая) шестерня перебора (3 шт.), Δ - контрольный зазор слива масла из рабочей полости цилиндра.

Потери мощности на преодоление трения снижаются в десятки даже сотни раз, а отвод тепла позволяет удерживать температуру смазываемых поверхностей и температуру масла на выходе в заданных пределах. Подбором способа подачи масла в зону взаимодействия сопряженных поверхностей можно значительно увеличить нагрузочную способность этих поверхностей, многократно повысить их долговечность.

Совершенствование смазки и охлаждения относится к числу наиболее эффективных мер повышения долговечности зубчатых передач.

В тепловом балансе авиационных редукторов основным является внутренний приток тепла в масляную полость из-за тепловыделения в зубчатых передачах и подшипниках. Наружные поверхности редукторов переднего расположения охлаждаются воздухом основного потока, и только при заднем расположении приходится учитывать внешний приток тепла.

Как было показано ранее потери мощности на трение $N_{f\Sigma}$ в многоступенчатом зубчатом зацеплении можно выразить через коэффициент полезного действия η

$$N_{f\Sigma} = N_{ведущей} (1 - \eta) \text{ и тепло выделенное } Q_{ред} = N_{f\Sigma}, \text{ кВт.}$$

Тогда прокачку масле через редуктор q_m можно определить как

$$q_m = \frac{N_{f\Sigma p e d} (1 - \eta)}{C_m \rho_m (t_{m v y x} - t_{m v x})} \cdot \frac{1}{c}$$

где C_m – теплоемкость масла, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$;

ρ_m - плотность масла, $\frac{\text{кг}}{\text{дм}^3}$;

$t_{m v y x} - t_{m v x}$ - разность температур масла на выходе и входе в редуктор

При больших мощностях редуктора 15-30 тысяч лошадиных сил каждая тысячная доля КПД в потерях мощности составляет 10...25 кВт, и это большой стимул в стремлении повышения КПД.

Наиболее эффективный способ подачи масла в зацеплении шестерен редуктора – это струйная подача рядом форсунок вдоль зуба.

Струя масла должна быть направлена на вход в зацепление шестерен, так как при направлении струи масла на выход она будет сброшена с поверхности зуба центробежными силами.

Это важно и потому, что окружная скорость зубчатого колеса значительно выше скорости струи масла.

Возможны три направления подачи масла на вход в зацепление.

1. На ведущее зубчатое колесо по касательной к ведомому. В этом случае капли масла отбрасываются центробежными силами и попадают во впадину ведомого колеса. далее капля под действием центробежных сил движется к вершине зуба ведомого колеса по его нерабочему профилю и масло скапливается в нерабочем зазоре, т.е. масло не попадает в зону контакта зубьев.

2. По направлению к полюсу зацепления. При этом масло попадает как на зуб ведущего, так и на зуб ведомого колеса. Та часть масла, которая попала на зубья ведущего колеса, как и в первом случае, оказывается в нерабочем зазоре. капля, попавшая на зуб ведомого колеса отбрасывается центробежными силами во впадину ведущего колеса и далее по его рабочему профилю к вершине зуба.

3. На ведомое колесо по касательной к ведущему. Здесь капля масла с вершины зуба ведомого колеса сбрасывается центробежными силами во впадину ведущего колеса и затем центробежными силами вытягивается по его рабочей поверхности к вершине зуба. Это оптимальное направление: все масло попадает в рабочую зону.

В авиационных редукторах используются масла с повышенной вязкостью. В ТВД НК-12 и его модификациях используется масляная смесь СМ-8 – по 50% масел МС-20 и МС-8п.

В редукторе АИ-20 используется смесь СМ-4,5 – 75% масла МК-8 и 25% МС-20 без подогрева до $t_n = -25^\circ\text{C}$.

В редукторе вертолетов Ми-6 и Ми-8 смесь СМ-11,5 – 75% масло МС-20 и 25% МС-8п (без подогрева до $t_n = -5^\circ\text{C}$) при эксплуатации в летнее время и смесь СМ-8 для зимней эксплуатации.

7.3 Система управления воздушным винтом

В функции системы управления воздушным винтом входит установка лопастей в соответствии с режимом работы двигателя, флюгирование, реверсирование винта и фиксирование шага винта.

Функция управления шагом винта по режимам работы двигателя выполняется регулятором винта.

При заданном режиме работы двигателя и неизменных внешних условиях мощность двигателя будет постоянной и регулятор оборотов стремясь сохранить число оборотов

двигателя ($n = const$), воздействует на механизм поворота лопастей винта и удерживает лопасти на таком угле установки, чтобы потребляемая винтом мощность была равна мощности двигателя.

Если это равенство мощностей будет нарушено, число оборотов отклонится от заданного, регулятор в зависимости от знака отклонения подаст команду на увеличение или уменьшение шага винта.

Ввод лопастей во флюгерное положение производится принудительно давлением масла подаваемого в заднюю за поршнем полость втулки винта от флюгерного насоса.

Автофлюгирование винта вводится в систему управления для ограничения отрицательной тяги при внезапном отказе двигателя на взлете, чем предупреждается возможный разворот многомоторного самолета из-за нарушения симметрии тяги винтов. Команду на флюгирование подает датчик автофлюгера при падении давления масла в ИКМ.

Фиксирование шага винта производится автоматически, когда в канале фиксатора шага, а, следовательно, в рабочих полостях втулки винта по каким либо причинам падает давление масла ниже величины, предусмотренной режимом работы двигателя.

Эта операция дублируется центробежным фиксатором шага винта в случае отказа основного фиксатора шага.

7.4 Противообледенительная система винта.

Противообледенительная система воздушного винта АВ-68И предназначена для защиты от обледенения лопастей и обтекателя винта путем периодического нагревания электрических нагревательных элементов наклеенных на передних кромках лопастей и на лобовой части обтекателя воздушного винта.

При нагревании происходит подтаивание образовавшегося льда и его сцепление с твердой стенкой уменьшается – лед сбрасывается центробежными силами и набегающим потоком.

Нагревательный элемент накладывается вдоль передней кромки лопасти на длине равной 60% от радиуса винта, а по ширине занимает 17% хорды. Нагревательный элемент изготавливается из стальной ленты 2Ч18Н9 толщиной 0,1...0,12мм. Перед наклейкой нагревательного элемента на лопасть наклеивается 5 слоев стеклоткани, после чего последовательно наклеивается нагревательный элемент, стеклоткань и капроновое волокно, пропитанное лаком. Выходящие концы ленты нагревательного элемента соединяются электропроводом с контактными кольцами токосъемника, на который подается переменный ток напряжением 115В и частотой 400...900Гц от генератора, установленного на коробке приводов.

7.5 Система уплотнений

Система переднего уплотнения вала винта: щелевое уплотнение в комплексе с маслоотражательным кольцом.

Система уплотнений во втулке винта: набор круглых резиновых колец в цилиндрической канавке, в том числе резиновое кольцо на поршне втулки винта.

Интерес представляет система радиально-торцовых контактных уплотнений из 7 бронзовых колец, которая образует 6 маслораспределительных кольцевых каналов для транспортировки масла из неподвижных каналов корпуса редуктора на вращающиеся элементы ходовой части (смазка шестерен, смазка подшипников саттелитов) и на втулку винта.

Кольца размещены в канавках неподвижной маслораспределительной втулке, а вращается наружное кольцо (сателлитодержатель) уплотнения.

Для уменьшения износа колец на рабочих торцах их выполнены гидродинамические канавки (митчели).

8 Общая вибрация двигателя. Источники возбуждения и нормирование

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:

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

где A_k – амплитуда k -й гармоники;

k – порядок гармоники;

ω_p – угловая частота вращения ротора;

n и $k = 1, 2, 3, \dots$

Супергармонические ($k > 1$) и субгармонические колебания ($k < 1$) быстро затухают, поэтому главной является первая гармоника (рисунок 8.1). 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.

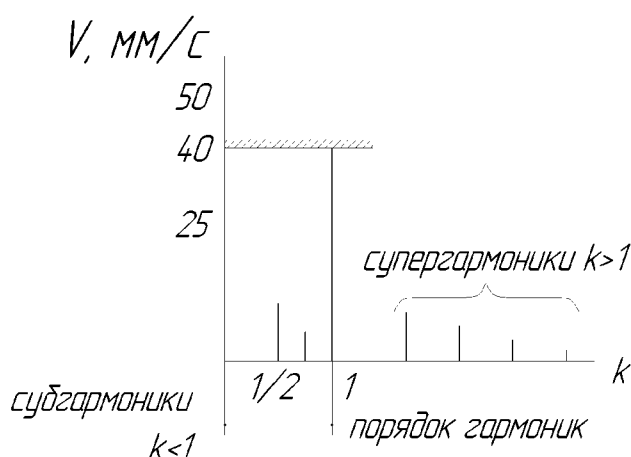


Рисунок 8.1 - Виды гармоник

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

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

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_o и порядку лопаточных гармоник i :

$$f_{oi} = iz_o f_{pНД} = k \cdot f_{pНД}.$$

Порядок лопаточной гармоники

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

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 :

$$f_{ok} = k \cdot f_{pНД} = iz_o f_{pНД}.$$

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 газоздушном тракте двигателя:

- 1) Вращающийся срыв. Частота вибрации корпуса $f_{cp} = (0,3...0,6) f_p$;
- 2) Помпаж $f_n = 2...30 \text{ Гц}$;
- 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 допустимых вибронапряжений 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 допустимых вибронапряжений 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 (рисунок 8.2) для частотного диапазона вибраций 10Гц до 20Гц ограничивают амплитуду виброперемещений $S \leq 0,45 \text{ мм}$, а выше 600Гц – амплитуду виброускорений $W \leq 150 \text{ мм/с}^2$. Виброскорость в основном рабочем диапазоне от 100...600 до 750 Гц не должна быть выше 40мм/с.

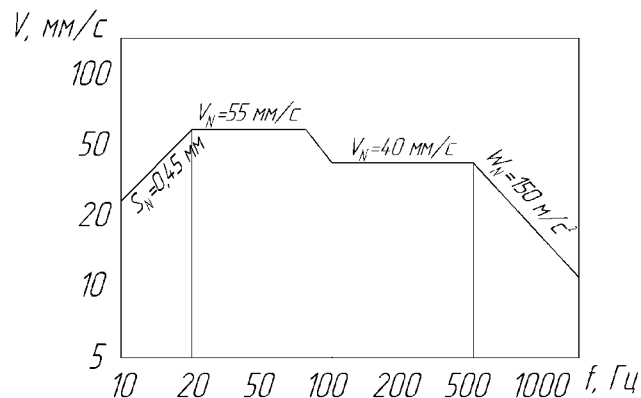


Рисунок 8.2 - Зависимость виброскорости от частоты

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

9 Поиск источников и причин вибрации. Оценка опасности. Вибрационная диагностика

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 (рисунок 9.1) с помощью вибродатчиков или тензорезисторов.

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

$$k_э = \frac{f^э}{f_r}$$

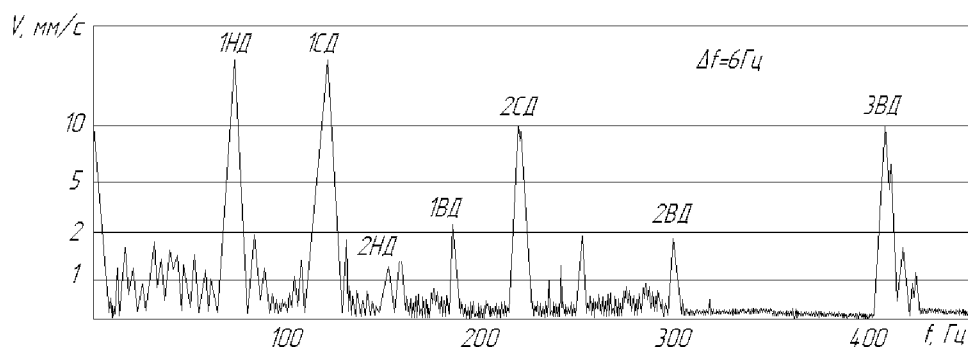


Рисунок 9.1 - Стендовые спектрограммы виброскорости

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 $z_э$ импульсов сил, где $z_э$ – число лопаток рабочего колеса:

$$f_{эi} = iz_эф_{рНД}, \quad i_э = \frac{f_{эi}}{z_эф_{рНД}}$$

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 далее.

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.

10 Методы воздействия на источник возбуждения. Расчет и назначение допустимых дисбалансов ротора по ГОСТ 2206-78

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 (в – хорда лопатки 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 (рисунок 10.1), 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.

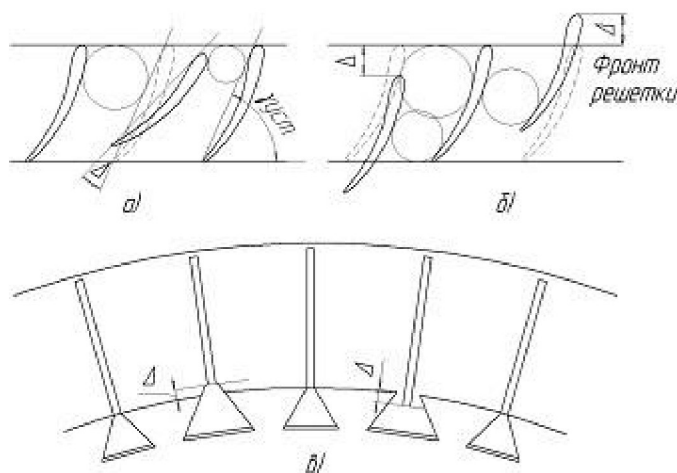


Рисунок 10.1 - Причины геометрической неидентичности межлопаточных каналов
 а) отклонение угла установки лопатки, б) отклонение от линии фронта решетки, в) выступание хвостовика (заужение межлопаточных каналов), утопание хвостовика (расширение)

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.

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.

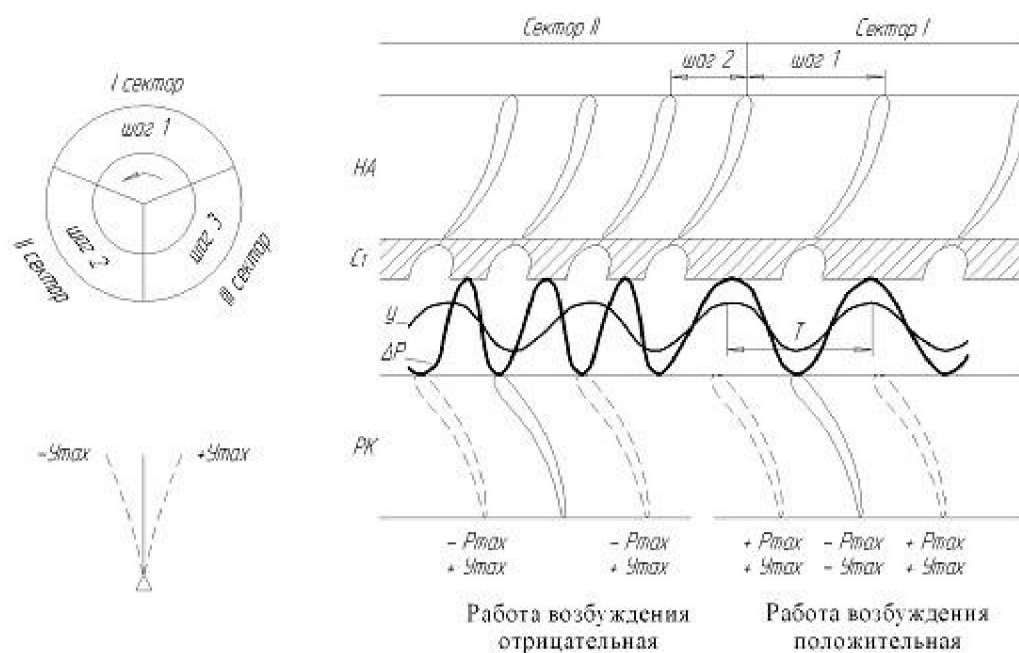


Рисунок 10.2- Снижение амплитуды колебаний рабочей лопатки за счет разношагицы лопаток впереди стоящего НА: а)разделение НА на сектора с разным шагом разделения лопаток, б)схема колебаний рабочей лопатки, стоящей за НА, в) развертка решетки профилей НА и положение лопатки РК при колебаниях; изменение скорости C_1 за НА, изменение возбуждающей силы ΔP и амплитуды колебаний рабочей лопатки y в зависимости от шага

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.

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

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

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 дискообразной 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 , задана 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 $n_{\text{Эмакс}}$ и $e_{CT} \cdot \omega_{\max}$ определяется $e_{CT\text{табл}}$. Для оценки верхнего значение вектора допустимого дисбаланса в соответствии со стандартом используется выражение

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

где $D_{CTЭ}$ - 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

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

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:

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

Таблица 10.1. 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 расчетов составим на основе балансировочного чертежа ротора расчётную схему ротора, приведенную на рисунке 10.3.

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.

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

Ротор балансируется в двух плоскостях коррекции, обозначенных на рисунке 10.3 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:

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

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

$$D_{2\ верх} = D_{ст\ доп\ верх} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 644 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 389,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 38,96 \text{ г} \cdot \text{см}$$

$$D_{2\ нижн} = D_{ст\ доп\ нижн} \cdot \frac{|L_A - L_1|}{|L_2 - L_1|} = 227 \cdot \frac{760 - 285}{1070 - 285} = 167,6 \text{ г} \cdot \text{мм} = 16,76 \text{ г} \cdot \text{см}$$

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

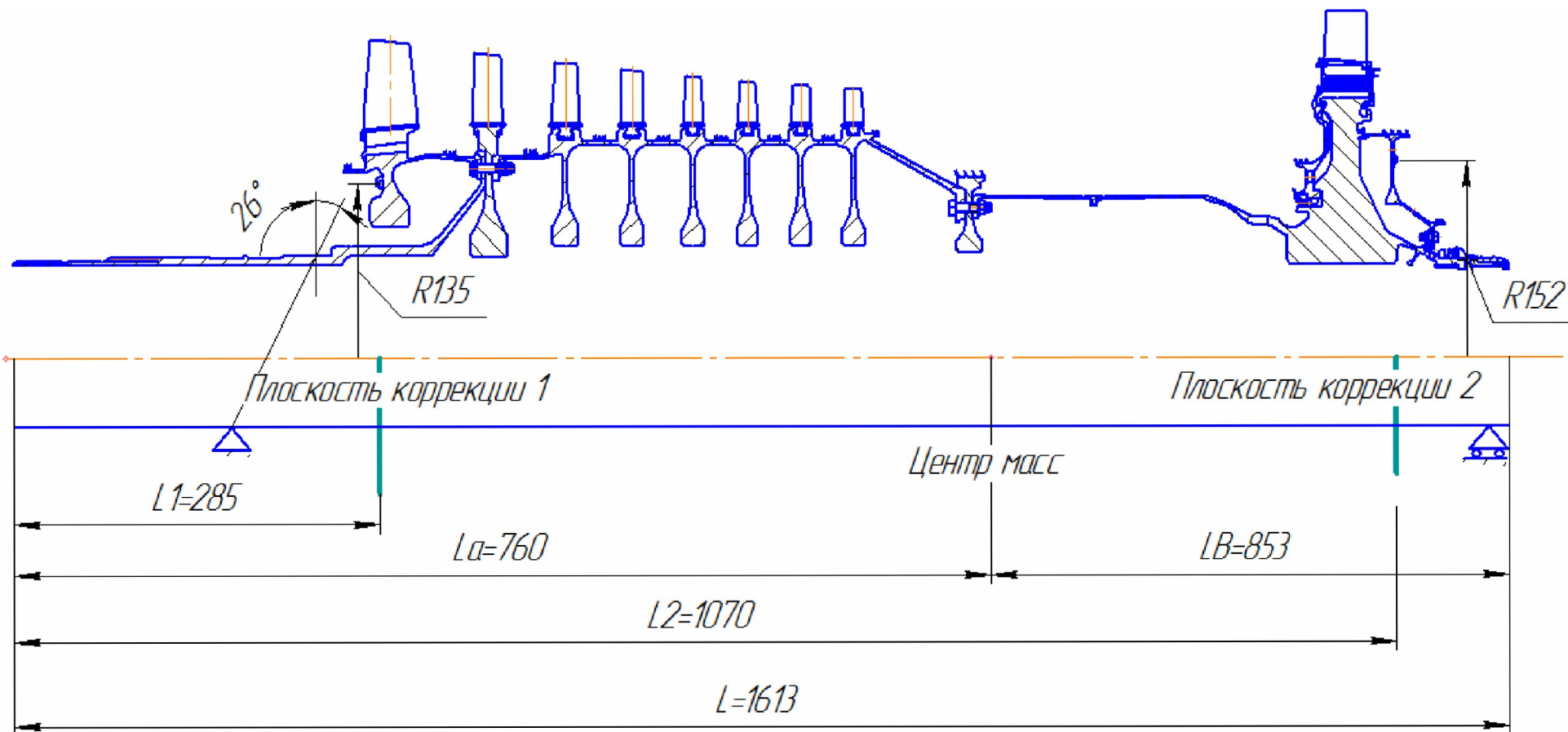


Рисунок 10.3 - Расчетная схема ротора

$$R_1 = 13,5 \text{ см}$$

$$R_2 = 15,2 \text{ см}$$

Определим величину масс при условии наличия максимальных дисбалансов.

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

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

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

11 Управление вибрацией изменением жесткости опор и введением нелинейности в систему «ротор-опоры»

Управление роторной вибрацией 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.

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 (рисунок 11.1). 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:

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

Так как общего решения нелинейных дифференциальных уравнений нет, прибегают к приближенному исследованию. Вместо резонансной кривой в этом случае строят так называемую амплитудную кривую (рисунок 11.2), показывающую возможные амплитуды установившегося процесса вынужденных колебаний для всех значений частоты возмущающей силы ω .

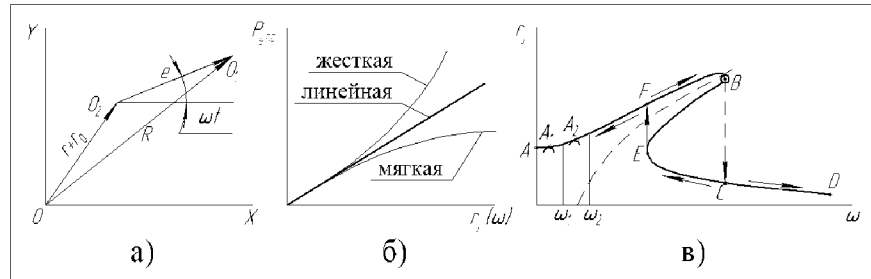


Рисунок 11.1 - Нелинейные колебания системы «ротор-опоры»: а) колебания ротора в плоскости ОХУ; б) формы упругих характеристик; в) амплитудная кривая нелинейной системы: \circ – точка срыва амплитуды

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

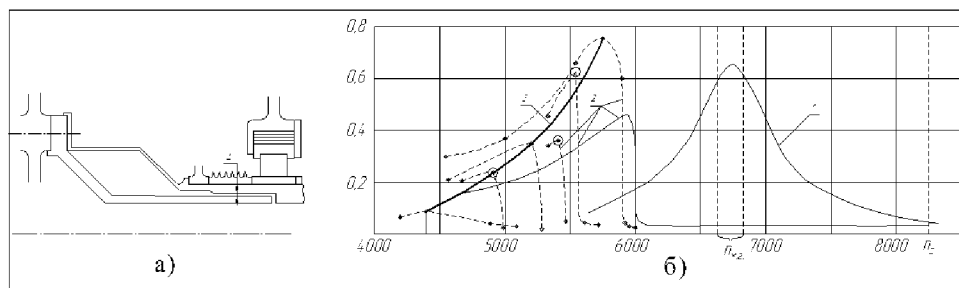


Рисунок 11.2 - Конструктивная схема нелинейного упругого элемента в задней опоре турбины ТВД НК-12МВ и снижение амплитуды колебаний ротора в диапазоне рабочих оборотов:

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 .

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 11.2б показан проход критической частоты с характерным для нелинейной системы срывом амплитуды при испытании ТВД НК-12, 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 (рисунок 11.3). 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.

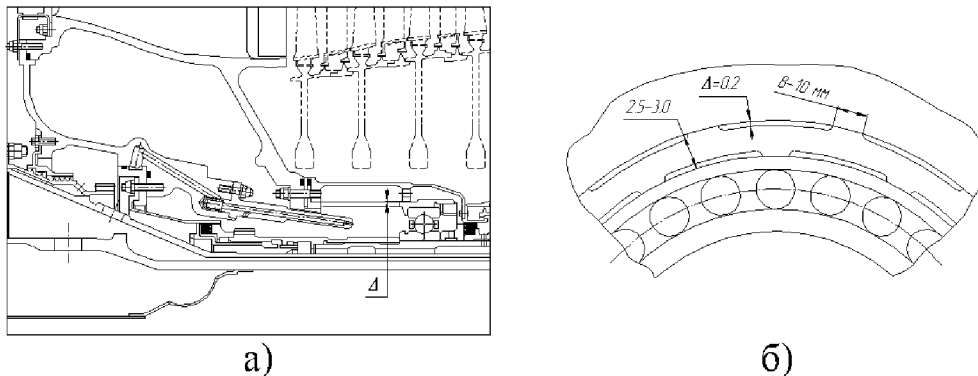


Рисунок 11.3 - Конструкция нелинейных упругих элементов:

а) втулка «беличье колесо» в опоре КСД ТРДД Д-36;

б) втулка Аллисона в опоре КВД ТРДД АИ-25

12 Снижение уровня вибрации демпфированием колебаний ротора. Гидродинамические и пластинчатые демпферы

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 12.1.

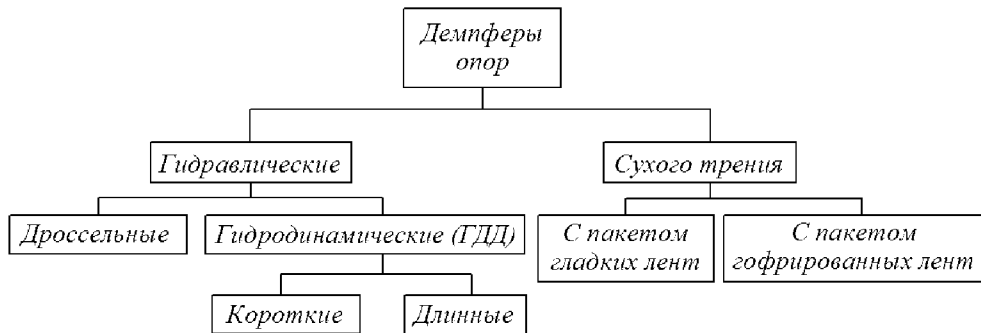


Рисунок 12.1- Классификация демпферов опор роторов

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 $(0,4 \pm 0,05)$ МПа.

Для объяснения принципа работы ГДД рассмотрим жесткий ротор массой $2M$ опирающийся на два одинаковых ГДД с упругими элементами жесткостью $C_{оп}$ каждый и демпфирование d (рисунок 12.2а). Вся масса ротора сосредоточена в середине ротора. Тогда реакция каждой из опор будет Mg .

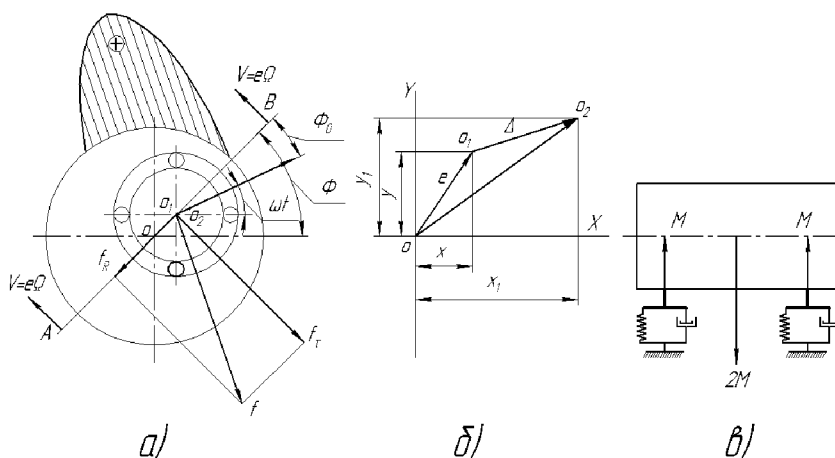


Рисунок 12.2 - Расчетная модель ротора с гидродинамическим демпфером: а – физическая модель ГДД; б – колебания ротора в плоскости OXY; в – модель жесткого ротора на упругих опорах с ГДД

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.

Центр масс O_2 смещен относительно оси геометрического центра вибратора O_1 на величину $O_1O_2=e$ и представляет собой статическую неуравновешенность ротора. Перемещение центра вибратора O_1 относительно оси O вращения ротора $OO_1=e$ называется эксцентриситетом, или амплитудой колебаний вибратора.

При перемещении центра вибратора относительно геометрической оси опор на величину e возникает прецессионное движение. Это смещение может быть результатом прогиба ротора или упругой деформации опор (рисунок 12.3).

В авиационных ГТД наиболее характерным является случай прямой синхронной прецессии $\Omega=\omega$. Тогда 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): $y_{cm} = -\frac{2Mg}{C_{оп}}$.

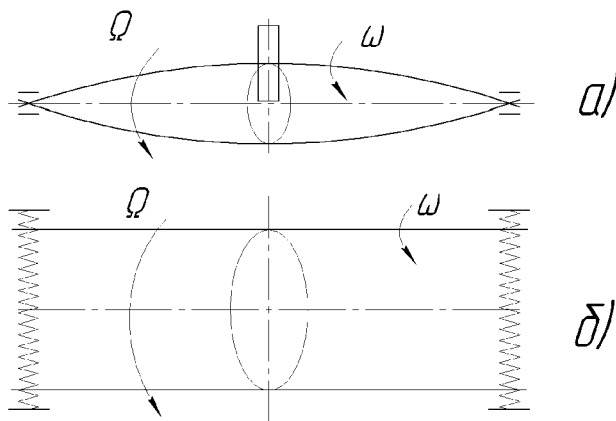


Рисунок 12.3 - Прецессионное движение ротора: а – упругоизогнутый ротор на жестких опорах; б – жесткий ротор на упругих опорах

При прецессии вибратора наружное кольцо подшипника фиксируется от проворота с помощью стопора, называемого штифтом, так, чтобы вибратор имел свободу перемещений по всем направлениям в плоскости OXY в пределах зазора δ_0 . Для этого необходимо, чтобы зазор между штифтом 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 (рисунок 12.4). 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 F . Примеры фиксации вибратора от проворота показаны на рисунке 12.5. Сила F , действующая на вибратор, получается интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченного жидкостным слоем.

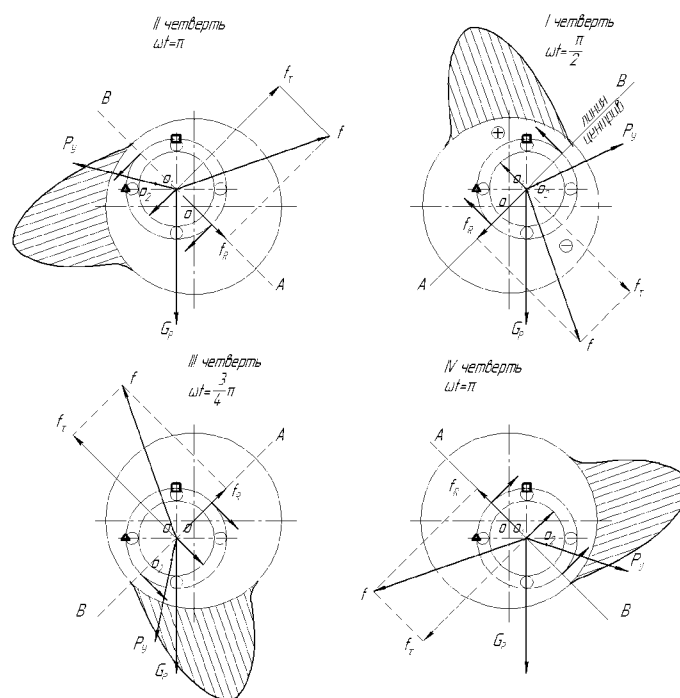


Рисунок 12.4 - Прецессионное движение вибратора с формированием орбиты

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 она противоположна скорости V .

ГДД с упругим элементом

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

В схеме ГДД, изображенного на рисунке 12.2 колебания вибратора происходят относительно геометрического центра O корпусной втулки в зазоре, то есть вибратор всплывает. 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 .

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.

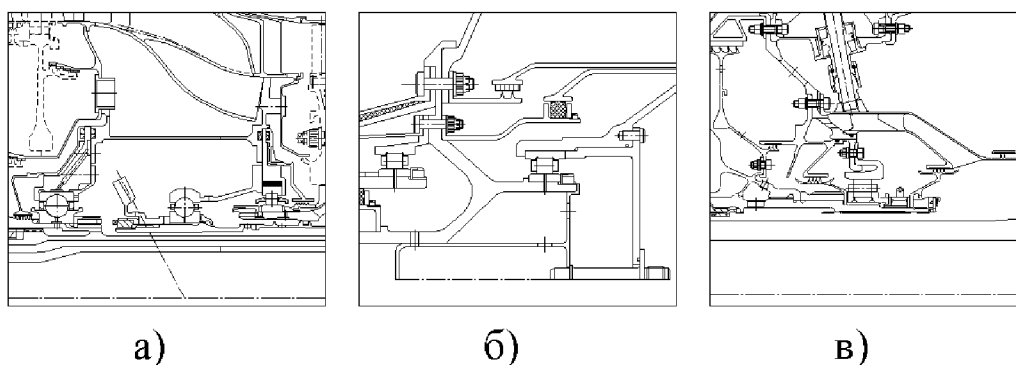


Рисунок 12.5 - Примеры фиксации вибратора от проворота:
 а) промежуточная опора ТРДДФ RB-199; б) задняя опора ТРДД PW-6000;
 в) опора турбины ТРДД GEpх

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 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

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

где n – количество балок;

b, h, l – соответственно ширина, толщина и длина балочек; E – модуль упругости.

Более точный расчет втулки «беличье колесо» приведен в монографии С.И. Сергеева. 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* (рисунок 12.6).

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.

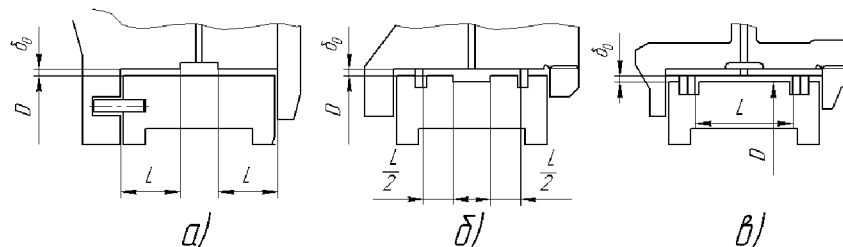


Рисунок 12.6 - Конструктивные типы ГДД:

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 $R/L = 1...5$ 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 $L/2$ 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 (рисунок 12.7) 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 под давлением $0,4 \pm 0,05$ 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.

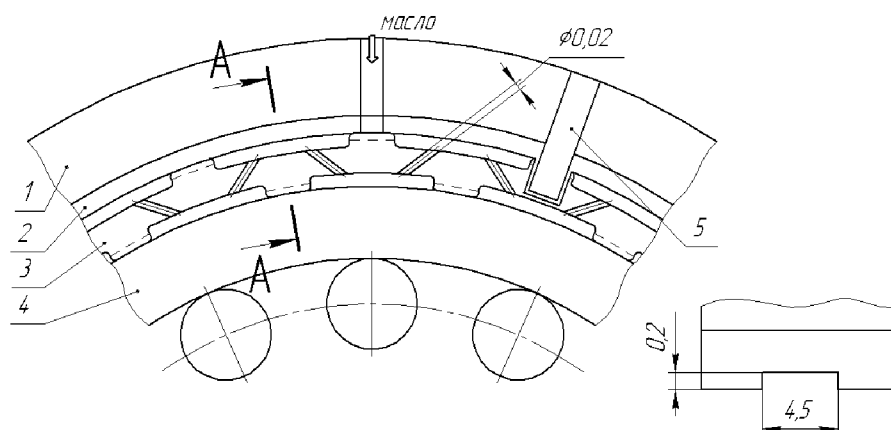


Рисунок 12.7 - Дроссельный демпфер: 1 – корпус подшипника; 2 – втулка стальная; 3 – втулка Аллисона; 4 – наружное кольцо подшипника; 5 – штифт, фиксирующий вибратор от поворота

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 $d=2$ мм, соединяющих верхние и нижние камеры несущественно, 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, 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 $F_{ц}$ 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 короткого ГДД.

Тогда выражения безразмерных сил при расчетном полном охвате (смазочный слой заполняет радиальный зазор без разрыва, по всей окружности) будут иметь вид:

– для короткого демпфера:

$$\bar{F}_{RK} = \frac{4}{3} \pi \alpha B \sigma \omega^2 \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{2 - \varepsilon^2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} - 2 \right); \quad \bar{F}_{\tau K} = 4 \pi B \bar{\omega} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{1.5}}.$$

– для длинного демпфера:

$$\bar{F}_{RD} = \pi\alpha B\sigma\bar{\omega}^2 \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{1-\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon}; \quad \bar{F}_{\tau d} = 12\pi B\bar{\omega} \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}}.$$

Здесь $\alpha=1,2$ – поправочный коэффициент на профиль скорости течения в демпфере. Как результат расчета демпфера определяется коэффициент передачи μ , равный отношению сил, передаваемых через демпфер на корпус двигателя (правая часть уравнения А) к силе неуравновешенности ротора $F_{\text{Ц}} = M\Delta\omega^2$:

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

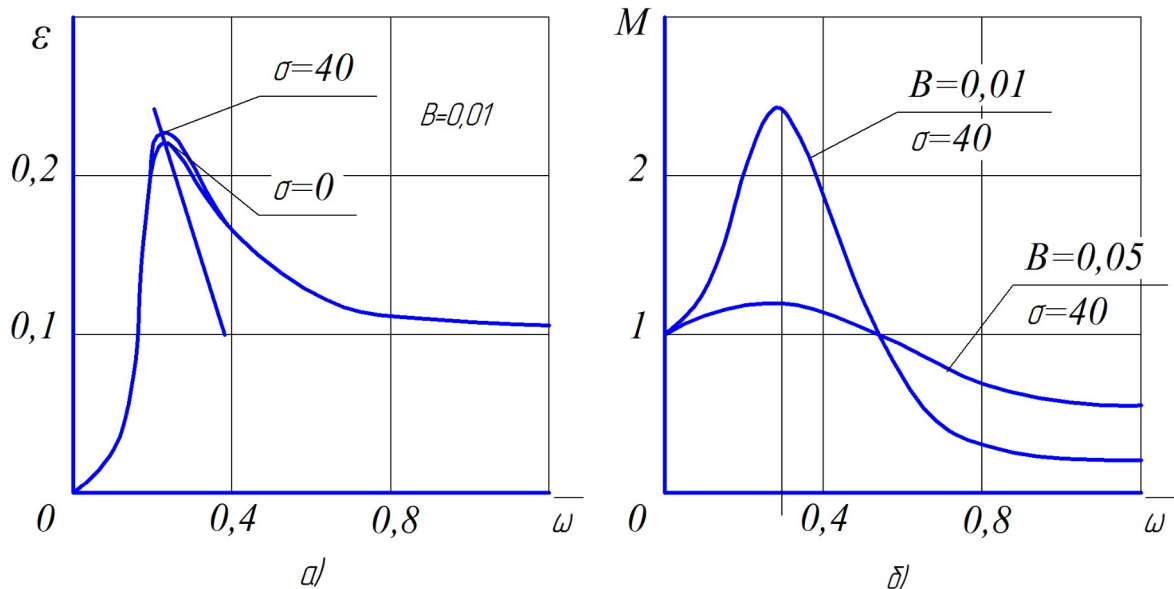


Рисунок 12.8 – Амплитудно–частотная характеристика (а) и зависимость коэффициента передачи (б) для короткого демпфера при полном охвате

Выбирая уровень демпфирования B , конструктор решает, чему отдать приоритет – снижению амплитуды колебаний на резонансе или коэффициенту передачи на рабочем режиме.

Границы изменения параметров в ГДД:

$$M = 100...300 \text{ кг}, \quad \Delta = 10...400 \text{ мкм}, \quad \delta_0 = 0,1...0,5 \text{ мм}, \quad L = 10...40 \text{ мм}, \quad D = 150-300 \text{ мм}, \quad \omega_p = 500...1000 \text{ с}^{-1},$$

$$\mu_0 = 0,001...0,005 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}, \quad C = 0...10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 0,05 \leq U \leq 2, \quad 0 \leq \bar{\omega}_s \leq 1, \quad 1 \cdot 10^{-6} \leq B \leq 1 \cdot 10^{-1}, \quad 5 \leq \frac{L}{D} \leq 30.$$

Выбор ГДД. Для авиационного ГДД с большим ресурсом можно считать оптимальным, когда амплитудно-частотная характеристика системы «ротор-опоры» ($\varepsilon = f(\bar{\omega})$) будет иметь ярко выраженный колебательный характер с резонансом до частоты малого газа (рисунок 12.8а), что позволяет быстро проходить резонанс и добиваться снижения коэффициента передачи в зоне рабочих частот $\mu < 0,8$. Это возможно при: $U \rightarrow 0,1$; $\bar{\omega}_s = 0,3...0,4$; $B \rightarrow 0,01$.

Формирование исходных данных:

1. D, L – диаметр и длина вибратора, мм;
2. ρ – плотность масла, 800 кг/м^3 ;
3. μ_0 – динамическая вязкость масла, $0,0001...0,0005 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$;
4. ω_p – рабочая частота ротора, с^{-1} ;

5. Δ – остаточная неуравновешенность, мкм.

Для роторов авиационных ГТД $\Delta=2,5 \dots 30$ мкм в диапазоне оборотов ротора 2000...10000 об/мин. Рекомендуемое значение $\Delta=8 \dots 10$ мкм (при $n=6000 \dots 10000$ об/мин). Δ определяется при расчете дисбаланса ротора по ГОСТ 22061-76, где она обозначается $e_{ст}$ – эксцентриситет.

6. $C_{оп}$ – жесткость опоры, Н/м. Она должна быть подобрана так, чтобы параметр $\bar{\omega}_s = 0,3 \dots 0,4$.

$C_{оп} = \frac{R}{U_{r\sigma}}$, где R – реакция опоры, Н, $U_{r\sigma} = U_{rоп} + U_{rп} + U_{рд}$ – радиальная деформация опоры, м,

как сумма радиальной деформации опоры $U_{rоп}$, подшипника $U_{rп}$ и демпфера $U_{рд}$.

Обычно $U_{r\sigma}=0,1 \dots 0,2$ мм.

7. M – масса ротора, приходящаяся на опору, кг.

Порядок расчета

1. Вначале анализируем конструкцию короткого проточного демпфера. D, L берутся из компоновки ГДД.

2. Принимаем $B=0,01$ и $U=0,1$.

3. Определяем величину радиального зазора по формуле $\delta_0 = L \times \sqrt[3]{\frac{\mu D}{4M\omega_p B}}$.

4. Если полученная величина зазора укладывается в пределы $0,1 \dots 0,2$ мм, то определяем далее размерный дисбаланс по формуле $u = \delta_0 M U$. Если зазор оказался менее $0,1$ мм, то нужно перейти к п.8 настоящей методики.

5. Если этот дисбаланс возможно обеспечить технологически, то принимаем окончательно вычисленную величину зазора. Демпфер с такими параметрами должен соответствовать характеристикам, приведенным на рисунке 12.8.

6. Если такой дисбаланс обеспечить невозможно, то нужно уменьшить величину зазора, следя, чтобы он не стал меньше $0,1$ мм.

7. В случае, если необходимый зазор стал меньше указанной величины, нужно перейти к другому типу демпфера – короткому непроточному, который имеет в 4 раза больший

уровень демпфирования. Зазор в этом случае определится по формуле $\delta_0 = L \times \sqrt[3]{\frac{\mu D}{M\omega_p B}}$, где

$B=0,1$. После этого возвращаемся к пункту 4. Если и этого окажется недостаточно, то нужно использовать длинный ГДД.

8. Если зазор оказался менее $0,1$ мм, то нужно также перейти к короткому непроточному демпферу и рассчитать зазор по п.7 настоящей методики и далее вернуться к п.4.

Демпферы сухого трения

Основным элементом такого демпфера (рисунок 12.9) является пакет гофрированных стальных лент, составленный из $14 \dots 17$ 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.

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 (рисунок 12.9г).

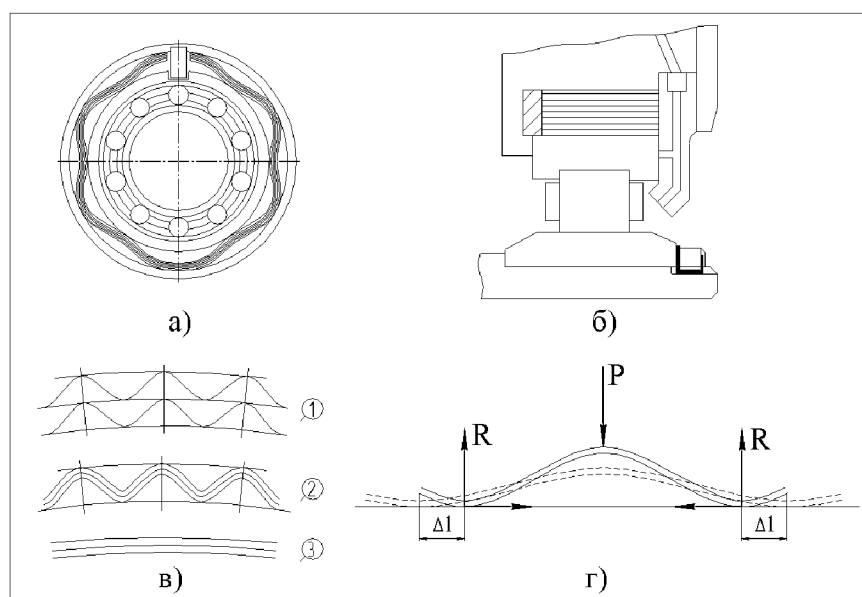


Рисунок 12.9 - Демпфер сухого трения: а) пакет лент в свободном состоянии (до монтажа); б) конструктивное исполнение демпфера с подводом масла; в) комбинация пакетов лент; г) схема уплотнения гофра и возникновение сил трения.

Работа сил сухого трения:

$$A_{TP} = \sum_{i=1}^n F_{TPi} \Delta l, \text{ где } F_{TPi} = R \mu, \mu - \text{коэффициент сухого трения; } R - \text{сила нормального}$$

давления в контакте.

Работа сил вязкого трения:

$$A_{BTi} = \sum_{i=1}^n F_{\tau i} L, \text{ где } F_{\tau i} = dV; d - \text{коэффициент демпфирования; } V - \text{линейная}$$

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 вверху, что позволяет получить наименьшее смещение оси ротора под действием его веса.

13 Системы управления компрессором. Проектирование системы регулируемых направляющих аппаратов

Современные газотурбинные двигатели имеют компрессоры со сравнительно высокими π_k^* на проектном режиме, ступени выполняют с повышенной газодинамической нагрузкой. Опыт эксплуатации показывает, что такие компрессоры обязательно должны иметь регулируемые элементы (механизацию) для обеспечения ГДУ во всем диапазоне рабочих режимов: от малого газа до максимального. Для повышения КПД на нерасчетных режимах и уменьшения напряжений в лопатках в различных условиях эксплуатации применяют различные способы регулирования. Целями регулирования являются:

- повышение запасов устойчивости компрессора;
- повышение КПД компрессоров на переменных режимах работы;
- изменение соотношений между расходом воздуха, частотой вращения ротора и степенью повышения полного давления для улучшения характеристик двигателя;
- уменьшение вибрационных напряжений в лопатках;
- улучшение пусковых характеристик.

Основными способами регулирования компрессора являются:

- перепуск воздуха из проточной части компрессора на срез сопла или в наружный контур двигателя;
- поворот направляющих лопаток.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ РНА

Количественную оценку запаса устойчивости компрессора при каждом значении n_{np} принято производить по соотношению π_k^* и G_{np} в рабочей точке и на границе устойчивости. Если π_{k0} и G_{np0} есть степень повышения полного давления и приведенный расход воздуха в рабочей точке, а $\pi_{k,z}^*$ и $G_{np,z}$ на границе устойчивости при каждом значении n_{np} , то отношение $K_y = \frac{\pi_{k,z}^* / G_{np,z}}{\pi_{k,p}^* / G_{np,p}}$ называется коэффициентом устойчивости компрессора (рисунок

13.1), а $\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\%$ называется запасом газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора. Запас ГДУ показывает, насколько удалена рабочая точка на линии совместной работы от границы помпажа при постоянной частоте вращения ротора. Обычно запасы ГДУ должны составлять 14%...20%.

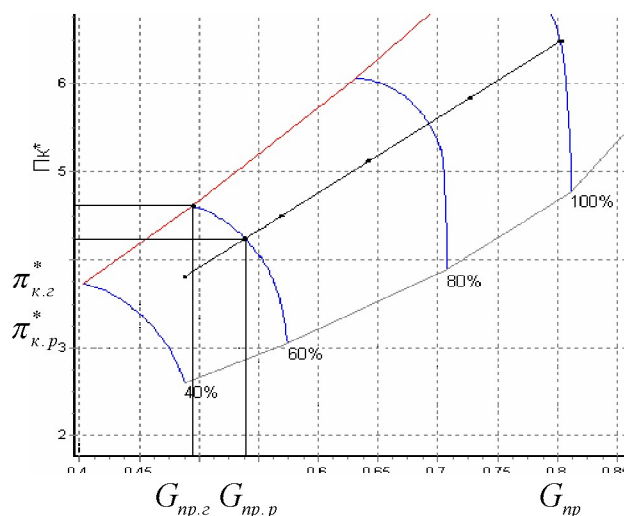


Рисунок 13.1 – Линия совместной работы на характеристике компрессора

В настоящее время практически все одно- и двухвальные двигатели имеют системы регулирования направляющих аппаратов в компрессоре. Существующие в настоящее время методики проектирования таких систем опираются на опытные данные двигателей-прототипов и включают этапы длительной доводки, в том числе ручную настройку. Для создания виртуального стенда системы РНА, позволяющего проводить различные исследования, целесообразно использовать в комплексе как оригинальные собственные программы (программная реализация метода Хауэлла), так и пакеты АСТРА, ANSYS, ADAMS, NX, Star-CD и др. Такой стенд позволяет проводить различные исследования, быстро вносить изменения в конструкцию и проводить ее оптимизацию.

Обеспечение устойчивости компрессора и роль РНА. В условиях эксплуатации высота и скорость полета, частота вращения ротора изменяются в широких пределах. При этом степень повышения давления, расход воздуха, окружные скорости, а, следовательно, числа M и углы атаки на лопатках различных ступеней также изменяются и могут существенно отличаться от расчетных значений.

При изменении режима работы двигателя изменение в желаемом направлении углов атаки в различных ступенях компрессора может быть достигнуто соответствующим изменением углов установки путем поворота лопаток статора (рис. 13.2). При этом число и расположение регулируемых лопаточных венцов выбирается в зависимости от типа компрессора, общего числа ступеней и его назначения. Применительно к авиационным газотурбинным двигателям поворот лопаток НА используется для расширения диапазона устойчивых режимов компрессора, снижения уровня вибрационных напряжений в лопатках, облегчения запуска, поддержания высокого КПД компрессора в широком диапазоне приведенной частоты вращения ротора, реализации требуемого протекания характеристик по производительности компрессора.

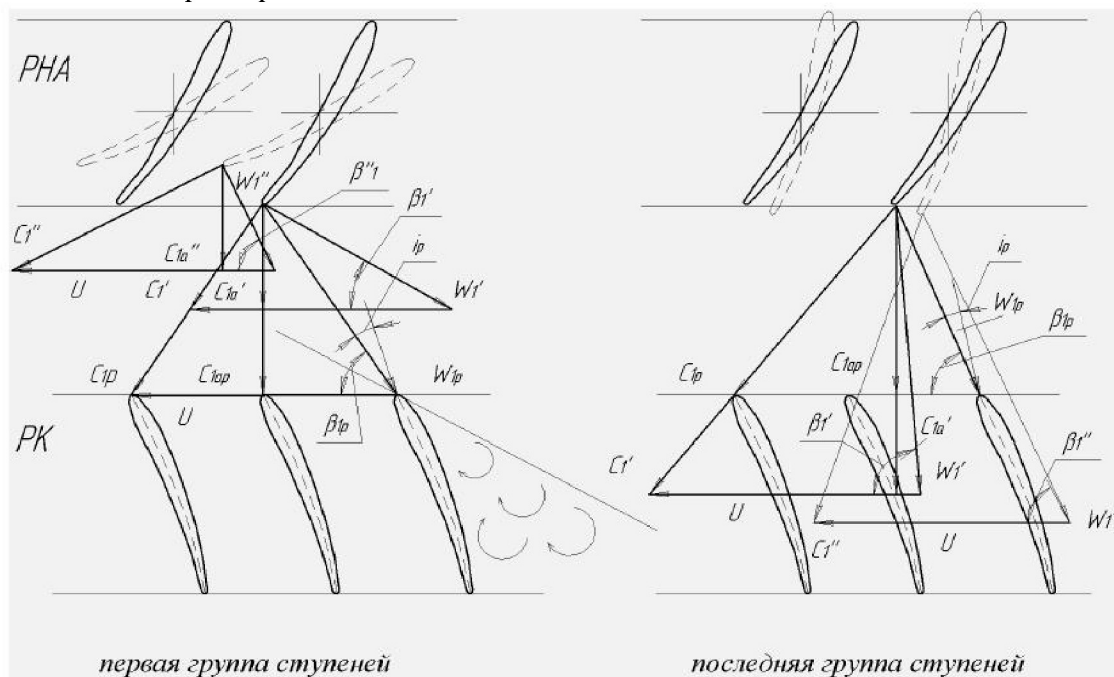


Рис. 13.2. Восстановление угла атаки поворотом лопаток РНА на первой и последней группе ступеней на нерасчетном режиме

C_{1p}, C_{1ap}, W_{1p} – расчетные скорости на входе в рабочее колесо;

$C_{1'}, C_{1a'}, W_{1'}$ – скорости на входе в рабочее колесо при снижении пропускной способности турбины;

$C_{1''}, C_{1a''}, W_{1''}$ – скорости на входе в рабочее колесо при повороте лопаток РНА.

При регулировании компрессора поворотом лопаток направляющих аппаратов чаще всего используют поворот лопаток ВНА или направляющих аппаратов нескольких первых ступеней. В общем случае для многоступенчатых компрессоров наибольшее расширение зоны устойчивой и достаточно экономичной работы достигается при применении

регулирования входных и выходных ступеней. Это позволяет обеспечить изменение производительности или напора компрессора на заданную величину при повороте лопаток входного регулируемого аппарата на меньшие углы, чем при установке аппарата только на первой ступени, и при лучшем согласовании параметров потоков между ступенями.

Управление РНА может быть ступенчатым («открыто-закрыто») или бесступенчатым, когда каждому режиму работы двигателя соответствует свое оптимальное положение поворотных лопаток.

Рассмотрим методику проектирования системы РНА авиационного газотурбинного двигателя.

ВЫБОР ОБЪЕКТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

На начальном этапе выбирается тип двигателя, задаются основные параметры двигателя на взлете и посадке (определяются в рамках технического задания на двигатель).

ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

В рамках данной работы в ходе выполнения термогазодинамического расчета и его анализа необходимо выполнить следующие задачи:

- 1) выбрать параметры проектируемого двигателя и выполнить его проектный расчет;
- 2) выбрать закон и программу управления двигателем и получить линию совместной работы на характеристике компрессора.

Проводится оптимизация параметров двигателя с целью получения минимального удельного расхода на крейсерском режиме и требуемой тяги на взлете.

Пример взаимодействия двигателя (ТВВД) с регуляторами частоты вращения ротора и расхода топлива показано на структурной схеме (рисунок 13.3). На постоянном режиме двигатель управляется по закону $n_{нд} = const$, $G_T = f(p_N^*, T_N^*)$. Закон подачи топлива выбирается из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик.

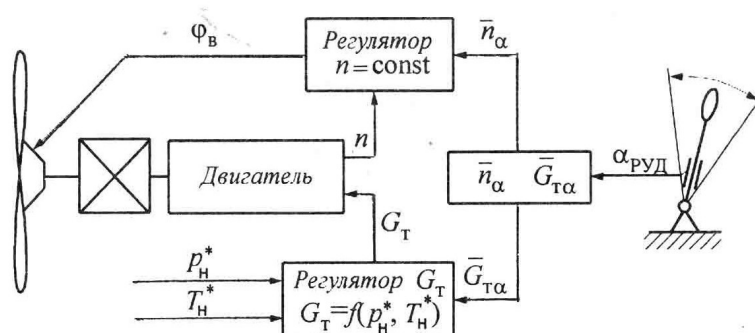


Рисунок 13.3 – Схема регулирования ТВВД

Исходными данными для расчета характеристик являются результаты проектного термогазодинамического расчета. Кроме того, необходимо предварительно задаться видом характеристики КВД и КНД (положение границы помпажа, областей КПД узла и т.д.) в зависимости от степени повышения давления в узле, которые, в общем случае, определяются экспериментально. В итоге получаем характеристики компрессора с линиями совместной работы.

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Исходными данными к расчету параметров проточной части являются данные, полученные в ходе термогазодинамического расчета двигателя.

По результатам расчета строится проточная часть двигателя.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УЗЛА КОМПРЕССОРА

На данном этапе решаются следующие задачи:

К-1. Расчёт параметров потока между ступенями компрессора.

К-2. Расчёт кинематических параметров компрессора на среднем радиусе.

К-3. Расчёт кинематических параметров компрессора на различных радиусах.

К-4. Расчёт геометрических параметров лопаточного венца компрессора. В процессе решения этой задачи определяются в трёх сечениях геометрические параметры лопатки НА (конструктивные углы, хорды профиля, координаты профиля и т.п.).

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА ПОВОРОТА РНА И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА. МЕТОД ХАУЭЛЛА

Для расчёта характеристики компрессора достаточно данных на среднем диаметре. Для расчёта необходимы следующие данные:

- диаметры втулки и периферии в трёх сечениях по ступени (не по высоте лопатки, а по длине проточной части (перед РК, за РК и за НА ... 1-2-3) [мм];
- давление и температура торможения на входе в ступень [кПа и К];
- угол входа в ступень (0, если нет ВНА) [град];
- расход воздуха [кг/с];
- скорость вращения ротора [об/мин];
- угол кривизны проточной части (изменение проточной части можно предварительно считать линейным и соответственно угол равным нулю (пси)) [град];
- угол конструктивный на среднем радиусе входа и выхода НА и РК (альфа, бета) [град];
- хорда и шаг решётки НА и РК [мм];
- число лопаток [-];
- Параметр профиля X_f принимать 0.4-0.5 [-].

Расчёт потока по сечениям, координаты точек профиля лопатки, а также скорости потока и давление по высоте лопатки необходимы для выполнения 3D-модели лопатки и расчёта в пакете ANSYS сил, действующих на лопатку, для определения положения оси. А также для последующего расчёта момента и сил, действующих на систему рычагов РНА, по которому можно определить мощность, необходимую гидроцилиндрам для перекладки лопаток в определённое время. Однако на этапе предварительного проектирования силы, действующие на лопатку, можно определить по упрощённым формулам.

По характеристике компрессора определяется режим, где запас газодинамической устойчивости меньше требуемого (для проектного расчёта принимается $\Delta K_y = 15\%$). На этом режиме решается применить поворот РНА на угол $\Delta\gamma$. Методом итераций подбирается минимальный угол $\Delta\gamma$, при котором $\Delta K_y \geq 15\%$.

Результатом расчёта являются уточненная геометрия ступени (углы $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3$), параметры потока во всех трёх сечениях (как полные, так и статические) и новая характеристика ступени.

Целью расчёта является построение характеристики компрессорной ступени в зависимости от изменения входного угла потока α_1 , получаемого из-за применения РНА (РВНА), установленного перед рассчитываемой ступенью. Как следствие, деформация характеристики на режимах малого газа и, таким образом, получение требуемых запасов устойчивости на этих режимах.

1) Рассчитывается новая характеристика компрессора при нулевых углах поворота РНА (с использованием методики Хауэлла).

2) В результате ввода уточненной характеристики, полученной в п.1, с помощью системы АСТРА получаем скорректированную линию совместной работы.

3) Определяем запас газодинамической устойчивости ΔK_y .

Принимаем $\Delta K_{y \min} = 15\%$. Режимы проверяются начиная с $n = 100\% n_{\max}$ (номинальный режим) и до $n = 0\% n_{\max}$ (останов) с шагом в $5\% n_{\max}$.

4) Первоначально принимаем, что регулируемым будет только входной направляющий аппарат. В дальнейшем можно будет увеличить количество РНА.

5) Для данного режима работы задаются углами поворота РНА (РВНА) $\Delta \gamma_{РНАi}$ ($\Delta \gamma_{РВНА}$). Для первого расчета рекомендуется взять угол $\Delta \gamma_{РВНА} = 5^\circ$, а в дальнейшем – выбирать в диапазоне от 0° до 40° с шагом 5° .

6) Рассчитывается РВНА (ВНА). Результатом является угол α_1 , который необходим для последующего расчета первой ступени компрессора, давление и температура p_1^* , T_1^* (в случае отсутствия РВНА(ВНА) – задаются непосредственно).

7) Рассчитывается 1-ая ступень компрессора с учетом выбранных $\Delta \gamma_{РВНА}$ (если есть) и $\Delta \gamma_{РНА1}$, где в качестве РНА выступает НА этой ступени.

8) Рассчитывается следующая ступень, считая, что входными параметрами для нее являются выходные предыдущей; если НА какой-то ступени является РНА, то учитывается $\Delta \gamma_{РНАi}$ для этой ступени.

9) Пункт 8 повторяется до тех пор, пока не будет рассчитан весь компрессор.

10) Таким образом, получается точка новой характеристики компрессора. Чтобы получить всю характеристику, изменяют расход G и повторяют п.6-8. В результате получается новая характеристика компрессора (рис. 13.4).

11) Используя систему АСТРА, по новой характеристике вновь уточняется линия совместной работы и определяются запасы газодинамической устойчивости. Если $\Delta K_y < 15\%$, то весь расчет п.5-10 надо повторить, скорректировав $\Delta \gamma_{РНАi}$ или введя дополнительные РНА.

12) После получения необходимых запасов газодинамической устойчивости на заданном режиме, переходят на следующий режим, где наблюдаются малые ΔK_y и расчет п.5-11 повторяется.

13) После этого строится график изменения одного взятого $\Delta \gamma_{РНА}$ по n . Т.к. график будет представлять собой гладкую линию, а на практике перекладка РНА обычно выполняется либо ступенчато (релейное) либо линейно, поэтому гладкое изменение заменяется либо на ступенчатую функцию либо на линейную. Примем линейный закон регулирования РНА и замену проведем на линейную функцию.

Выбор количества направляющих аппаратов, которые делают регулируемыми, зависит от многих факторов, главными из которых являются:

- опыт ОКБ по проектированию РНА,
- требования минимального веса,
- надежность конструкции,
- конструктивные ограничения, связанные с проектированием РНА на слишком большие углы поворота $\Delta \gamma_{РНА}$.

С точки зрения газодинамики – лучше чтобы весь компрессор был регулируемым. С точки зрения конструкции – лучше чтобы регулирование было минимально.

В настоящее время ОКБ стремятся уменьшить количество РНА, заменяя их обычными НА, а РНА применяют только во время доводки двигателя. Особо актуально это для наземных газоперекачивающих двигателей, где применение РНА стремятся свести к минимуму.

Обычно принимается, что максимальный угол поворота РВНА составляет 25° , для первого РНА – 15° , для второго – 12° и уменьшается на 2° для каждого последующего. Общее же количество РНА (включая РВНА) не должно превышать 3-5 (меньшее значение берется для коротких компрессоров, большее – для длинных).

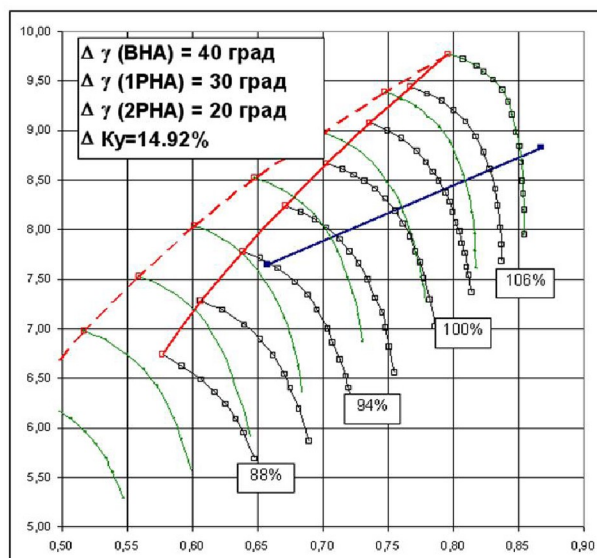


Рисунок 13.4 – Характеристики компрессора и получение требуемых запасов газодинамической устойчивости компрессора

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТКИ РНА

Лопатки турбомашин (рабочие, направляющие) подвергаются воздействию статических, динамических и температурных нагрузок.

Строится конечно-элементная модель рабочей лопатки.

Точное определение центра давления и крутящего момента вокруг оси поворота лопатки РНА имеет очень важное значение. При этом решаются следующие задачи:

- ось поворота лопатки должна быть выбрана так, что при любом режиме работы двигателя в случае поломки системы РНА газовые силы должны поворачивать лопатки РНА на открытие с целью избежания запираания компрессора, которое неминуемо приведет к помпажу двигателя, к потере им тяги и к увеличению аэродинамического сопротивления. Кроме того, должно исключаться «перехлопывание» лопаток РНА в процессе работы двигателя, т.к. это вызывает сильные виброударные нагрузки на систему РНА, что приводит к быстрому выходу ее из строя.

- ось поворота должна находиться на минимально безопасном расстоянии от центра давления, т.к. при значительном ее удалении возникает большой крутящий момент от газовых сил, т.е. увеличиваются нагрузки на систему РНА.

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ РНА

Исходя из анализа функций РНА, сформулируем требования к его конструкции:

- точность поворота лопаток,
- идентичность положения всех лопаток после поворота,
- исключение задержки (заедания) в кинематических связях при повороте приводного кольца,
- обеспечение надежности (ресурса), включая систему управления, с учетом последовательного соединения большого числа деталей.

РНА могут быть двухпорными и консольными. Конструкция консольных РНА внешне проще, но выбор осложняется требованиями жесткости и прочности, работоспособностью подшипника. Ограничения в использовании консольных РНА те же, что и для НА.

При формировании конструкции пера одна из задач правильно выбрать конструкцию элементов оси: размещение «пяточка» и его размеры позволяют увеличить площадь сопряжения пера с осью, а ось должна быть расположена таким образом, чтобы равнодействующая газовых сил создавала крутящий момент, направленный на раскрытие

НА, что позволяет выдержать точность угла установки профиля и исключить срывные явления.

Оси или цапфы лопаток опираются на подшипники, которые выполняются обычно как подшипники скольжения.

Подбор материалов в паре «цапфа-подшипник» одна из сложных задач: необходимо исключить «прихватывание», снизить коэффициент трения, износы подшипников и цапф и обеспечить демпфирование колебаний лопаток. Часто опорные втулки делают из фторопласта. Хорошие результаты показала разработка сотрудников кафедры КиПДЛА СГАУ с использованием материала МР (изготавливается путем холодного прессования из проволоочной спирали, материал Х18Н10Т или Х12Н20ТЗР) с наполнителями типа графита и дисульфита молибдена.

Длина наружной цапфы выбирается из учета исключения заедания при повороте из-за деформаций РНА от действия сил, приходящих от системы управления и от газовых сил, когда внутреннее кольцо смещается относительно наружного, т.е. конструкция изгибается. Для этого же случая часто цапфу во внутреннем кольце выполняют бочкообразной или устанавливают сферический подшипник.

Сборка двухопорных РНА может быть выполнена, если одно или оба кольца разъемные, положение половин должно быть зафиксировано штифтами или центрирующими элементами.

При установке лопатки в наружное кольцо важно исключить люфт лопатки в радиальном направлении, чтобы выдержать зазор по втулочному сечению. С этой целью в ряде конструкций РНА (V2500, RB432) вводится упругий элемент.

Связь рычагов с управляющим кольцом определяется способом центрирования кольца относительно оси двигателя. Закрепление кольца может быть непосредственно на рычагах без связи с корпусом компрессора, с ориентированием по центрирующему пояску на корпусе компрессора (кольцо с роликами или без них) и с центрированием по пояску корпуса осями рычагов. При центрировании по пояску на корпусе есть опасность защемления кольца из-за выбора зазора между корпусом и кольцом от теплового расширения корпуса. Поэтому есть примеры размещения РНА внутри полости (НК-38СТ), образованной в корпусе с двойной стенкой: температура кольца и корпуса в этом случае разнится мало, но осложняется управление кольцом через стенку.

Элементы поворота: кольцо, ось и рычаг находятся под воздействием общей вибрации двигателя и подвергаются при этом сильному изнашиванию из-за взаимных перемещений с высокой частотой. При этом рычаги являются усилителями колебаний кольца, т.к. оно возбуждается кинематически.

Колебания лопаток РНА возбуждаются газовыми силами, и поэтому одна из задач – обеспечение отстройки от резонансов и демпфирование колебаний лопаток. Отстройка производится общими приемами, а демпфирование подбором материала подшипников или введением специальных демпфирующих устройств.

Значимость критерия надежности можно показать, если рассматривать РНА с позиций теории надежности. Структурная схема РНА – это схема с последовательными соединениями множества элементов, когда отказ одного из них приводит к отказу всей системы. Действительно, если принять число лопаток РНА в среднем 100, число деталей для каждой лопатки 7, а число ступеней РНА - 5, то общее число деталей достигает 3500! Вероятность отказа в этом случае велика.

Управление РНА единичной ступени обычно осуществляется одним агрегатом с гидравлическим или электрическим приводом с непосредственной связью с приводящим кольцом. Возможны следующие варианты исполнительной системы:

- управление рычагом, перемещаемым гидроцилиндром (сила P_T) на угол α ,
- управление валиком с разновысокими плечами,
- управление с использованием угловых рычагов,
- управление с использованием поворотного корпуса

В процессе выбора кинематической схемы системы управления РНА необходимо обеспечить:

- заданные геометрические параметры;
- простоту конструктивного исполнения, удобство сборки и обслуживания;
- простоту регулирования;
- надежность работы механизма, отсутствие заклинивания;
- надежность получения заданных углов установки лопаток РНА.

Управление при помощи качающегося рычага наиболее часто используется зарубежными производителями и некоторыми отечественными, в основном - военными. Это довольно простой механизм, позволяющий сократить геометрические размеры механизма, упростить расчет при проектировании механизма, но усложняется настройка готового механизма.

Часто используется схема с уголковым рычагом, что позволяет сделать конструкцию более компактной в малом объеме (АЛ-31Ф).

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОТЫ РНА

Условия работы кинематических узлов системы РНА могут меняться в процессе самой работы (температура, ускорения при эволюциях самолета и т.д.). Кинематический узел должен работать надежно и без заклинивания при любых условиях полета.

Техническими условиями на кинематический узел четко регламентируются временные параметры работы (например, время перекладки лопаток РНА при переходе с одного режима работы двигателя на другой).

В процессе проектирования и конструирования кинематических узлов необходимо добиться работоспособности кинематической схемы, рассчитать на прочность элементы кинематического узла, провести расчет изнашивания подшипников шарниров, рассчитать требуемое давление и геометрические параметры гидропривода, обеспечить для спроектированного кинематического узла выполнение заданных временных параметров, смоделировать возможные нештатные ситуации и нерасчетные режимы работы кинематического узла.

На основе предварительного расчета геометрии строится кинематическая модель системы РНА (рисунок 13.5) и проводятся различные исследования.

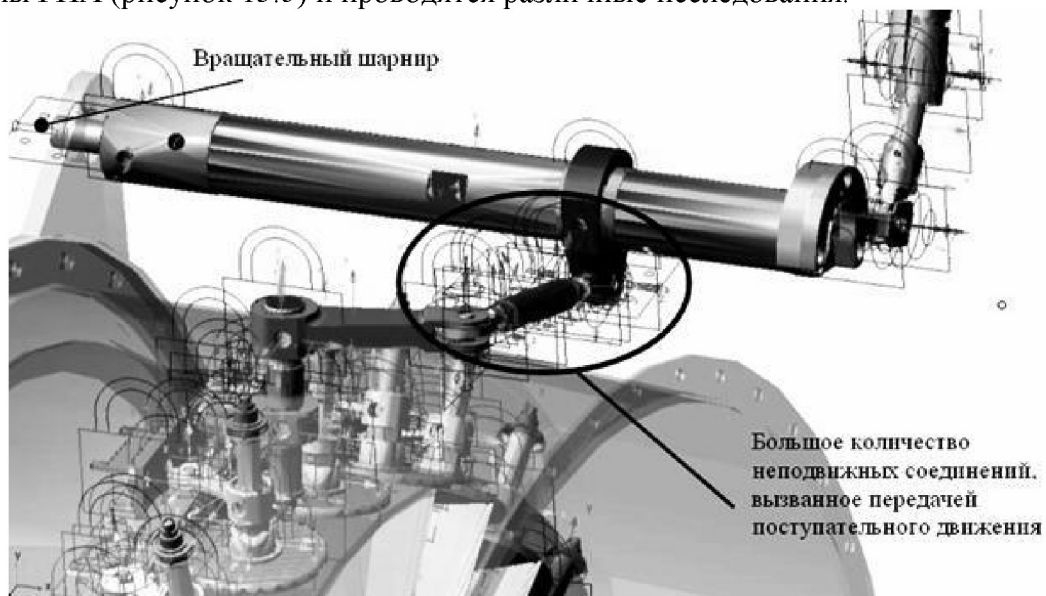


Рисунок 13.5 – Модель системы РНА в пакете ADAMS

Окончательно определяются геометрические параметры звеньев системы РНА и создается окончательная компоновка, которая затем уже реализуется в металле и проходит

стадию окончательной доводки. За счет создания виртуального стенда значительно сокращаются сроки доводки и материальные и трудовые затраты.

Данный комплекс моделей позволяет провести расчетные исследования:

- построить напорные кривые с помощью пакета CFX и определить погрешность выбора углов поворота лопаток РНА;
- исследовать возможность возникновения срывных явлений при обтекании пера лопатки одного из НА при отклонении угла поворота от выбранного значения на 5°;
- рассчитать на прочность элементы кинематической схемы с использованием программы ANSYS;
- провести расчет изнашивания подшипников шарниров;
- рассчитать требуемое давление и геометрические параметры гидропривода;
- рассчитать деформации звеньев системы РНА (рычаг, управляющее кольцо, элементы системы управления) с использованием программы ANSYS;
- оценить работоспособность узла при наличии деформаций;
- исследовать влияние зазоров и технологических отклонений изготовления элементов системы на точность углов поворота лопаток РНА в пакете ADAMS;
- обеспечить для спроектированного кинематического узла выполнение заданных временных параметров;
- смоделировать возможные нештатные ситуации (воздействие на элементы системы повышенной температуры, заклинивание в узле трения и т.п.) и нерасчетные режимы работы кинематического узла в пакете ADAMS;
- провести расчет динамического состояния узла.
- рассчитать параметры, необходимые для оценки надежности узла, и оценить ресурс узла;
- оптимизировать конструкцию деталей узла с целью минимизации уровня деформаций и повышения надежности.

14 Проектирование системы перепуска воздуха

В ГТД для обеспечения газодинамической устойчивости двигателя во всем диапазоне рабочих режимов широко используют перепуск воздуха из компрессора. Величина перепуска воздуха, как правило, находится в интервале от 10 до 15%. Для обеспечения такого расхода воздуха необходимо рассчитать проходные сечения системы перепуска.

Роль системы перепуска воздуха в обеспечении устойчивой работы компрессора

Перепуск воздуха используют на режимах запуска:

1. Для обеспечения розжига камеры сгорания.

Клапана перепуска для запуска, как правило, применяют в компрессоре высокого давления, так как именно он, в большинстве случаев, раскручивается турбостартером. Если компрессор «не обеспечивает» требуемый перепуск воздуха, то клапана перепуска устанавливают в камере сгорания (для малоразмерных двигателей).

2. Для снижения потребной мощности компрессора и облегчения раскрутки ротора. При открытии клапана перепуска воздуха линия рабочих режимов на характеристике компрессора ВД смещается вниз влево (рисунок 14.1), $\pi_{кВД}^*$ уменьшается, мощность $N_{кВД}$, потребная для привода компрессора ВД, снижается. В результате облегченный компрессор быстрее выходит на режим малого газа, после чего клапана перепуска закрывают.

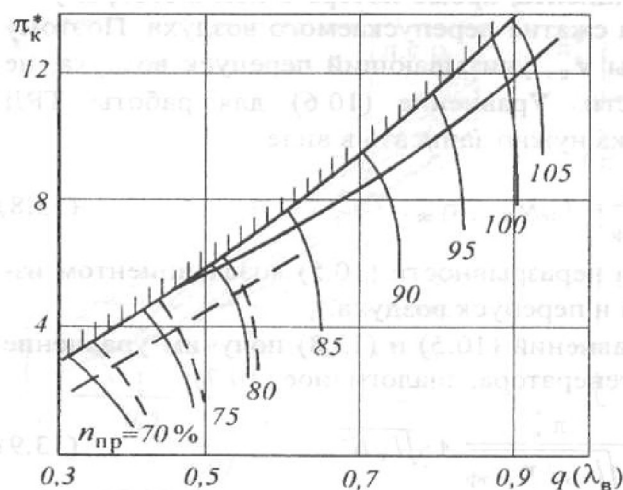


Рисунок 14.1 – Линия совместной работы на характеристике компрессора с перепуском воздуха из средних ступеней: без перепуска () и с перепуском (-----)

Перепуск воздуха помимо пусковых режимов используют также на низких, преимущественно нерабочих режимах, для обеспечения устойчивой работы компрессора. Повышение запасов устойчивой работы ΔK_y необходимо:

- при дросселировании двигателя;
- при возникновении входных неоднородностей (пульсации, окружные неоднородности по давлению и температуре);
- для исключения особенностей протекания рабочей линии относительно границы устойчивой работы.

Особенности протекания характеристик компрессора при дросселировании двигателя (в области пусковых режимов)

На дроссельных режимах с уменьшением расхода воздуха входные ступени нагружаются по углам атаки и по напору из-за снижения относительной осевой скорости. В результате КПД компрессора и запас его устойчивой работы уменьшаются, режим работы входных ступеней приближается к срыву (рисунок 14.2, а). На средней группе ступеней

угол атаки изменяется мало (рисунок 14.2, б). Выходные ступени при этом разгружаются по углам атаки из-за увеличения относительной осевой скорости (рисунок 14.2, в). В результате КПД компрессора и запас устойчивой работы уменьшаются.

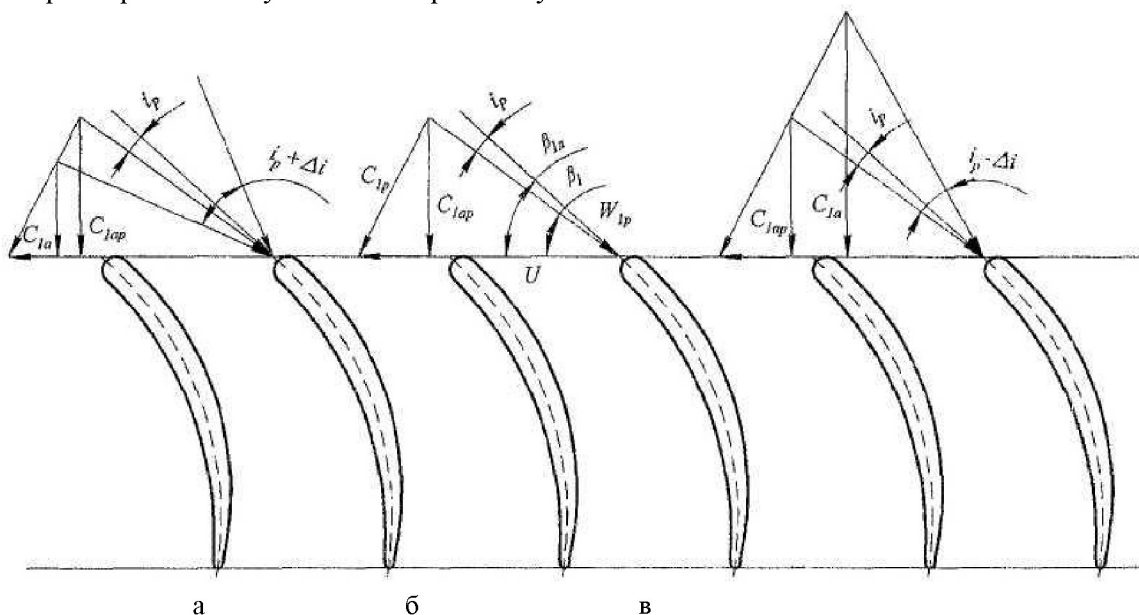


Рисунок 14.2 - Изменение атаки на лопатках рабочего колеса на нерасчетном режиме (уменьшение расхода воздуха): а – входная группа ступеней; б – средняя группа ступеней; в – выходная группа ступеней

При открытии клапанов перепуска расход воздуха через группу входных ступеней возрастает, увеличивается коэффициент расхода, углы атаки уменьшаются, входные ступени разгружаются. В результате КПД компрессора и запас устойчивой работы возрастают. На средней группе ступеней угол атаки изменяется мало. Расход воздуха через группу выходных ступеней уменьшается, при этом объемные расходы выходных ступеней уменьшаются, тем самым уменьшаются коэффициенты расходов в них. В результате восстанавливается расчетная нагрузка выходных ступеней, КПД компрессора и запас устойчивой работы возрастают.

Затрата дополнительной работы на сжатие воздуха, выпускаемого через систему перепуска, приводит к необходимости увеличения подачи топлива в двигателе для поддержания частоты вращения ротора, и при этом, соответственно, увеличится температура газа перед турбиной, что приведет к увеличению удельного расхода топлива. Таким образом, организация перепуска воздуха обеспечивает устойчивую работу двигателя на малых частотах вращения, повышает КПД компрессора, но снижает эффективность двигателя.

Анализ работы выполняемых конструкций систем перепуска разных типов двигателей

На практике в газотурбинной тематике было установлено, что для обеспечения требуемых запасов газодинамической устойчивости является достаточным перепуск 10...15% воздуха.

Схема отбора воздуха имеет разные конструктивные решения.

1. Отбор воздуха между лопатками направляющего аппарата (рисунок 14.3). Это самый простой вид отбора, но так как давление на корытце лопатки выше, чем на спинке, то происходит перетекание воздуха с корытца на спинку, что ведет к снижению КПД компрессора. Этот тип отбора выполнен на двигателях НК-8-2У (ТУ-154Б), НК-8-2-4 (ИЛ-62).

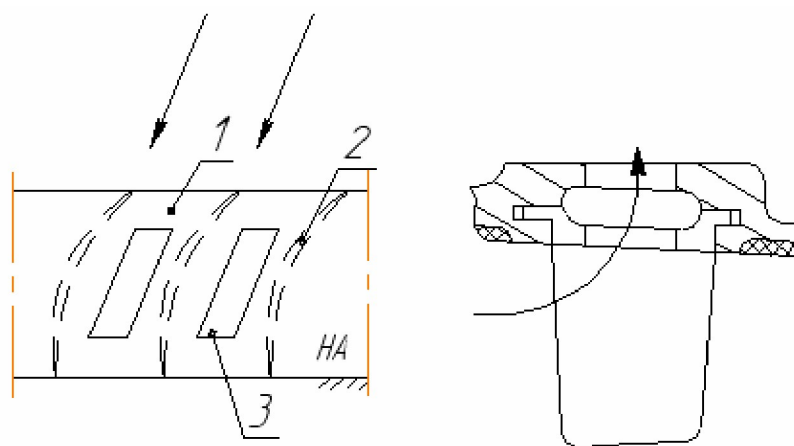


Рисунок 14.3 – Схема выполнения отбора воздуха между НА:
 1 – вид сверху (снаружи) на направляющий аппарат; 2 – лопатки НА;
 3 – окна перепуска

2. Отбор воздуха за рабочим колесом (рисунок 14.4). Воздух входит в отверстия отбора с поворотом на 90° , при этом натекание происходит с большой закруткой c_{2u} и с большими скоростями λ_2 , эффективная площадь проходного сечения отверстия отбора уменьшается. Все это приводит значительным потерям на удар и эффективность перепуска падает. Если перепуск воздуха осуществляют через кольцевую щель, то поток в ресивер попадет с большой скоростью c_{2u} и вращением, что приводит к большим потерям на втекание. Этот тип отбора выполнен на двигателе НК-36СТ (компрессор среднего давления).

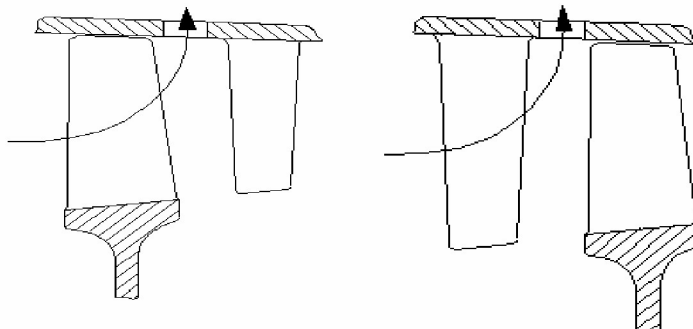


Рисунок 14.4 – Схемы выполнения отбора воздуха за и перед рабочим колесом

3. Отбор воздуха перед рабочим колесом (рисунок 2. 4). При такой схеме отбора скорости натекания потока меньше, меньше и угол натекания, а, значит, и потери, связанные с поворотом потока, тоже меньше. Но, к сожалению, перестроение потока перед кромкой рабочего колеса приводит к увеличению угла атаки на периферии, что может привести к отрывам потока в колесе и снижению эффективности. Также могут возникнуть условия возбуждения лопаток, что приводит к росту вибрационных напряжений. С целью устранения данных дефектов осевые зазоры несколько увеличивают.

Перепуск воздуха из компрессора двигателя осуществляют через специальный клапан (клапан перепуска). В управлении клапанами перепуска участвует система автоматического регулирования двигателя. Для обеспечения надёжной работы перепуска необходим регулятор, который должен в зависимости от частоты вращения ротора $n_{ВД}$ и температуры $T_{ВД}$ находить значение $n_{ВДпр}$ и изменять расход воздуха через клапаны путём изменения рабочего давления управляющего механизма. Регулятор может иметь обратную связь в виде, например, измерителя расхода воздуха.

Устройства для перепуска воздуха выполняют в виде стальной ленты, закрывающей окна в корпусе компрессора, тарельчато-грибкового клапана и лепесткового клапана. Отметим, что в

некоторых случаях применяют не один, а несколько рядов окон перепуска, расположенных в различных сечениях компрессора.

Тарельчато-грибковые клапаны имеют большой ресурс, но они громоздки и тяжелые.

Для обеспечения работы ленты перепуска используется поршень и зубчатый сектор. При перемещении поршня и зубчатых колес происходит открытие или закрытие окон перепуска лентой.

Лепестковые клапаны компактные, легкие, не требуют ресивера больших размеров, но имеют малый ресурс. Это приводит к поломкам при вибрациях, стиранию поверхности кулачка, износу и выходу из строя ролика.

Гидравлический расчет магистрали перепуска

Различают два вида потерь полного давления (гидравлического сопротивления) в сети трубопровода:

- потери на трение (сопротивление трения) $\Delta p_{тр}$;
- местные потери (местное сопротивление) $\Delta p_{м}$.

Оба вида потерь суммируют:

$$\Delta p_{сумм} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м}.$$

В гидравлических расчетах оперируют безразмерным коэффициентом гидравлического сопротивления, весьма удобным тем, что в динамически подобных потоках, при которых соблюдаются геометрическое подобие участков и равенство чисел Рейнольдса Re (и других критериев подобия, если они существенны), он имеет одно и то же значение независимо от рода газа, а также от скорости потока и размеров рассчитываемых участков.

Коэффициент гидравлического сопротивления представляет собой отношение потерянной полной энергии (мощности) $\Delta N_{общ}$ на данном участке к кинетической энергии (в единицу времени) в принятом сечении F :

$$\xi = \Delta N_{общ} : \frac{\rho F \omega^3}{2} = \Delta N_{общ} : \frac{G \omega^2}{2},$$

или при неизменной плотности отношение потерянного полного давления $\Delta N_{общ}$ к скоростному давлению в принятом сечении F :

$$\xi = \Delta p_{общ} : \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

Суммарное гидравлическое сопротивление какого-либо элемента сети

$$\Delta p_{сумм} = \xi_{сумм} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}.$$

В соответствии с принятым условно принципом наложения имеем:

$$\xi_{сумм} = \xi_{м} + \xi_{тр},$$

где $\xi_{тр} = \Delta p_{тр} : \frac{\rho_p \omega_p^2}{2}$ - коэффициент сопротивления трения данного элемента канала;

$\xi_{м} = \Delta p_{м} : \frac{\rho_p \omega_p^2}{2}$ - коэффициент местного сопротивления данного элемента канала;

ω_p - средняя скорость потока в сечении F при рабочих условиях, м/с;

ρ_p — плотность рабочего газа, кг/м³;

F — принятая площадь сечения рассчитываемого элемента канала, м².

Принцип наложения потерь в случае расчета магистрали перепуска осуществляется сложением абсолютных значений гидравлического сопротивления отдельных элементов сети

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i.$$

Определение потерь давления на каждом участке. На рисунке 14.5 представлены две схемы течения воздуха: через лепестковый клапан и через тарельчато-грибковый клапан.

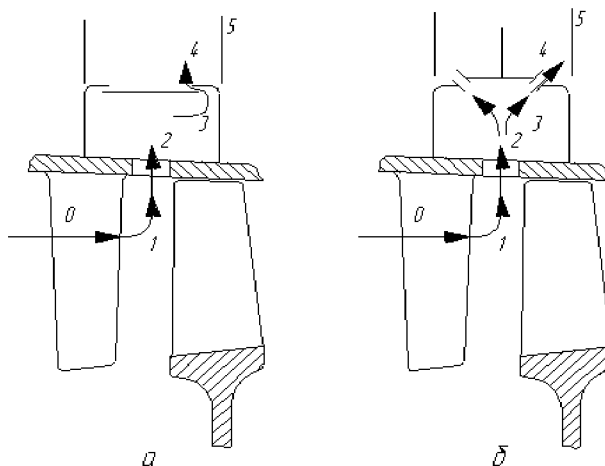


Рисунок 14.5 – Схема перепуска воздуха:
а – через лепестковый клапан; б – через тарельчато – грибковый клапан

Рабочее тело при перепуске воздуха проходит несколько участков:

- 0-1 – вход потока в отверстие перепуска;
- 1-2 – проход потока через отверстие перепуска с выходом в ресивер;
- 2-3 – движение потока в ресивере;
- 3-4 – проход потока через клапан;
- 4-5 – выходной канал.

Необходимо определить коэффициенты гидравлического сопротивления для каждого участка.

На основании данных газодинамического расчёта компрессора и предварительной конструкции системы перепуска воздуха необходимо провести расчёт потребных площадей основных элементов клапана перепуска воздуха.

Считаем, что перепуск состоит из трёх основных элементов: отбора воздуха из сечения компрессора, ресивера и непосредственно клапанов перепуска.

- 1) Задание исходных данных.
- 2) Расчет потерь давления при входе потока в отверстие перепуска.
- 3) Расчет потерь давления при прохождении потока через отверстие перепуска с выходом в ресивер.
- 4) Расчет потерь давления при движении потока в ресивере.
- 5) Расчет потерь давления при прохождении потока через клапан перепуска.

Полученное значение давления должно быть равно противодействию места сброса перепуска воздуха. Это может быть наружный контур двигателя, срез сопла или атмосфера. Если полученное давление не соответствует противодействию, то необходимо провести последующие итерационные расчеты с уточнением геометрии каналов. Если конструктивно они не могут быть реализованы, то необходимо изменить величину расхода воздуха на перепуск с сохранением выбранных площадей.

Методика проектирования системы перепуска воздуха газотурбинного двигателя

1. Формирование исходных данных.

2. Оценка запаса и достижение заданной газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y .

Если $\Delta K_y < 15\%$, то увеличивается расход воздуха на перепуск и расчет повторяется.

3. Проектирование системы перепуска воздуха.

Создание предварительной компоновки системы перепуска.

Расчет потребных проходных сечений системы отбора, ресивера, клапана.

Гидравлический расчет магистрали перепуска. Уточнение площадей всех участков магистрали по результатам гидравлического расчета.

4. Проектирование системы управления перепуском воздуха.

Выбрать и обосновать закон управления перепуском. Выбрать источник энергии: масло, топливо, воздух или электроэнергия.

Составить блок-схему системы управления перепуском воздуха.

Провести проектирование клапана перепуска воздуха: расчет площадей с учетом гидравлического сопротивления, выбор характеристики пружин, расчет нагрузок на элементы и прочностные расчеты.

15 Системы отбора воздуха из компрессора

Под системой внутреннего воздушноснабжения (СВВ) будем понимать совокупность воздушных потоков, использующих рабочее тело для обеспечения функционирования двигателя и всего ЛА (ЭУ), которое отбирается из проточной части АД и ЭУ и непосредственно не используется при создании тяги (мощности).

СВВ состоит из подсистем, каждая из которых выполняет свою собственную функцию. Все подсистемы взаимосвязаны либо напрямую, либо косвенно через газоздушный тракт двигателя и стенки, передающие тепловой поток от одной системы к другой. Поэтому расчет всех подсистем целесообразно проводить в составе системы внутреннего воздушноснабжения в целом.

Отбираемый воздух из-за различных ступеней компрессора выполняет разнообразные функции:

- охлаждение;
- наддув уплотнений масляных полостей и охлаждение опор;
- разгрузка радиально-упорных подшипников от осевой составляющей силы;
- герметизация турбины НД;
- система управления радиальными зазорами в турбокомпрессоре;
- противообледенительная система двигателя;
- самолетные нужды.

Охлаждение деталей горячей части двигателя

Уровень совершенства двигателя прямопропорционален температуре газа перед турбиной. С повышением T_{Γ}^* температура элементов как турбины, так и компрессора также увеличиваются. Высокие температуры деталей двигателя значительно снижают способность восприимчивости механической нагрузки и, следовательно, ресурс детали.

Различают следующие способы охлаждения лопаток:

- конвективное охлаждение;
- конвективно-пленочное охлаждение;
- пористое охлаждение.

Способы конвективного охлаждения:

- Оребрение стенок канала;
- Столбики- турбулизаторы;
- Лунки на поверхности канала;
- Струйный обдув;
- Вихревая матрица.

Предварительное охлаждение воздуха.

Охлаждение лопаток первой ступени турбины ВД чаще всего происходит воздухом, отбираемым из-за компрессора ВД. Температура сжатого воздуха напрямую зависит от суммарной степени повышения давления и на современных двигателях достигает существенной величины. Для снижения температуры охладителя, а следовательно и его требуемого расхода на двигателях используют следующие приемы:

- Предварительная закрутка охлаждающего воздуха;
- Использование теплообменников.

Предварительная закрутка охлаждающего воздуха.

Использование подкручивающей решетки позволяет снизить температуру воздуха на 60...90К, определить которое можно по следующей формуле:

$$\Delta T_p = T_c^* - T_w^* = \frac{2U \cdot C \cdot \cos \alpha - U^2}{2R \cdot k \cdot (k - 1)^{-1}},$$

где C , W – скорости воздуха в абсолютном и относительном движении;

α - угол выхода потока из подкручивающей решетки.

Центробежные силы способствуют подогреву воздуха, которое может достигать величины до 70 К. Предварительная закрутка в направлении вращения позволяет избежать этого повышения.

Суммарное снижение температуры воздуха при использовании подкручивающей решетки по сравнению со схемой без нее составляет

$$\Delta T_{\text{сум}} = \Delta T_{\text{ц.с.}} + \Delta T_p = 90 \dots 160 \text{ K}$$

Оптимальное расположение радиуса подкручивающей решетки зависит от решения конструктора: если основной задачей является минимальная температура охладителя, то предпочтительно расположение на более высоком радиусе; если же целью является поддержание давления на выходе с минимально возможными утечками воздуха, то предпочтительно расположение на более низком радиусе.

Для уменьшения температуры воздуха поступающего на охлаждение рабочих лопаток первой ступени турбины ВД на двигателе НК-93 подкручивающая решетка расположена на периферии, а проблема повышенных утечек через лабиринтные уплотнения решена путем использования неизбежных утечек закомпрессорного воздуха (рисунок 15.1).

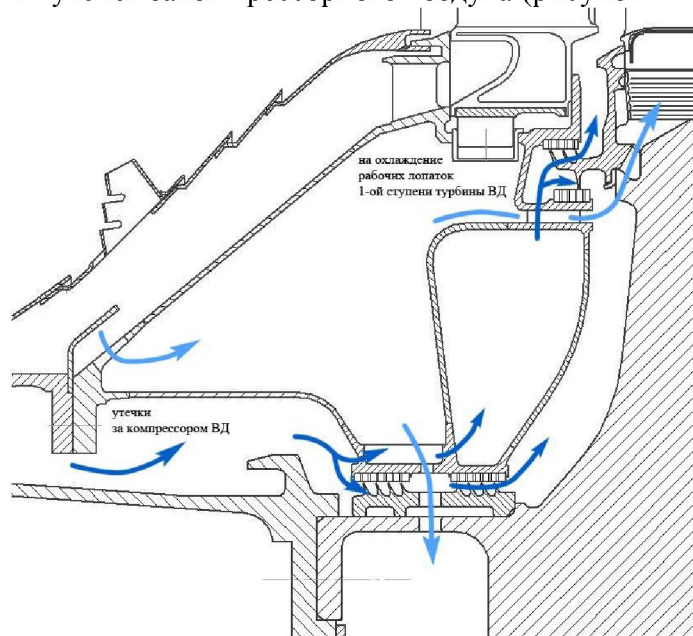


Рисунок 15.1 – Схема подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам первой ступени турбины ВД двигателя НК-93

Использование теплообменников.

Теплообменник снижает температуру охладителя воздухом наружного контура. Несмотря на загромождение второго контура и увеличение массы, установка теплообменника позволяет уменьшить удельный расход топлива. Снижение температуры воздуха в теплообменнике для двигателя Ал-31Ф составляет 150⁰С на земле и 220⁰С в полете.

Охлаждение дисков турбины.

Охлаждение дисков турбин преследует следующие задачи:

- 1) Уменьшение подвода тепла из проточной части к ободу диска для обеспечения необходимого коэффициента запаса прочности;
- 2) Уменьшение неравномерности температурного поля диска.

Первую задачу можно решить путем продувки воздуха через зазоры в замках лопаток (рисунок 15.2).

Подвод воздуха к диску можно разделить на следующие схемы:

- Радиальный обдув боковой поверхности;

- Струйный обдув боковой поверхности;
- Струйно-радиальный обдув боковой поверхности;
- Продувка воздухом между диском и дефлектором.

Дефлектор может быть установлен как с одной стороны, так и с обеих (рисунок 2). Так же различают вращающиеся дефлекторы и неподвижные.

Частичное отключение воздуха.

Площади каналов прохода охлаждающего воздуха проектируются для максимального высокотемпературного режима работы двигателя, именно там где требуется наибольший расход охладителя. Наиболее продолжительным является режим крейсерского полета, где температура газов перед турбиной существенно меньше и, следовательно, потребный расход воздуха для охлаждения лопаток турбин так же ниже. Для повышения топливной эффективности на некоторых двигателях применяют частичное отключение охлаждающего воздуха.

Примером может служить двигатель НК-56 (рисунок 15.2), где частичное отключение охлаждающего воздуха применяется при охлаждении сопловых аппаратов и лопаток рабочего колеса первой ступени.

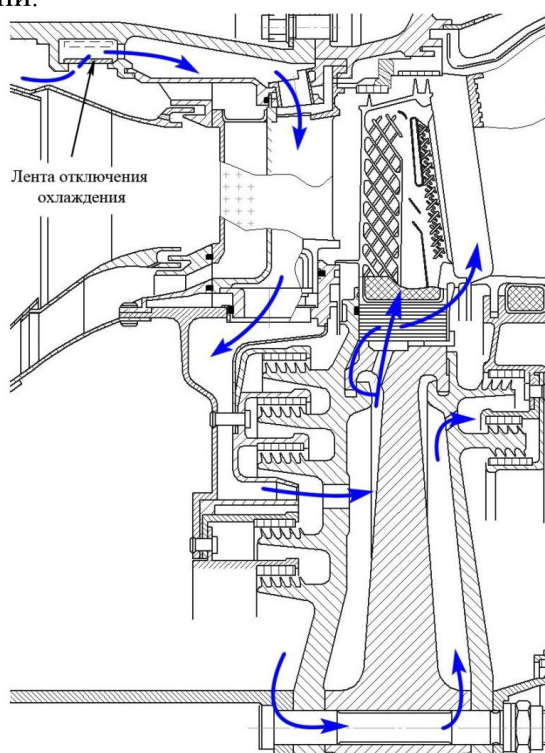


Рисунок 15.2 – Охлаждение СА и РК первой ступени турбины ВД ТРДД НК-56

Наддув уплотнений масляных полостей и охлаждение опор

Работоспособность опоры зависит, прежде всего, от параметров сред, окружающих и находящихся внутри масляной полости.

Величина давления воздуха, предназначенного для наддува уплотнений, должна находиться в определенном диапазоне. Нижняя граница устанавливается требованием гарантированной герметизации масляных полостей на всех режимах работы двигателя. Верхняя граница ограничивает повышенные значения расхода воздуха, поступающего в масляную полость, что в свою очередь может привести к недопустимому повышению давления в системе суфлирования, интенсивному насыщению масла водяными парами, вспениванию, окислению масла и т.д.

Температура воздуха, поступающего в масляную полость не должна превышать предельно-допустимое значение по характеристикам термоокислительной стабильности масла. Температуру стенок, омываемых маслом, по тем же причинам ограничивают до 240-300°С.

Различают 3 типа схем наддува уплотнений масляных полостей и охлаждения опор ГТД.

Тип 1: Наддув уплотнений воздухом из полости двигателя, в которой расположена опора

Данная схема позволяет надуть уплотнения опор, находящихся в относительно холодной зоне, но имеющих давление достаточное для герметизации масляных полостей при используемом типе уплотнений на всех режимах работы двигателя. Главным преимуществом такой схемы является отсутствие необходимости в трубопроводных коммуникациях, обеспечивающих подвод воздуха.

Примеры: средняя опора ТРДД Д-30КУ, средняя опора ТРДД НК-86 и др.

Ниже представлены некоторые мероприятия, позволяющие реализовать данную схему в случаях, когда параметры воздуха в окружающей опору полости являются недопустимыми.

Опора, расположенная под камерой сгорания двигателя НК-12 наддувается воздухом из-за компрессора. Это было возможно осуществить благодаря относительно низким значениям температуры воздуха. Но давление воздуха, поступающего в масляную полость, превышало допустимое значение. Уменьшение давления было осуществлено суфлированием предмасляной полости, которая является также полостью разгрузки РУП. Данное решение не является привлекательным для современных двигателей из-за выброса «дорогого» воздуха в атмосферу.

На сверхзвуковых режимах работы двигателя НК-25 за компрессором СД достигается существенное значение температуры воздуха, а рядом расположенные со средней опорой компрессора (рисунок 15.3) вращающиеся диски интенсифицируют процесс теплоотдачи от воздуха к стенкам масляной полости. В этом случае уменьшение переноса тепла от воздуха к стенкам было достигнуто установкой теплозащитных кожухов из листового материала.

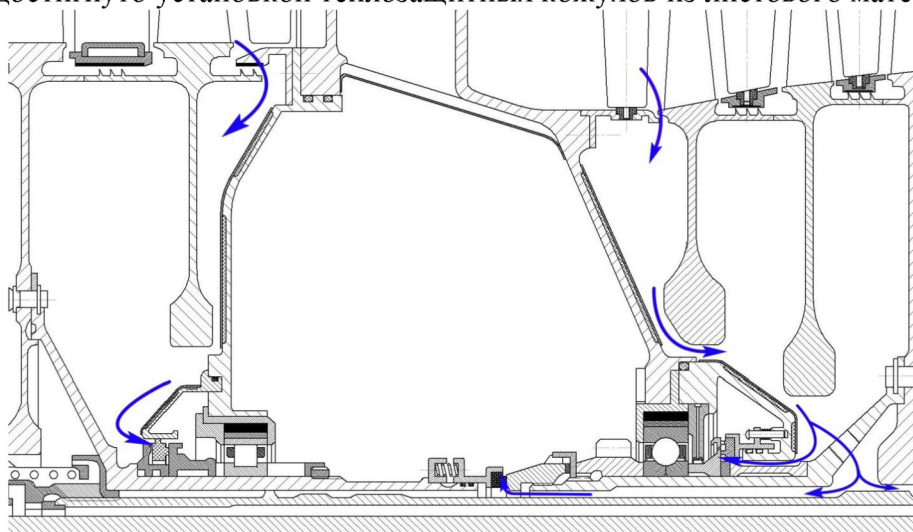


Рисунок 15.3 – Наддув уплотнений масляной полости средней опоры компрессора двигателя НК-25

Тип 2: Подвод воздуха в предмасляную полость с необходимыми параметрами для наддува уплотнений и охлаждения опор

Воздух для наддува уплотнений и охлаждения опор с необходимыми параметрами отбирается от соответствующей ступени компрессора. Схема типа 2 может использоваться, как для «холодных», так и для «горячих» опор при условии, что давление в предмасляной полости обеспечивается больше давления в масляной полости и полостях граничащих с полостью наддува. Изменение параметров воздуха возможно путем его дросселирования, охлаждения, а так же переключением ступеней.

На двигателе GE90 (рисунок 15.4) реализован вариант такой схемы на наддуве уплотнений масляной полости передней опоры.

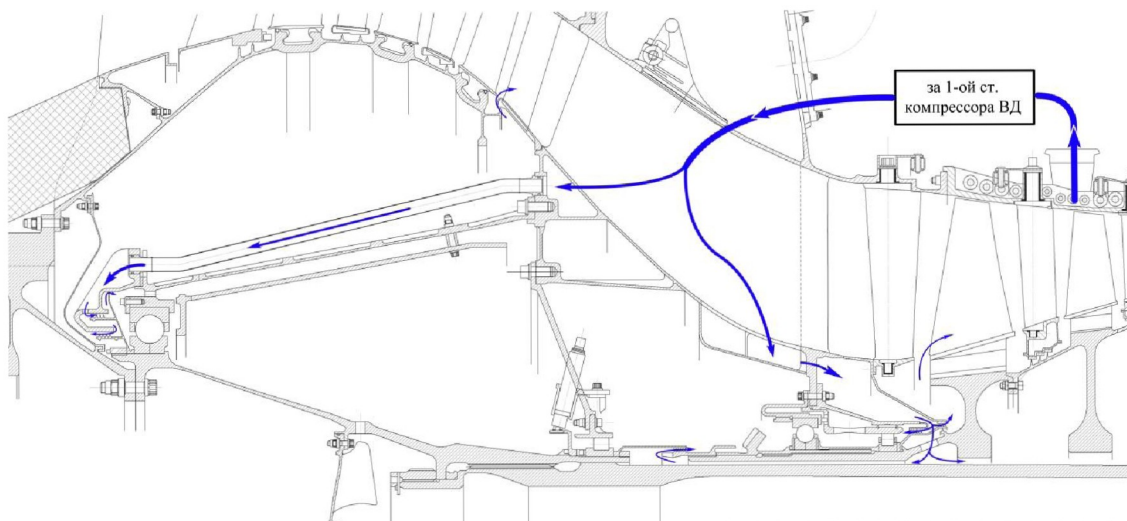


Рисунок 15.4 – Наддув уплотнений масляной полости передней опоры двигателя GE90

Переключение ступеней отбора воздуха для наддува уплотнений было реализовано на ТРДДФ АЛ-31Ф. В зависимости от режима работы двигателя клапан переключает отборы из-за второго контура (в районе 5-ой ступени компрессора ВД) и из-за 7-ой ступени компрессора ВД.

Тип 3: Подвод воздуха в предмасляную полость с необходимыми параметрами (давление, температура) и организация буферной полости между предмасляной полостью и полости двигателя

Схема 3-го типа аналогична по способу подвода воздуха схеме 2-го типа, за одним исключением – между предмасляной полостью (полостью наддува) и граничащей с ней полостью двигателя организована буферная полость. В этой полости, которую еще называют дренажной, создается пониженное давление путем ее сообщения с атмосферой, наружным контуром или же местом в тракте двигателя с относительно низким давлением (за турбиной низкого давления). Данная схема применяется в тех случаях, когда давление воздуха подводимого для наддува уплотнений меньше давления в граничащей полости двигателя, а подвод воздуха более высокого давления неосуществим из-за повышенных температур.

Примером применения такой схемы является наддув уплотнений опор турбин двигателя GE90 воздухом, отбираемым за первой ступенью компрессора ВД. Для избегания попадания в предмасляную полость воздуха, подводимого для охлаждения и герметизации турбины, была организована буферная полость. Воздух от трех систем (наддува уплотнений масляных полостей опоры, герметизации и охлаждения турбины НД и системы разгрузки РУП) через лабиринтные уплотнения просачивается в данную полость и сбрасывается за турбину НД. Таким образом, было уменьшено до минимума взаимное влияние рассматриваемых систем друг на друга.

Разгрузка РУП

Разность осевых сил, действующих на компрессор и турбину, воспринимается РУП. Нагрузка, действующая на радиально-упорный подшипник, должна быть в пределах 5-30кН. Одним из путей по ее уменьшению является введение разгрузочных полостей, ограниченных уплотнениями. Разгрузочные полости могут разделяться по следующим особенностям:

- Расположение полости разгрузки:
 - в компрессоре;
 - в турбине.
- Способы создания требуемого давления в полости разгрузки:
 - подвод воздуха в полость;

– суфлирование воздуха из полости.

Примером расположения разгрузочной полости за компрессором ВД является двигатель Р11Ф2-300. Для создания осевого усилия уменьшающего нагрузку на РУП, воздух из полости стравливается в атмосферу.

ТРДД GE90 является примером расположения разгрузочной полости за турбиной НД, в которую надувается воздух из-за четвертой ступени компрессора ВД.

Нагрузку, действующую на РУП, не уменьшают до нуля. Причиной этого является возможность возникновения отрицательного направления вектора усилия на подшипник. Это значительно уменьшает его ресурс и усложняет крепление в опоре.

Герметизация и охлаждение турбины НД

Турбина НД практически не требует охлаждения. Наиболее важной задачей является ее герметизация от утечек газа во внутренние полости двигателя. Для этих целей используется воздух различного давления. По способу его подвода используются следующие схемы:

- Использования воздуха от системы охлаждения ТВД;
- Подвод воздуха от соответствующей ступени компрессора;
- Использование утечек от других систем.

Схема использования воздуха от системы охлаждения турбины с подходящим давлением и подвод воздуха от соответствующей ступени компрессора применяются чаще всего для герметизации полостей перед турбиной НД, где газ имеет большее давление. Герметизация полости за турбиной НД обычно осуществляется воздухом утечек от других систем (системы наддува уплотнений, системы охлаждения турбины НД и др.).

Подвод воздуха, отобранного перед компрессором ВД, для герметизации и охлаждения турбины НД двигателя НК-93 показан на рисунке 15.5.

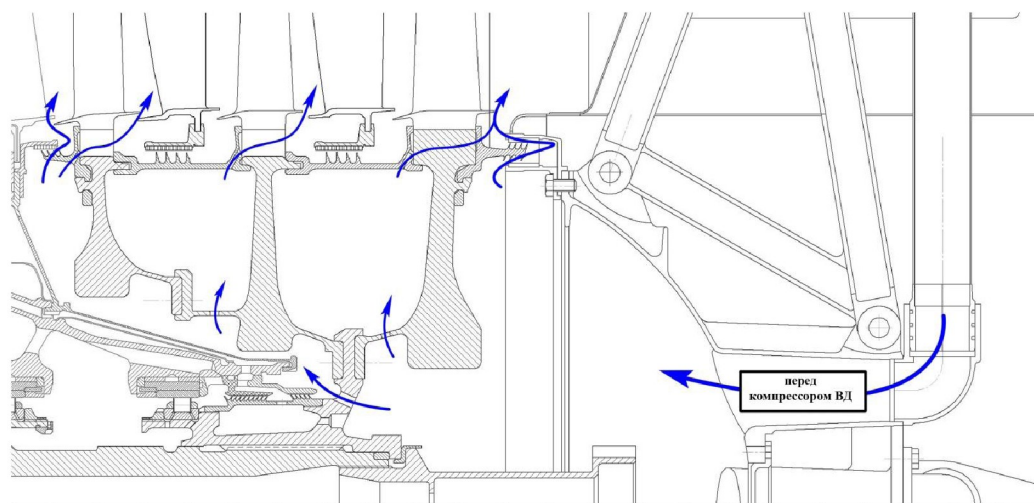


Рисунок 15.5 – Система герметизации и охлаждения турбины НД ТВВД НК-93

Система управления радиальными зазорами

На КПД компрессора и турбины весьма существенное влияние оказывают значения радиальных зазоров между элементами ротора и статора. Зазоры назначают таким образом, чтобы исключить соприкосновение неподвижных и подвижных деталей ГТД и уменьшить до минимума врезание гребешков уплотнений в срабатываемые покрытия. При работе на крейсерском режиме турбокомпрессор имеет не оптимальные величины радиальных зазоров, поэтому проблема минимизации зазоров на этом режиме является актуальной. Также при останове двигателя существует проблема исключения «посадки» статора на ротор.

Из системы управления радиальными зазорами можно выделить следующие виды:

- Системы воздействия на статор.

Большинство двигателей, имеющих системы управления радиальными зазорами, применяют системы, воздействующие на температурное состояние статорных деталей путем управлением количеством воздуха, используемого для их обдува. Такие системы нашли свое применение в компрессоре ВД (ТРДД ПС-90 и др.), турбине ВД (ТРДД GE90, ТРДД ПС-90 и др.), но наибольшие успехи достигнуты в турбинах низкого давления (ТРДД GE90, ТРДД ПС-90, CFM-56 и др.)

- Системы воздействия на ротор.

Расчетный анализ конструкций компрессоров показывает, что принудительный обдув полотен дисков малым расходом воздуха ($\leq 2\%$) позволяет существенно сблизить темпы прогрева ротора и статора. На серийных двигателях CF6-80 и PW4000 реализован способ обдува дисков роторов воздухом.

Способы управления:

- активные системы управления радиальными зазорами;
- пассивные системы управления радиальными зазорами.

Законы управления:

- двухпозиционный;
- управления расходом воздуха по заранее установленной модели;
- использование системы обратной связи.

ПОС двигателя

Для предотвращения обледенения кока, входного направляющего аппарата и приемников температур и давления отбирается воздух от промежуточных ступеней или за компрессором ВД.

Двигатели, имеющие ВНА, требуют его обогрева на высотных режимах работы для защиты от обледенения. «Горячий» воздух, проходящий через пустотелые ВНА далее обычно используется для обогрева кока. Примерами такого исполнения могут служить двигатели SPEY25, Д-30КУ, АЛ-31Ф, НК-86 и др.

Для обогрева кока двигателей, которые не имеют ВНА из-за требования соблюдения уровня шума, воздух проходит через внутренние полости двигателя (Д-36, ПС-90 и др.).

На некоторых двигателях (АЛ-31Ф, ПС-90 и др.) присутствует переключение ступеней отбора воздуха для нужд ПОС в зависимости от режима работы.

Самолетные нужды

Воздух для нужд самолета подводится обычно для наддува кабины самолета, противообледенительной системы самолета и др.

16 Расчет воздушной системы и изменения радиальных зазоров

Алгоритм, представленный на рисунке 16.1, позволяет определить значения параметров рабочего тела по каналам воздушной системы с учётом теплообмена воздуха с элементами двигателя и величин рабочих радиальных зазоров уплотнений. Представленный алгоритм является упрощённым, поскольку он не включает итерационные циклы, связанные с уточнением значений параметров рабочего тела в тракте из термодинамического и газодинамического расчётов. Поэтому данный расчёт имеет только 2 цикла итераций. Первый цикл связан с уточнением температур стенок каналов, а второй с уточнением величин радиальных зазоров лабиринтных уплотнений.

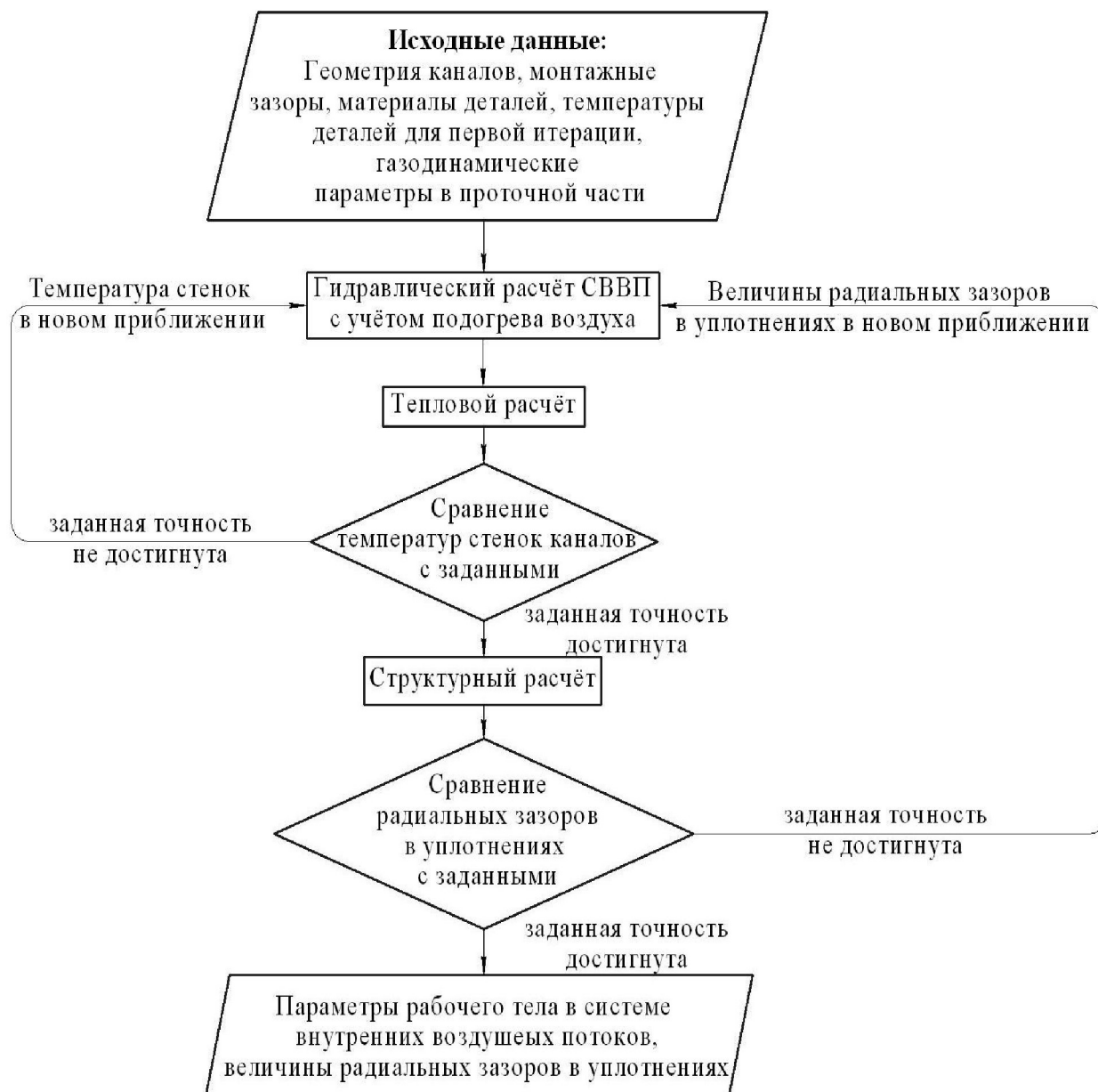


Рисунок 16.1 – Алгоритм расчёта системы внутренних воздушных потоков

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ

Для проведения гидравлического расчёта необходимо на первом этапе изучить воздушную систему и построить по ней граф, ветви которого соответствуют воздушным каналам, а узлы местам соединения каналов в единую систему (рисунок 16.2).

Программа расчета систем охлаждения газовых турбин, разработанная в Харьковском политехническом институте (ХПИ), служит для решения обозначенной выше задачи. Метод расчета, реализованный в ХПИ, основан на представлении системы в виде графа, из которого выделяются базисные хорды и строится минимальное дерево.

Математическая модель описывается соотношениями, вытекающими из законов Кирхгофа, и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа.

$$\begin{aligned} Ax &= Q, \\ Bh &= 0, \\ h + H &= SXx, \end{aligned}$$

где A – матрица соединений для линейно-независимых узлов; x – вектор расходов на ветвях графа; Q – вектор расходов в узлах; B – матрица контуров; y – вектор-столбец напоров на ветвях графа; H – вектор активных напоров; S – диагональная матрица, составленная из величин гидравлических сопротивлений; X – диагональная матрица, составленная из величин расходов.

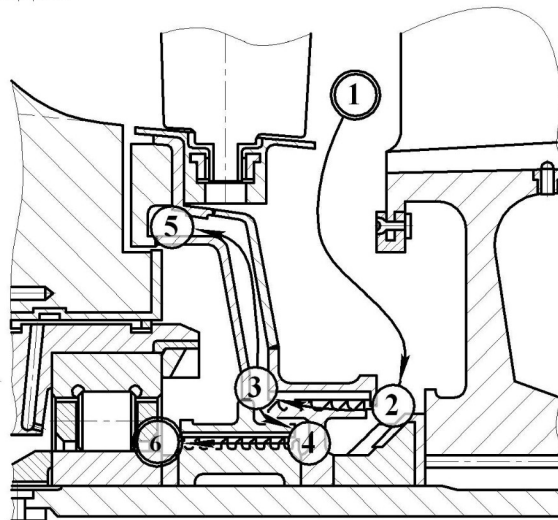


Рисунок 16.2 – Одномерное представление системы наддува уплотнения масляной полости

В результате ряда преобразований получается система уравнений относительно приращений расходов на хордах графа.

$$M^{(N)} \cdot \Delta x_X^{(N+1)} = \Delta h_X^{(N)},$$

где $M^{(N)} = 2BSX^{(N)}B^T$ – матрица Максвелла, симметричная и положительно определённая, размером $K \times K$ с диагональными элементами $\sum 2S_i |x_i|^{(N)}$; $\Delta h_X^{(N)}$ – вектор невязок напоров по контурам; $\Delta x_X^{(N+1)}$ – приращения расходов на хордах.

Количество уравнений равно числу линейно независимых контуров, благодаря чему существенно сокращается время расчёта. Расчёт выполняется методом последовательных приближений с учетом подогрева воздуха в каналах системы.

В работе программа ХПИ использует два основных компонента:

– GeneralWindow.exe — GUI-модуль программы, используется для создания файла конфигурации решателя name.ini;

коэффициенты гидравлического сопротивления с учетом зависимости физических параметров воздуха по тракту системы охлаждения, расход воздуха по каналам с учетом влияния его подогрева.

Следует отметить, что не всегда существует возможность точно определить значение параметра. На практике такие величины, на первом этапе, выбирают по усмотрению инженера-расчетчика и далее проводят верификацию на основе экспериментальных данных.

Задание режима работы двигателя и граничных условий системы

В таблице перечислены свободные узлы системы, в которых известны газодинамические параметры (давление и температура). Давления в узлах задаются в кг/см², температуры — в °С. В зависимости от конфигурации отбора или сброса воздуха, в качестве граничного давления может указываться статическое или полное давление. В качестве всех температур задаются полные температуры. В нижней части таблицы указываются обороты роторов в об/мин.

Задание температуры стенок каналов

Последняя вкладка определяет подогрев потока в элементах системы. Для его задания необходимо указать среднюю температуру стенок каналов. Как правило, на этапе проектирования системы эти значения не известны. Поэтому задача должна решаться методом последовательных приближений. В первом приближении температуры задаются по данным прототипа или из опыта проектирования систем охлаждения. Для поверочных расчетов обычно одного приближения по температурам стенок каналов бывает достаточно. Если же целью расчета является точное определение параметров потока в цепи системы воздухообеспечения, то число итераций должно быть увеличено.

Создание файла компонентов

Для автоматического создания файла-макроса с тепловыми нагрузками для ANSYS необходимо создать текстовый файл. В данном файле необходимо ввести список названий компонентов модели в ANSYS. Каждое название должно соответствовать строке канала. Ветвям, тепловая нагрузка от которых в дальнейшем не прикладывается к компонентам ANSYS, задавать имена не обязательно.

Результаты расчета СВВ

После задания всех исходных данных и выполнения решения программа создает файл результатов расчета. Этот файл имеет текстовый формат с разделителями-запятые (как и входные файлы программы) и расширение, как правило, *.csv. В первой таблице файла содержатся рассчитанные геометрические параметры элементов системы. В дальнейших расчетах они не участвуют и несут сугубо информативную нагрузку. Во второй таблице файла результатов содержится информация непосредственно о поведении воздушных потоков в элементах системы.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ

Как и любой расчет в конечно-элементных системах, весь процесс расчета можно условно поделить на несколько основных этапов:

- определение области рассматриваемой задачи (структурный расчет, тепловой расчет, расчет собственных форм колебаний, анализ гармонического отклика системы и другие);
- выбор типа расчета (стационарный, нестационарный);
- выбор типа конечных элементов;
- создание конечно-элементной сетки;
- создание моделей материалов;
- определение граничных условий и приложение нагрузок;

- непосредственно решение задачи;
- анализ результатов, принятие решения о выполнении поставленной задачи.

Большинство из указанных этапов требуют индивидуального рассмотрения в зависимости от типа расчета, но некоторые из них (в частности, создание конечно-элементной сетки и моделей материалов) являются общими для любого анализа.

Создание конечно-элементной сетки

Существует множество подходов к созданию конечно-элементной сетки. Она может быть создана как непосредственно в ANSYS на собственной, либо импортированной из любого 2D/3D пакета геометрии, так и в сторонних пакетах. Выбор способа создания сетки остается за пользователем и зависит от его навыков или предпочтений.

При расчете теплового состояния таких массивных узлов двигателя, как ротора или статора двигателя, как правило, используются 2-мерные осесимметричные модели. Понятно, что полное 3-мерное моделирование таких сложных физических объектов связано с большими трудностями в процессе реализации и получении решения, и выигрыш в точности расчета не компенсирует затрат на проведение расчета.

Расчет элементов теплового состояния ротора на установившихся режимах

Для расчета температурного состояния на установившихся режимах работы двигателя к созданной конечно-элементной модели прикладываются нагрузки, полученные в результате расчета системы воздухообеспечения в программе ХПИ. На этом этапе интерес представляют значения коэффициентов теплоотдачи и температур воздуха в каналах системы.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрим процесс определения изменения геометрических параметров рассматриваемых элементов конструкции двигателя. В рассматриваемой расчетной модели будут учитываться следующие факторы:

- Температурные деформации элементов двигателя;
- Механические деформации от действия центробежных сил;
- Механические деформации от действия давлений на оболочки;
- Осевое перемещение элементов ротора от действия газовых сил.

Полученные ранее результаты расчета распределения температур по элементам ротора находятся в файле с расширением *.rst.

Для проведения структурного расчета необходимо переключить тип конечного элемента. Элемент PLANE55 представляет собой четырехузловой плоский конечный элемент для теплового расчета, поэтому он не может быть использован в структурном анализе. Аналогичная ситуация с SHELL57. В расчете деформаций ротора будет использоваться четырех узловой конечный элемент PLANE42. Используемые в тепловом расчете элементы LINK34 необходимо удалить. После замены элементов можно выбрать их поведение (осесимметричное, плоское напряженное состояние, плоское деформированное состояние, плоское напряженное состояние с заданием толщины).

Производится приложение распределения температур из теплового анализа. Также нужно учесть влияние вращения элементов ротора, давлений на оболочки ротора и осевых сил, действующих на лопаточные венцы. Простым и удобным способом задания нагрузок является их представление как функции времени.

Помимо изменения типа конечных элементов, необходимо внести изменения и в свойства материалов модели. Необходимо определить структурные свойства (модуль упругости и коэффициент Пуассона), плотность материалов, коэффициент линейного расширения. Поскольку температуры деталей двигателя изменяются в широких пределах, а

свойства материалов имеют ярко выраженную зависимость от температуры, то свойства материалов необходимо задавать с учетом их изменения по температуре.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЛЕКСА ХПИ

1. Выбирается воздушная система для расчёта.
2. Строится граф по выбранной системе, ветви которого соответствуют каналам, а узлы местам соединения каналов в единую систему.
3. Составляются таблицы исходных данных:
 - 3.1 Создаётся таблица исходных данных, описывающих геометрию каналов воздушной системы и особенностей течения воздуха в каналах.
 - 3.2 Создаётся таблица исходных данных параметров рабочего тела (p , T^*_B) в местах отбора и выпуска воздуха, а также частот вращения роторов.

Параметры воздуха (газа) в конечных узлах назначаются по перепаду давления π , необходимые значения которых, сформулированы на основе опыта проектирования ОКБ, приводятся ниже в виде рекомендаций:

- 1) Для лопаток и дисков охлаждаемых турбин для конвективного и плёночного охлаждения (таблица).

Таблица - Рекомендуемые параметры воздуха

ступень	$\pi_{конв.} = \frac{p_{входа(воздух)}}{p_{выхода(газ)}}$	$\pi_{плёноч.} = \frac{p_{входа(воздух)}}{p_{выхода(газ)}}$	p в сечении отбора (воздух)
1СА	1,8...1,9	1,025...1,035	p_k из камеры сгорания
1РК	1,5...1,7	1,1...1,15	p_k из камеры сгорания через подкручивающую решётку
2СА	1,4...1,5	-	$p_{отбора} = 0,4p_k$
2РК	1,3...1,4	-	$p_{отбора} = 0,4p_k$ через подкручивающую решётку

Остальные решётки выполняются неохлаждаемыми. Охлаждаются только елочные хвостовики рабочих лопаток продувом воздуха через зазоры.

Для сравнительного анализа результатов расчёта систем охлаждения лопаток турбины приводятся относительные расходы охладителя $q_{охл}$ [%] на решётках лопаток турбин при $T^*_Г = 1550-1600K$:

- 1СА – 3,5...4,5% без учёта 3% на плёночное охлаждение;
- 1РК – 3...3,5%;
- 2СА – $\approx 2\%$;
- 2РК – 1,5%.

- 2) Для исключения прорыва горячего газа в междисковые полости и для охлаждения ёлочных хвостовиков неохлаждаемых ступеней

$$\pi_{конв.} \frac{p_{воздуха}}{p_{газа}} = 1,03...1,05.$$

- 3) Наддув уплотнений предмасляных полостей опор роторов для исключения выхода масла из масляной полости:

для транспортной авиации

$$\Delta p = p_{\text{воздуха}} - p_{\text{масл. полости}} = 0,1 \dots 0,5 \text{ атм.}$$

где $\Delta p = 0,1 \text{ атм}$ – крейсерский режим ($H=11 \text{ км}$, $M_{\text{п}}=0,8$)

$\Delta p = 0,5 \text{ атм}$ – взлётный режим

для военной авиации

$\Delta p = 0,05 \text{ атм}$ – крейсерский режим ($H=20 \text{ км}$, $M_{\text{п}}=2,2$)

$\Delta p = 1,0 \text{ атм}$ – взлётный режим

Перепад давления на ТКУ $\Delta p = 1 \dots 2 \text{ атм}$ (менее 0,5 не делают).

Расход воздуха на наддув уплотнений $G_{\text{в.упл.}}$ (на одно уплотнение):

лабиринтных – $15 \dots 20 \text{ г/с}$

контактных - $\approx 2 \text{ г/с}$

4) Разгрузка РУП $p_{\text{отбора}} = 0,2 p_{\text{к}}$. Для ротора НД отбор производится за КНД или КСД.

3.3 Создаётся таблица исходных данных, характеризующих средние температуры стенок каналов системы (температуры задаются в первом приближении).

4. Рассчитывается воздушная система с использованием программного комплекса ХПИ.

5. Проводится выбор геометрических параметров каналов системы (диаметр и количество отверстий, параметры лабиринтных уплотнений и др.) с целью получения необходимых параметров воздуха (расход, перепад давления).

6. На продольном разрезе двигателя изображаются стрелки, соответствующие направлению течения воздуха и наносятся относительные параметры давления и температуры воздуха.

7. На продольном разрезе двигателя наносятся коэффициенты теплоотдачи и температуры воздуха в полостях.

Проведение тепло-гидравлического расчёта для определения температур элементов двигателя

1 Рассчитывается гидравлика системы.

2 Создаётся конечно-элементная модель исследуемого элемента двигателя.

3 Проводится итерационный тепло-гидравлический расчёт (критерием сходимости является средняя температура стенок каналов).

4 На картине распределения полей температур наносятся значения температур стенки по контуру детали.

Сочетание гидравлического, теплового и структурного расчётов для определения радиальных зазоров лабиринтных уплотнений

1 Проводится расчёт гидравлики.

2 Создаётся конечно-элементная модель элемента двигателя (ротор и статор).

3 Проводится итерационный тепло-структурно-гидравлический расчёт (критерием сходимости являются величины радиальных зазоров в уплотнениях).

4 Подбираются величины радиальных зазоров, которые соответствуют требуемым величинам расходов воздуха в системе и перепадам давления.

17 Системы управления радиальными зазорами в компрессоре

В процессе работы двигателя радиальные зазоры в лопаточной машине не остаются постоянными: они меняются весьма существенно в зависимости от режима работы двигателя. Также наблюдается общая тенденция к увеличению зазора в процессе эксплуатации двигателя (это связано с износом элементов конструкции компрессоров и турбин). Возникает вопрос о поддержании желаемого уровня радиальных зазоров в течение всего срока эксплуатации двигателя на летательном аппарате и минимизации зазора на режимах крейсерской работы двигателя с целью увеличения эффективности двигателя. Решению обозначенных задач служат системы активного управления радиальными зазорами — САУРЗ.

Расчет радиального зазора

Монтажный (сборочный) радиальный зазор для рабочей лопатки $\delta_{\text{монт.РК}}$ определяется расстоянием между торцом лопатки рабочего колеса 1 и кольцом 2 (рисунок 17.1). Монтажный радиальный зазор для лопатки направляющего аппарата $\delta_{\text{монт.НА}}$ определяется расстоянием между торцом лопатки направляющего аппарата 3 и проставкой 4.

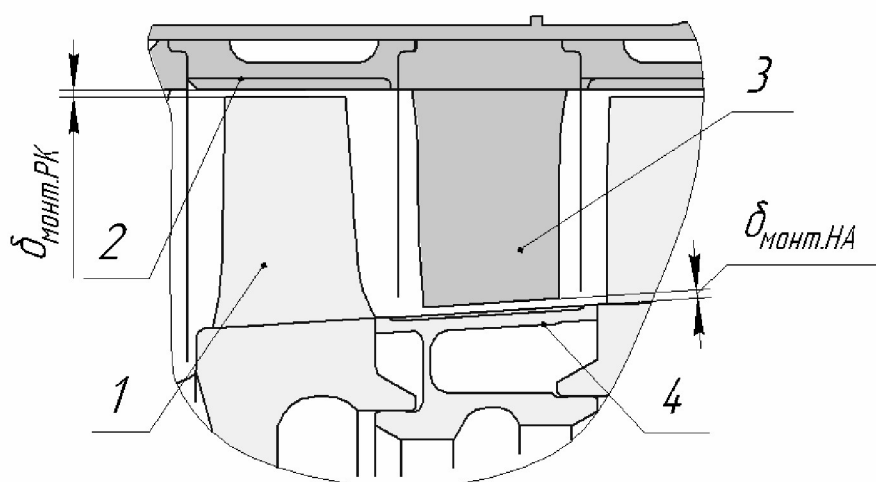


Рисунок 17.1 – Монтажные радиальные зазоры

При наличии временных зависимостей радиальных перемещений торцов рабочих и направляющих лопаток и соответствующих рабочих колец определяется картина изменений во времени радиальных зазоров:

$$\delta_i = \delta_{\text{монт}} + \delta_{\text{статора}} - \delta_{\text{ротора}},$$

где δ_i – текущее значение радиального зазора, $\delta_{\text{монт}}$ – монтажный радиальный зазор, $\delta_{\text{статора}}$ – текущее значение радиального перемещения статора, $\delta_{\text{ротора}}$ – текущее значение радиального перемещения ротора.

Основные факторы, влияющие на перемещения указанных характерных точек, и соответственно на радиальный зазор:

- деформации ротора и статора от изменения температур и силовых воздействий;
- вытяжка лопаток из замка под действием центробежной силы;
- прогиб ротора и статора под действием своего веса;
- радиальный зазор в подшипниках;
- радиальный перемещения в демпферах;
- динамические прогибы ротора от рабочих дисбалансов;
- динамические прогибы ротора в критических ситуациях (обрыв лопатки);
- оваллизация корпуса от несимметричных внешних нагрузок;

- оваллизация корпуса от осесимметричных нагрузок, в том числе и от радиального градиента температур, вследствие его конструктивной неосесимметричности (присоединённые жёсткости, вырезы, горизонтальный разъём и т.д.);
- динамические радиальные деформации опор ротора от рабочих дисбалансов;
- деформации деталей в процессе эксплуатации из-за пластичности и ползучести материала.

Центробежные и температурные нагрузки вызывают наибольшее изменение радиального зазора. Центробежные нагрузки приводят к возникновению преимущественно осесимметричных деформаций, температурные нагрузки могут вызывать как осесимметричные, так и асимметричные деформации, в зависимости от равномерности нагрева и охлаждения деталей. На рисунке 17.2 показана зависимость радиального зазора для заданного профиля полета.

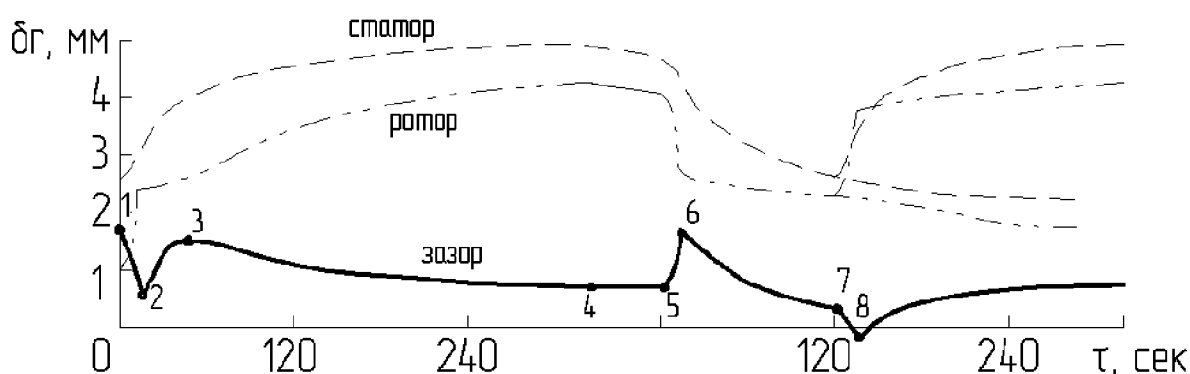


Рисунок 17.2 – Изменение радиальных зазоров ротора и статора в двигателе НК-8-2У

При старте холодного двигателя между ротором и статором сохраняется небольшой зазор. Этот зазор быстро снижается при увеличении режима за счет резкого роста центробежных нагрузок и быстрого прогрева лопаток (участок 1-2 на рисунке 17.2). Этот эффект может привести к минимизации зазора и даже к появлению «точки касания». Далее зазор будет увеличиваться за счет прогрева деталей статора (участок 2-3). После этого начнут прогреваться массивные элементы ротора, и зазор вновь уменьшится (участок 3-4). При выходе двигателя на крейсерский режим работы ротор и статор достигнут температурного равновесия, и зазор будет оставаться относительно постоянным (участок 4-5). При работе на крейсерском режиме возможно изменение зазора за счет изменения высоты полета, что должно быть учтено при назначении холодного зазора и проектировании элементов двигателя. При сбросе режима (участок 5-6), зазор быстро увеличивается за счет механической разгрузки ротора и быстрого охлаждения лопаток. При прерванной посадке самолета происходит повторная приемистость и резкое сокращение зазора, что может привести к врезанию (точка 8). Такая ситуация может привести к более интенсивному снижению зазора, чем при взлете, и должна быть предусмотрена при назначении холодного зазора. Эффект снижения зазора может проявиться при повторной приемистости после приземления самолета в момент включения реверса.

В общем случае цель активного регулирования радиальных зазоров можно сформулировать как обеспечение минимальных радиальных зазоров без точек врезания в течение всего полетного цикла.

Концепции САУРЗ и требования к ней

Существует множество концепций систем активного и пассивного регулирования зазора. Они отражены в нескольких сотнях патентов, описывающих регулирование радиальных зазоров. Все многообразие принципов регулирования можно разделить на

четыре основных категорий: активное тепловое регулирование, активное механическое регулирование, пассивное тепловое и активное пневматическое.

1. Активное тепловое регулирование. Сегодняшние конструкции систем активного температурного регулирования радиального зазора используют воздух компрессора или вентилятора для нагрева (с целью расширения) либо охлаждения (с целью сужения) силовых элементов статора для обеспечения минимального зазора. Такая концепция регулирования зазоров была и остается основным способом управления радиальными зазорами в современных ГТД. Недостатком таких систем является большое время отклика конструкции на включение системы из-за медленного нагрева или охлаждения элементов. Подробно такая система рассмотрена в курсе лекций по конструкции турбокомпрессора. Ее проектирование рассмотрено в разделе 18.

2. Активное механическое регулирование. Активное механическое регулирование подразумевает сочетание воздействий (гидравлического, электромеханического, магнитного и других) для влияния на радиальный зазор. Примером такого рода систем может быть конструкция трактового кольца, состоящего из сегментов, способных согласованно двигаться в результате поворота управляющего кольца. При повороте управляющего кольца в одном направлении сегменты перемещаются в радиальном направлении в сторону снижения зазора, в другом — в сторону его увеличения. Для нормальной работы такой системы необходимо герметизировать элементы конструкции с целью недопущения утечек. Это приводит к росту требований к точности изготовления деталей, повышает массу и увеличивает сложность конструкции.

3. Пассивное тепловое регулирование. Работа пассивных систем управления радиальными зазорами основана на согласовании свойств материалов деталей ротора и статора и их геометрии с целью получения желаемого изменения диаметральных размеров в процессе работы двигателя. Хотя такие системы являются простыми и надежными, у них есть существенный недостаток: они предназначены для конкретных режимов работы и не способны оптимизировать зазор в условиях длительной крейсерской работы.

4. Активное пневматическое регулирование. Системы активного пневматического регулирования используют давление отбираемого от рабочего процесса воздуха для косвенного или непосредственного регулирования величины радиального зазора. Они могут требовать значительное количество воздуха для регулирования зазора, что снижает эффективность двигателя.

Технические требования определяются условиями работы (температуры, давления, уровень вибраций и другие) и функциональностью (изменение радиального зазора, время отклика системы, точность, ресурс, погрешности изменения формы оболочек и другие). Экономические требования включают габариты, вес, технологичность, надежность и стоимость. Кроме того, важными параметрами САУРЗ является точность, время отклика и диапазон применения систем. К ГТД предъявляются определенные требования по времени приемистости (среднее время приемистости с МГ до взлетного режима составляет 56сек.). Эти требования накладывает определенные ограничения на время отклика САУРЗ: при таком уровне радиальных перемещений система должна обеспечить скорость изменения зазора около 0,025 мм/сек. Такова примерная скорость изменения радиального зазора при динамических изменениях состояния двигателя. Сегодняшний уровень развития САУРЗ не производит снижения зазоров более чем на величину 0,6–0,8 мм. Это ограничение связано с большим временем отклика системы на изменение воздействия.

Механическая система активного управления радиальными зазорами

Механическая система активного управления радиальным зазором (МСАУРЗ) обладает целым рядом преимуществ перед остальными системами: высокая скорость реагирования на изменение зазора, высокая точность регулирования, отсутствие отборов воздуха на функционирование системы, безинерционность, возможность устранения

асимметрии радиального зазора. В свою очередь такая система является сложным техническим объектом, применение которого приводит к увеличению массы компрессора и двигателя в целом. Кроме того, для обеспечения ее работы необходима сложная система управления.

В общем случае МСАУРЗ состоит из следующих компонентов (рисунок 17.3): подвижный корпус, перемещающийся в радиальном направлении; исполнительный механизм – привод; измеритель радиального зазора – датчики, определяющие расстояние между вращающимися лопатками и корпусом; блок управления, анализирующий данные с датчиков и отдающий команды на исполнительный механизм.

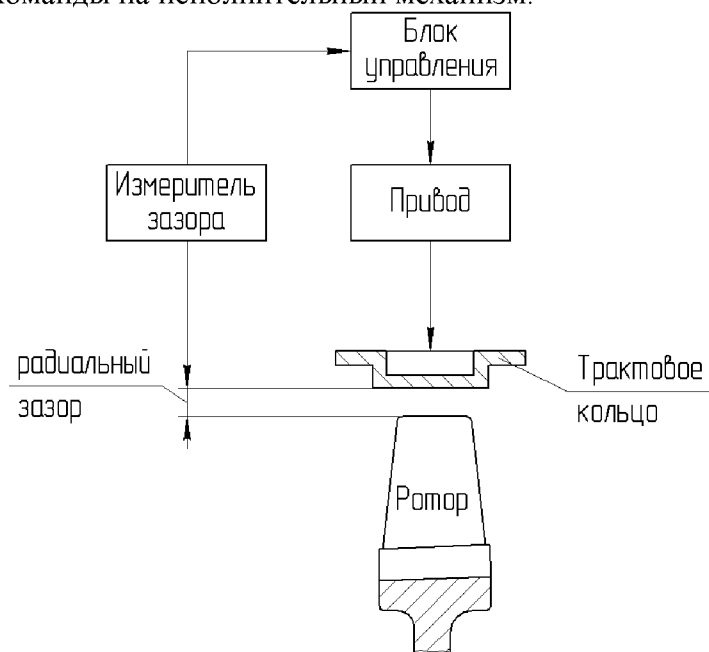


Рисунок 17.3 – Блок схема МСАУРЗ

На рисунках 17.4 и 17.5 представлены различные конструктивные исполнения механических систем регулирования зазоров в компрессоре, разработанные по программе совершенствования авиадвигателей NEWAC Европейским сообществом.

Особенностью конструкции, показанной на рисунке 17.4, является связь трактового кольца с наружным корпусом с помощью множественных упругих элементов в виде стержней, которые имеют наклон в окружном направлении. При работе привода происходит их деформация, и трактовая часть перемещается в радиальном направлении. К недостаткам данной системы можно отнести сложность изготовления.

Система, представленная на рисунке 17.4, имеет газодинамическую стенку корпуса компрессора состоящую из двенадцати независимых сегментов, радиальное положение которых определяют индивидуальные приводы. Такое конструктивное исполнение позволяет устранить все возможные окружные искажения радиального зазора.

Система оснащается четырьмя емкостными датчиками, служащими для измерения реального зазора и двадцатью токовихревыми датчиками, отслеживающими положение сегментов.

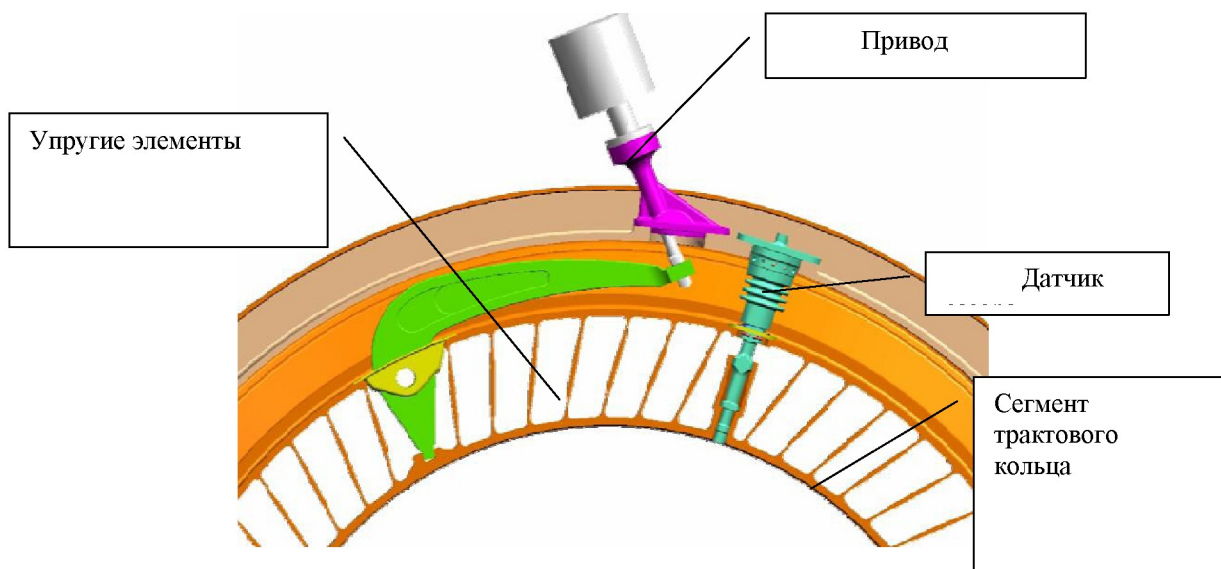


Рисунок 17.4 – МСАУРЗ с множественными упругими элементами

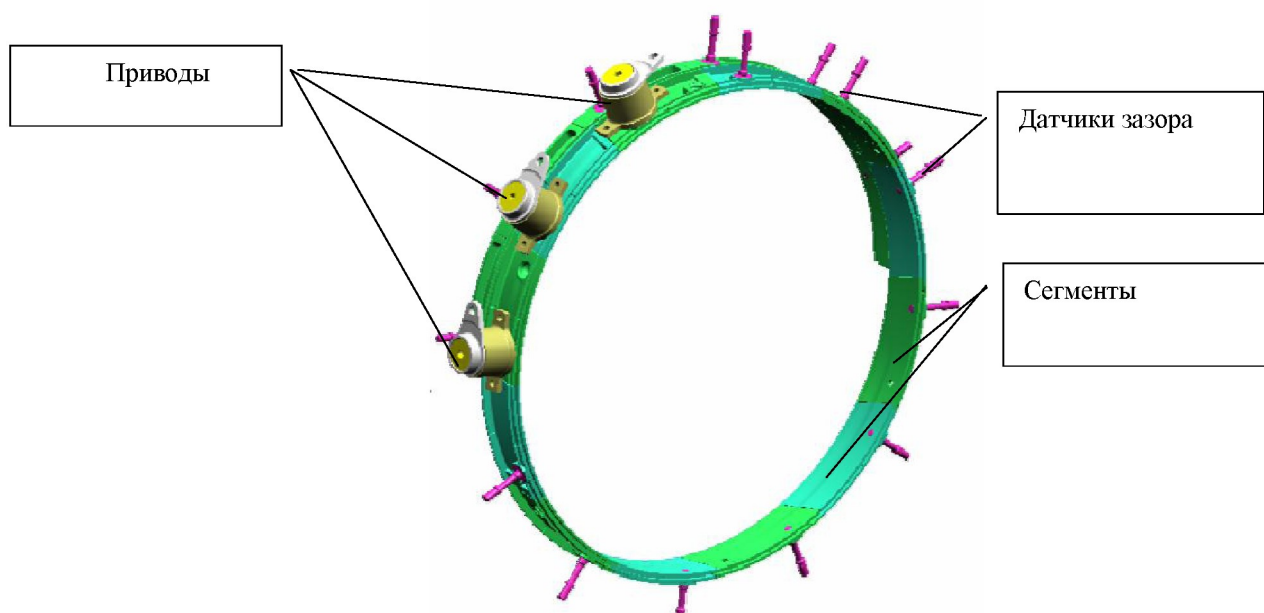


Рисунок 17.5 – МСАУРЗ с мультисегментной газодинамической стенкой

Система должна:

- 1) компенсировать тепловые и механические изменения радиального зазора в пределах 0.8 мм;
- 2) определять мгновенное значение радиального зазора;
- 3) иметь высокую скорость регулирования зазора – 4 мм/с;
- 4) иметь высокую точность регулирования – 0.05 мм;
- 5) должна исключать задевание ротора и статора при выходе из строя элементов системы;
- 6) иметь минимальную массу;
- 7) обеспечивать требуемые показатели надежности.

Основные этапы методики проектирования механических САУРЗ:

- 1) формулировка технических требований к МСАУРЗ для данного типа двигателя;
- 2) выбор принципиальной конструктивной схемы механического регулирования радиального зазора;

- 3) выбор типа исполнительного механизма (термический, механический, пневматический, гидравлический);
- 4) выбор системы измерения величины радиального зазора;
- 5) разработка управляющей программы регулирования зазора;
- 6) оптимизация системы из условий эффективной работы, обеспечения показателей надежности и минимальной массы.

Особенности проектирования системы управления радиальными зазорами в компрессоре

Внедрение систем управления радиальным зазором в компрессоре сложное и дорогостоящее мероприятие. Поэтому внедрение СУРЗ базируется на рассчитанной экономической выгоде. Производится расчет компрессора двигателя без системы управления радиальным зазором. Определяется радиальный зазор на всех режимах по ОПЦ двигателя. Подбирается программа коррекции радиального зазора и производится новый газодинамический расчет. Рассчитывается экономический эффект от внедрения регулирования радиального зазора.

При проектировании системы управления радиальным зазором первым шагом является определение технических требований к ней. Это осуществляется по условиям работы (температуры, давления, уровень вибраций и другие) и функциональности (изменение радиального зазора, время отклика системы, точность, ресурс, погрешности изменения формы оболочек и другие).

Затем производится выбор типа регулирования и схемы управления. Тип регулирования может быть активный, пассивный или компенсирующий износ. Активное регулирование может быть тепловым, механическим и пневматическим. Пассивное – тепловым и пневматическим. Схема управления системой активного регулирования выбирается из вариантов: «включение-выключение», моделируемое управление, управление с обратной связью. Пассивное регулирование не требует наличия схемы управления.

18 Методика проектирования тепловой системы активного управления радиальными зазорами

В качестве примера рассмотрим КВД. Система должна обеспечивать снижение радиального зазора на переходных и крейсерских режимах работы с целью повышения общей эффективности двигателя. Исходные данные для проектирования системы:

1. Термогазодинамические параметры двигателя по режимам;
2. Изменение газодинамических параметров по тракту двигателя по режимам;
3. Конструкция двигателя и системы внутреннего воздухообеспечения;
4. Нагрузки на элементы ротора и статора (скорости вращения каскадов, давления и осевые силы на лопаточных венцах).

Первым этапом расчета является расчет радиального зазора в двигателе без САУРЗ. Второй этап – включение САУРЗ в гидравлическую схему двигателя и расчет радиального зазора с учетом ее работы. Формируется граф для расчета параметров системы внутреннего воздухообеспечения (СВВ) двигателя и дальнейшего определения граничных условий для расчета деформаций ротора и статора. В процессе расчета, варьируя параметры отбора воздуха для САУРЗ, осуществляем подбор оптимального режима работы системы.

Алгоритм расчёта радиальных зазоров в проточной части двигателя

Процесс определения радиальных зазоров между роторными и статорными элементами воздушного тракта двигателя является весьма трудоёмким и включает в себя следующие виды расчётов: термодинамический, газодинамический, гидравлический, тепловой, а также расчёт напряжённо-деформированного состояния.

Помимо значений радиальных зазоров на стационарных режимах ещё более интересны их значения по циклу работы двигателя. Общеизвестен тот факт, что при переходе с одного режима на другой параметры рабочего тела и величины радиальных зазоров не будут соответствовать значениям, полученным при стационарном расчёте этого режима ввиду тепловой инерционности деталей двигателя. Исходя из этого, расчёт по циклу работы двигателя должен проходить от точки к точке. Точки должны соответствовать не только ключевым точкам полётного цикла, но также и промежуточным.

Расчёт проводится в следующей последовательности:

- 1) Проводится термодинамический расчет;
- 2) Проводится газодинамический расчет;
- 3) На основании известной геометрии каналов, параметров рабочего тела на входе и выходе из системы, а также температур стенок каналов в первом приближении проводится расчет в программе расчета гидравлики, результатом которого являются параметры конвекции (α и T_B^*), необходимые для теплового расчета;
- 4) Проводится нестационарный тепловой расчет в ANSYS. Определяются средние значения температур стенок каналов;
- 5) Температуры стенок каналов сравниваются с заданными. В случае не достижения заданной точности расчет повторяется с пункта 3, где средние температуры стенок задаются в новом приближении;
- 6) Проводится нестационарный структурный расчет с учетом температурных нагрузок, полученных в пункте 4. Определяются значения радиальных зазоров в уплотнениях и в проточной части двигателя;
- 7) Величины радиальных зазоров в уплотнениях сравниваются с заданными. В случае не достижения заданной точности расчет повторяется с пункта 3, где задаются уточненные значения радиальных зазоров;
- 8) Радиальные зазоры в проточной части двигателя сравниваются с заданными. Если заданная точность не достигается, то расчет повторяется с пункта 2, где задаются уточненные величины радиальных зазоров;

9) Величины расходов воздуха на отборы сравниваются с заданными. В случае не достижения заданной точности расчет повторяется с пункта 1, где задаются уточненные значения отборов.

Результатом расчета являются величины радиальных зазоров в проточной части двигателя по циклу работы двигателя. Помимо этого становятся известными значения параметров рабочего тела в системе внутренних воздушных потоков, а также величины радиальных зазоров в уплотнениях.

В результате перечисленных действий можно получить расчетное изменение радиального зазора в компрессоре без применения САУРЗ (рисунок 18.1).

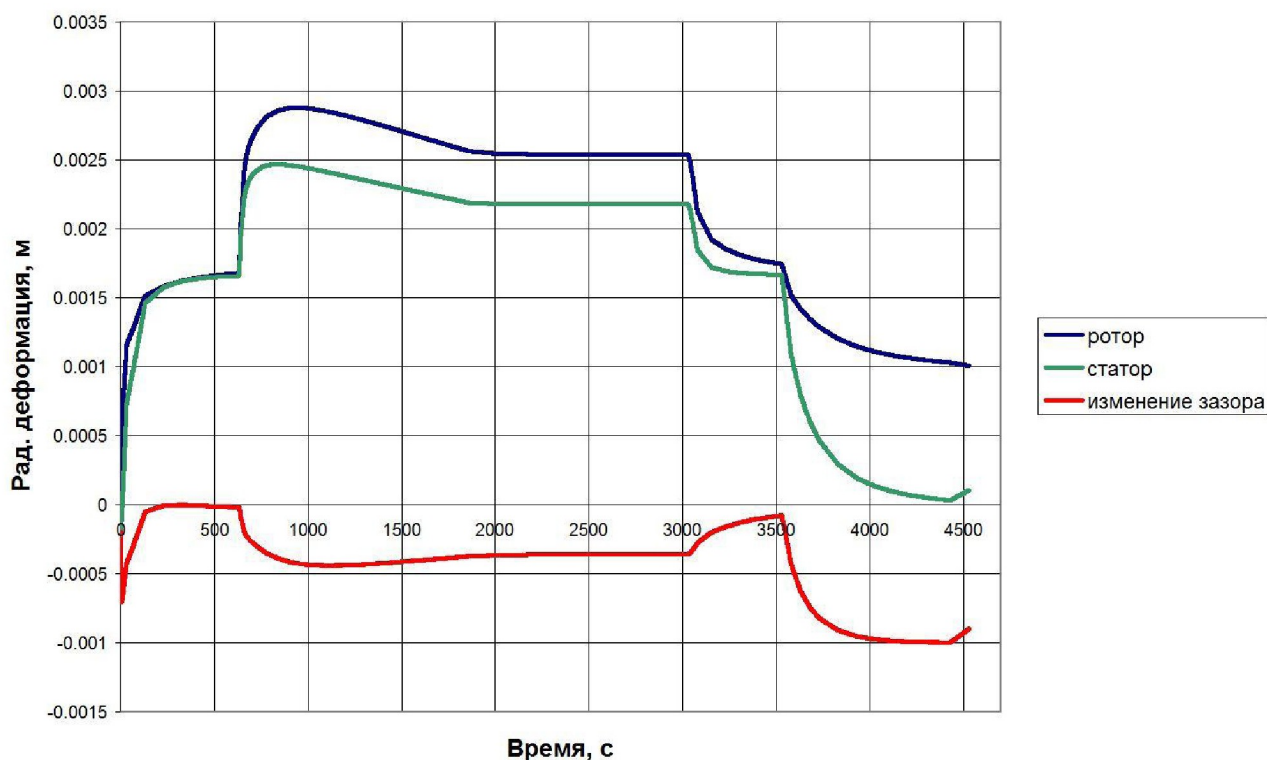


Рисунок 18.1 – Изменение радиального зазора в ступени компрессора

Методика расчета параметров системы обдува корпуса

При включении активной тепловой САУРЗ на статоре происходит охлаждение силовых элементов компрессора потоком воздуха, отбираемого от компрессора и вентилятора. Охлаждающий воздух подводится к статору с помощью кольцевых коллекторов. Основными параметрами системы являются (рисунок 18.2): диаметр ($d_{отв}$) отверстий подвода воздуха и расстояние между ними (S), диаметр коллектора (D), расстояние от коллектора до статора (h).

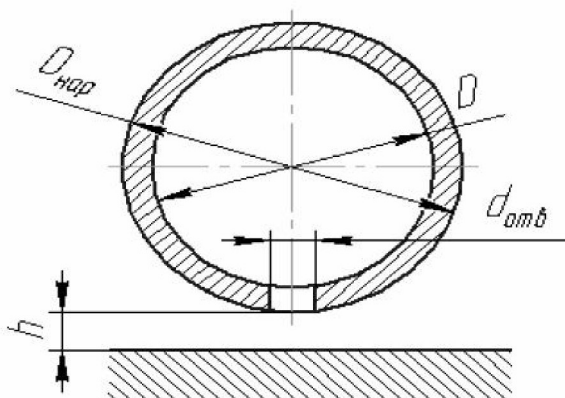


Рисунок 18.2 — Геометрия коллектора подвода охлаждающего воздуха

Для оценки влияния соотношения высоты расположения коллектора над статором и диаметра отверстия подвода охлаждающего воздуха на коэффициент теплоотдачи воспользуемся формулой для расчета коэффициента теплоотдачи при обдуве пластины охлаждающим воздухом со сносящим потоком:

$$Nu_{cp} = \phi_1 \cdot \phi_2 \cdot \phi_3 \cdot Pr^{0.333} \cdot Re^m,$$

$$\text{где } Nu = \frac{\alpha \cdot d_{oms}}{\lambda}; \quad \phi_1 = \left(\frac{h}{d_{oms}}\right)^{0.91} \cdot (1.164 - 0.0532 \cdot \frac{h}{d_{oms}}) -$$

ϕ_1 - учитывает влияние относительного расстояния до обдуваемой поверхности. Остальные коэффициенты в формуле (1) зависят от числа Рейнольдса.

Для диапазона 300 – 3000 их значения составят:

$$m = 0.5056 + 0.04839 \frac{S}{d_{oms}} - 0,001964 \left(\frac{S}{d_{oms}}\right)^2;$$

$$\phi_2 = 0.3957 - 0.09178 \frac{S}{d_{oms}} + 0,00537 \left(\frac{S}{d_{oms}}\right)^2;$$

$$\phi_3 = 0.9895 - 0.3563 \cdot \bar{G} + 0.07924 \cdot \bar{G}^2.$$

Для диапазона 3000 – 30000:

$$m = 0.4975 + 0.07171 \frac{S}{d_{oms}} - 0,002756 \left(\frac{S}{d_{oms}}\right)^2; \quad \phi_2 = 0.288 - 0.0723 \frac{S}{d_{oms}} + 0,0047 \left(\frac{S}{d_{oms}}\right)^2;$$

$$\phi_3 = 0.996 - 0.4231 \cdot \bar{G} + 0.1053 \cdot \bar{G}^2.$$

В формулах ϕ_2 учитывает влияние относительного шага между отверстиями, ϕ_3 - учитывает влияние сносящего потока, $\bar{G} = \frac{V_{ni}}{V_{ini}}$ - отношение скоростей сносящего и основного потоков.

Связь числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи выражается формулой:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{oms}}{\lambda}.$$

Максимальное значение коэффициента ϕ_1 , а значит и коэффициента теплоотдачи при прочих равных условиях, достигается при соотношении $\frac{h}{d_{oms}} = 2$.

Для определения коэффициента теплоотдачи необходимо знать значение скорости потока охлаждающего воздуха в каждой точке обдуваемого статора. Эта скорость может быть определена при помощи CFD расчета упрощенного фрагмента коллектора при известной его геометрии. По известным значениям скоростей охлаждающего воздуха по статору можно определить значение коэффициентов теплоотдачи при удалении от отверстия (x – удаление, d – диаметр отверстия) (рисунок 18.3).

Построенные зависимости позволяют рассчитывать граничные условия на статоре при анализе тепловой СУАРЗ.

Рассмотрим пример системы управления радиальным зазором для рабочего колеса компрессора ВД. Обдув будет происходить в области сопряжения корпуса 1 компрессора с рабочим кольцом 2 (рисунок 18.4).

Необходимо провести анализ системы струйного обдува корпуса КВД с целью установления места отбора воздуха. Полученные данные гидравлического расчёта задаются в качестве граничных условий для теплового расчёта.

Тепловой и структурный расчёт проводится на модели статора компрессора ВД, изображённой на рисунке 18.5.

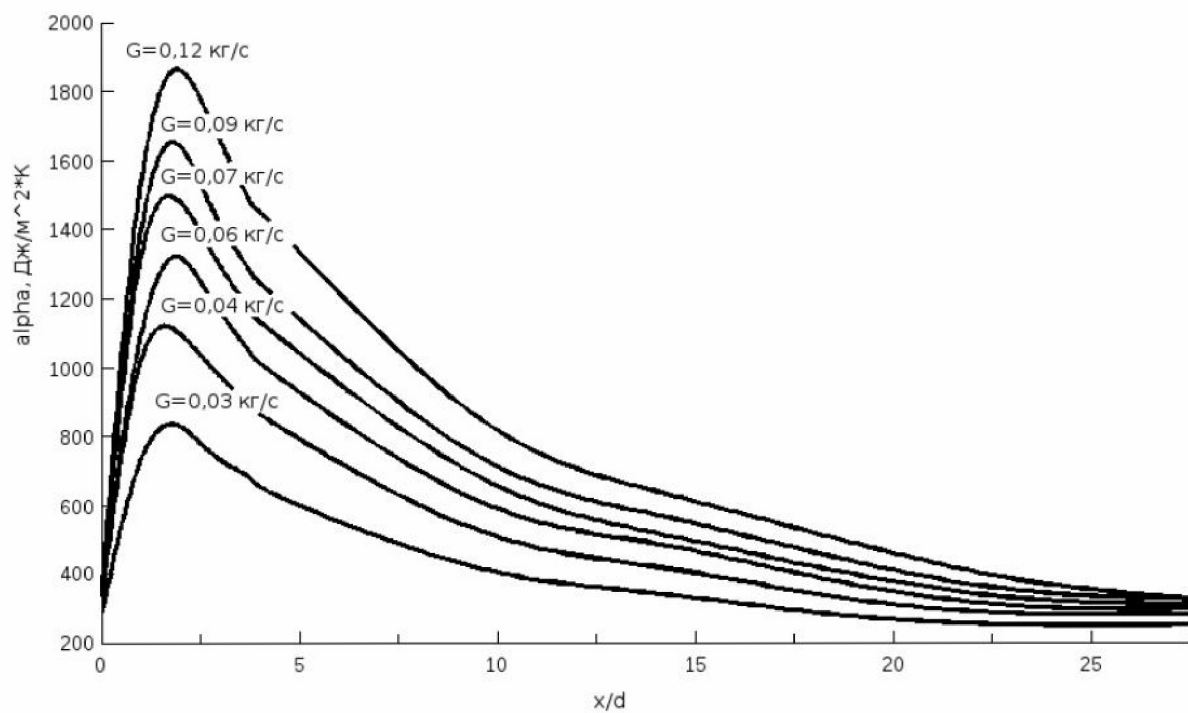


Рисунок 18.3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи по длине охлаждаемой поверхности при изменении расхода воздуха

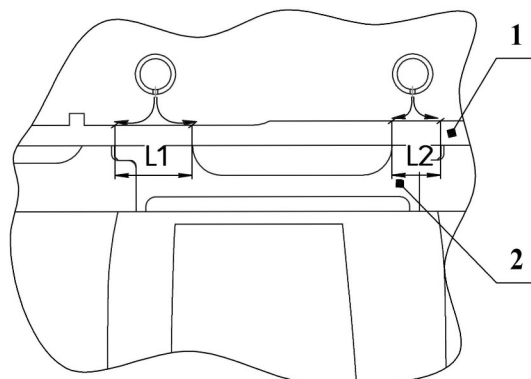


Рисунок 18.4 – Область обдува корпуса компрессора

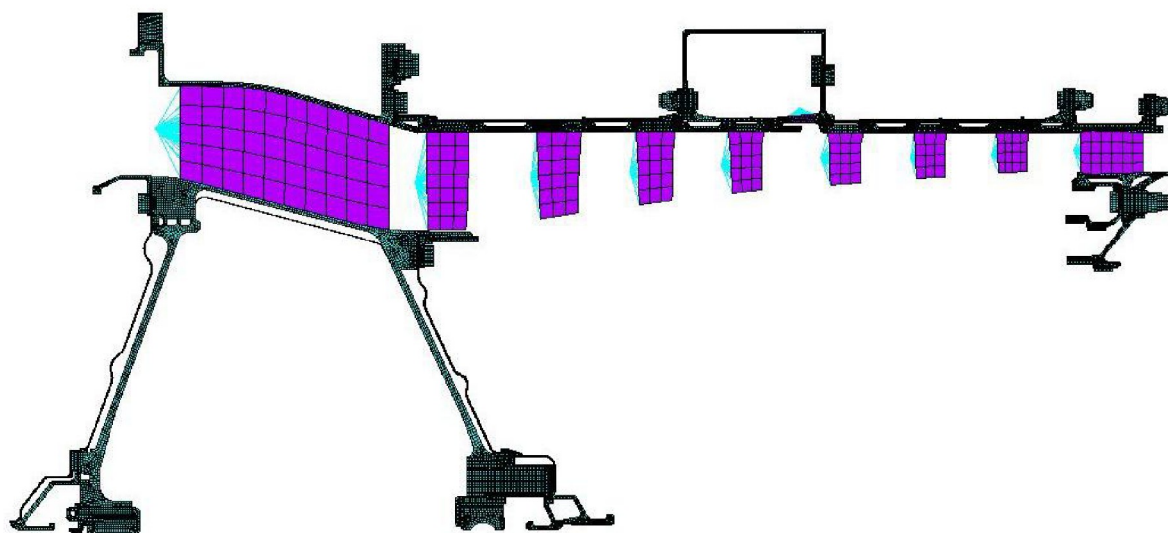


Рисунок 18.5 – Конечно-элементная модель статора компрессора ВД и средней опоры

После проведения расчётов получаем зависимость изменения радиального зазора от расхода воздуха (рисунок 18.6).

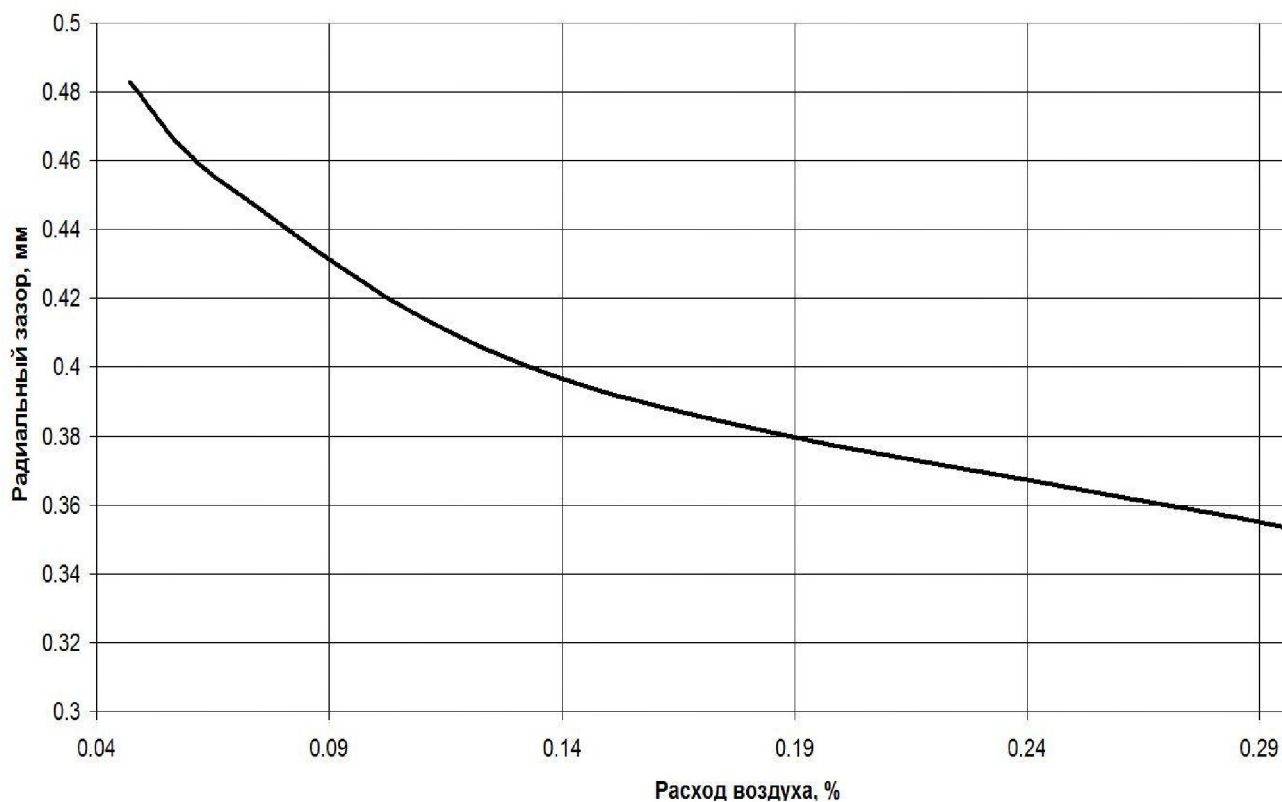


Рисунок 18.6 – Зависимость радиального зазора от величины относительного расхода воздуха, отбираемого для исследуемой системы

Пример расчёта случая, когда система регулирует зазор путём охлаждения статора по всему полётному циклу (рисунок 18.7).

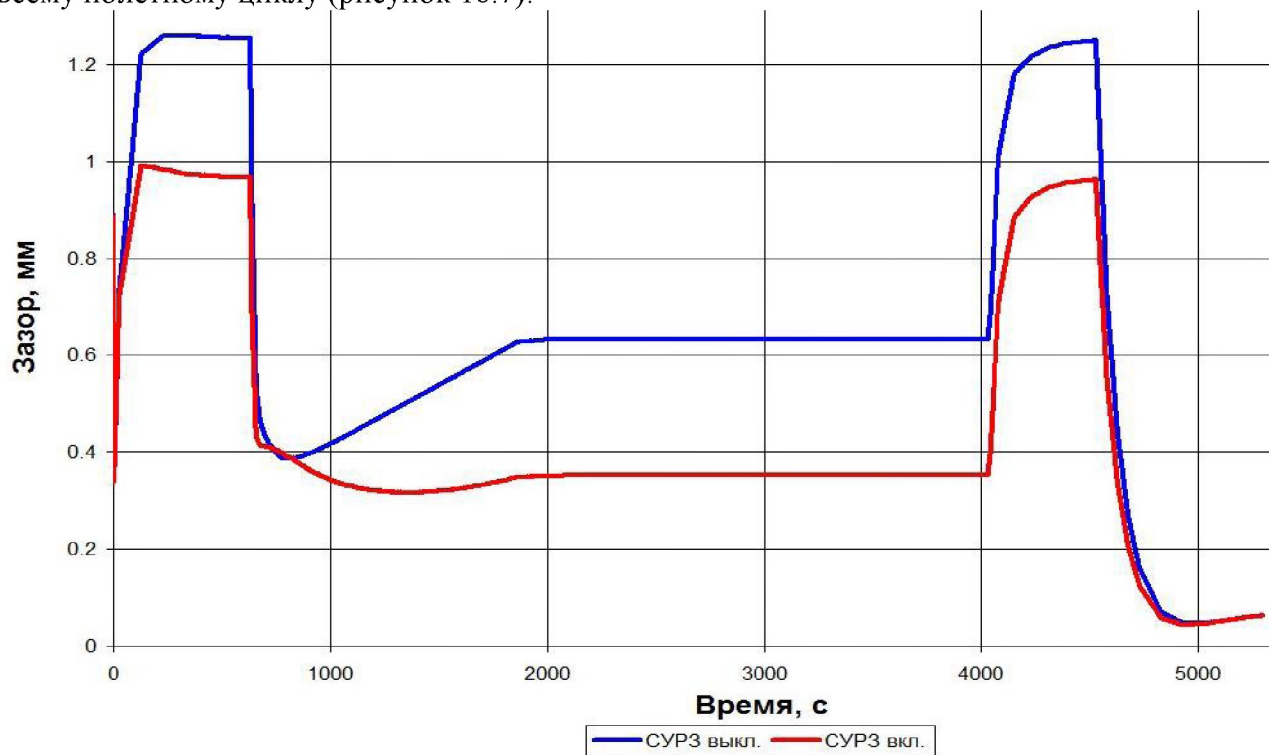


Рисунок 18.7 – Регулирование радиального зазора по ОПС

Изменение радиального зазора по ОПЦ с подогревом корпуса компрессора на останове, изображено на рисунке 18.8.

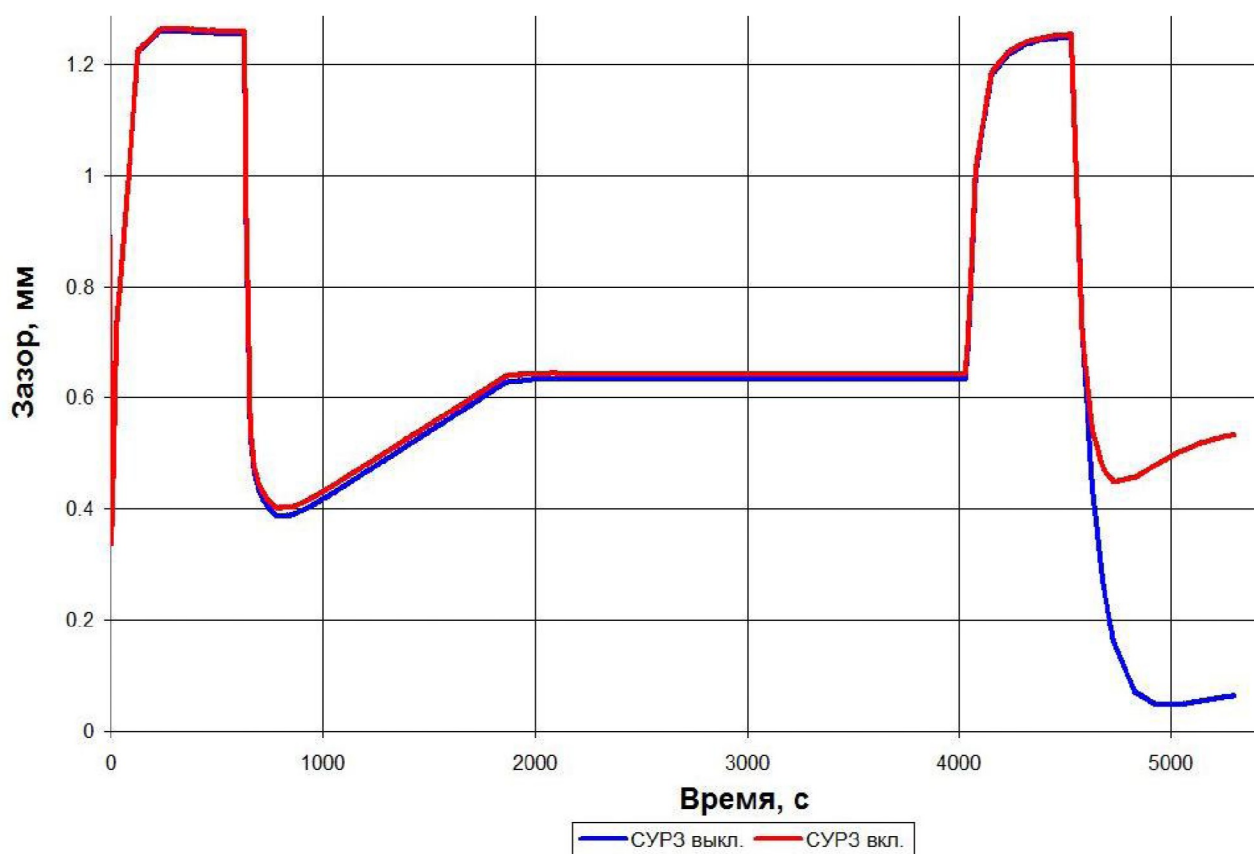


Рисунок 18.8 – Изменение радиального зазора при обогреве статора на останове

Алгоритм проектного расчета тепловой СУАЗ

1. Для расчёта тепловой СУРЗ необходимо определить осесимметричные перемещения в радиальном направлении, определяющие радиальные зазоры деталей ротора и статора, по ОПЦ двигателя без проектируемой СУАЗ.
2. Производится выбор ступеней, на которые целесообразно воздействовать СУАЗ.
3. Определяются места отбора охлаждающего воздуха и способ его подвода непосредственно в область охлаждения. Выбирается геометрия системы подвода воздуха в область управления зазором: диаметр отверстий, расстояние между ними, положение коллекторов в пространстве.
4. Вновь рассчитываем перемещения статора по ОПЦ, с учетом работы СУАЗ. Требуется подобрать расход на различных режимах полета. Последовательными расчетами достигается заданное значение радиального зазора на различных режимах полета.