

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Н.И. СТАРЦЕВ, С.В. ФАЛАЛЕЕВ

**КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ:
КОМПРЕССОР**

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2006

УДК 621.452.221.3.01(075.8)



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области
аэрокосмических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: канд. техн. наук, доц. Трянов А.Е.
докт. техн. наук, проф. В.Б.Балякин

Старцев Н.И., Фалалеев С.В.

Конструкция узлов авиационных двигателей: компрессор: учеб. пособие /
Н.И.Старцев, С.В.Фалалеев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. –
112с.

ISBN

Учебное пособие представляет собой первую часть электронного курса лекций по конструкции и проектированию авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ). В нем рассмотрены вопросы конструкции и проектирования одного из основных узлов АД и ЭУ – компрессора. Дано описание конструкции основных элементов компрессора, перспективы их развития, а также основы расчета и проектирования.

Учебное пособие предназначено для студентов факультета двигателей летательных аппаратов, обучающихся по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки". Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов.

121 ил., 7 табл., 11 библиографических названий.

УДК 621.452.221.3.01
ББК 27.5.14.4

ISBN

© Старцев Н.И., Фалалеев С.В., 2006
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2006

Оглавление

| | |
|--|----|
| Условные обозначения | 5 |
| Предисловие | 6 |
| Введение | 7 |
| 1. Типы компрессоров | 8 |
| 2. Компрессор в составе двигателя | 10 |
| 2.1. Связь компрессора с другими узлами двигателя | 10 |
| 2.1.1. Входное устройство | 11 |
| 2.1.2. Опоры ротора | 12 |
| 2.1.3. Камера сгорания | 12 |
| 2.1.4. Турбина | 12 |
| 2.1.5. Реактивное сопло | 13 |
| 2.2. Проточная часть компрессора | 13 |
| 2.3. Элементы, обеспечивающие работу компрессора на нерасчетных режимах | 15 |
| 2.3.1. Система перепуска воздуха | 15 |
| 2.3.2. Регулируемые направляющие аппараты | 17 |
| 2.3.3. Компрессор, разделенный на каскады | 19 |
| 2.3.4. Рабочее кольцо с перфорацией, устраняющее «вращающийся срыв» | 20 |
| 2.3.5. Элементы, изолирующие или исключают втулочные присоединенные объемы | 21 |
| 2.3.6. Управление радиальными зазорами | 21 |
| 2.3.6.1. Проблема контроля радиальных зазоров | 22 |
| 2.3.6.2. Определение величин радиальных зазоров | 23 |
| 2.3.6.3. Виды систем управления радиальными зазорами | 25 |
| 2.3.7. Противообледенительная система | 27 |
| 2.3.8. Системы отбора на внутриводвигательные потребности и самолетные нужды | 28 |
| 3. Конструктивные особенности компрессора ТРДД | 30 |
| 3.1. Вентилятор и подпорные ступени | 31 |
| 3.2. Элементы, обеспечивающие работоспособность вентилятора | 31 |
| 3.2.1. Антивибрационная полка | 32 |
| 3.2.2. Устранение автоколебаний лопаток | 33 |
| 3.2.3. Меры по предотвращению вращающегося срыва | 35 |
| 3.2.4. Обеспечение непробиваемости корпуса | 35 |
| 3.2.5. Снижение шума в источнике | 37 |
| 3.2.6. Система противообледенения | 38 |
| 3.2.7. Устранение аэродинамического дисбаланса | 39 |
| 3.2.8. Прочность при ударе птиц | 39 |
| 3.2.9. Сепарация твердых частиц | 40 |
| 4. Ротор компрессора | 42 |
| 4.1. Конструктивные схемы роторов компрессора | 43 |
| 4.1.1. Ротор барабанного типа | 43 |
| 4.1.2. Ротор дискового типа | 43 |
| 4.1.3. Ротор барабанно-дискового типа | 44 |
| 4.2. Конструкция ротора | 44 |
| 4.2.1. Требования к конструкции ротора | 45 |
| 4.2.1.1. Требования к точности геометрии установки лопаток | 45 |
| 4.2.1.2. Требования к прочности и жесткости ротора | 46 |
| 4.2.1.3. Требования к стабильности балансировки ротора | 46 |
| 4.2.2. Конструктивное исполнение дисков компрессора | 49 |
| 4.2.2.1. Требования к точности изготовления дисков компрессора | 49 |

| | |
|---|-----|
| 4.2.2.2. Конструктивные формы дисков компрессора | 50 |
| 4.2.2.3. Соединение дисков с другими элементами ротора | 51 |
| 4.2.2.3.1. Фланцевые соединения дисков | 51 |
| 4.2.2.3.2. Соединение с помощью торцевых треугольных шлиц | 53 |
| 4.2.2.3.3. Соединение дисков радиальным штифтами | 53 |
| 4.2.2.3.4. Соединение дисков с помощью сварки | 54 |
| 4.2.3. Конструкция барабанных проставок | 54 |
| 4.2.4. Передняя цапфа ротора | 55 |
| 4.2.5. Задний носок ротора и вал | 56 |
| 4.3. Рабочие лопатки | 57 |
| 4.3.1. Геометрическая модель рабочей лопатки | 58 |
| 4.3.2. Требования к точности пера лопатки | 59 |
| 4.3.3. Роль расчетов рабочей лопатки на прочность и колебания | 60 |
| 4.4. Соединение лопатки с диском | 61 |
| 4.4.1. Замок «ласточкин хвост» | 62 |
| 4.4.2. Елочный замок | 64 |
| 4.4.3. Шарнирное соединение лопатки с диском | 64 |
| 4.4.4. Выбор конструкции фиксатора лопатки | 65 |
| 4.4.5. Использование технологий Blisk и Bling | 67 |
| 5. Статор компрессора | 69 |
| 5.1. Требования к статору компрессора | 69 |
| 5.2. Корпус компрессора | 70 |
| 5.2.1. Неразъемный корпус | 70 |
| 5.2.2. Корпус с поперечными разъемами | 70 |
| 5.2.3. Корпус с продольным разъемом | 71 |
| 5.2.4. Корпус с двойной стенкой | 71 |
| 5.2.5. Конструкция фланцевых соединений корпуса | 72 |
| 5.3. Направляющие аппараты | 74 |
| 5.3.1. Типы направляющих аппаратов | 74 |
| 5.3.1.1. Неразборные конструкции направляющих аппаратов | 75 |
| 5.3.1.2. Разборные конструкции направляющих аппаратов | 76 |
| 5.3.2. Требования к точности изготовления НА | 77 |
| 5.3.3. Прочность НА | 78 |
| 5.4. Трактовые кольца | 78 |
| 5.5. Конструктивное исполнение устройств управления компрессором и радиальными зазорами | 79 |
| 5.5.1. Устройства перепуска воздуха | 79 |
| 5.5.2. Регулируемые направляющие аппараты | 83 |
| 5.5.2.1. Конструктивное исполнение РНА | 83 |
| 5.5.2.2. Управление РНА | 87 |
| 5.5.3. Управление радиальными зазорами | 88 |
| 5.5.4. Отборы воздуха | 89 |
| 6. Конструкционная прочность элементов компрессора | 90 |
| 6.1. Выбор материалов | 90 |
| 6.2. Выбор заготовки | 92 |
| 6.3. Пути повышения конструкционной прочности | 92 |
| 6.4. Снижение переменных напряжений | 95 |
| 6.4.1. Воздействие на источник возбуждения | 95 |
| 6.4.2. Частотная отстройка | 97 |
| 6.4.3. Демпфирование колебаний | 98 |
| 7. Особенности конструкции центробежных и осецентробежных компрессоров | 100 |

| | |
|---|-----|
| 7.1. Согласование расходов воздуха в осевых и центробежных ступенях | 100 |
| 7.2. Особенности нагружения ротора и статора | 101 |
| 7.3. Конструкция отдельных элементов | 103 |
| Проектные задания | 105 |
| Контрольные вопросы | 107 |
| Заключение | 109 |
| Список литературы | 110 |
| Глоссарий | 111 |

Условные обозначения

АД – авиационный двигатель

ЭУ – энергетическая установка

ГТД – газотурбинный двигатель

ТРД – турбореактивный двигатель

ТРДД – турбореактивный двигатель двухконтурный

НА – направляющий аппарат

РНА – регулируемый направляющий аппарат

ПОС - противообледенительная система

РУП – радиально-упорный подшипник

Предисловие

Разработанный первый модуль электронного курса лекций по конструкции и проектированию компрессоров предназначен для использования в учебной дисциплине «Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок» для студентов, обучающихся по специальности 160301 «Авиационные двигатели и энергетические установки».

Данная дисциплина является связующей цикла специальных дисциплин, формирующих всестороннюю подготовку конструкторов по авиационным двигателям и энергетическим установкам, по следующим направлениям: теория АД и ЭУ, проектирование и конструирование АД и ЭУ, надежность АД и ЭУ, компьютерные технологии проектирования и конструирования АД и ЭУ, автоматическое регулирование АД и ЭУ, технология сборки АД и ЭУ, технология механической обработки.

Перед студентами ставится задача после прослушивания курса лекций быть готовыми в рамках курсового и дипломного проектирования проектировать высокоэффективные авиационные газотурбинные двигатели и их элементы на базе использования современных компьютерных технологий.

Основной особенностью данного издания является использование объемных моделей элементов двигателя, а также анимаций их работы. Это приведет к существенному улучшению понимания физических процессов, происходящих в двигателе.

Применение электронного курса лекций позволит перейти при чтении лекций на качественно другой уровень, а именно, вместо рутинного диктования учебного материала вскрывать технические проблемы и указывать пути их решения с широким использованием участия студентов в виде дискуссий и т.п. Это, безусловно, повысит качество усвоения материала и позволит по иному построить самостоятельную работу студентов и методику проведения лабораторных работ.

Введение

Учебное пособие «Конструкция и проектирование компрессора авиационного двигателя», являющееся первым модулем электронного курса лекций по конструкции и проектированию авиационных двигателей (АД) и энергетических установок (ЭУ), входит основной компонентой в прогрессивную систему формирования инженера-конструктора, реализованную в Самарском государственном аэрокосмическом университете имени академика С.П.Королева.

Идея этой системы состоит в том, что выпускник должен уметь проектировать авиационные газотурбинные двигатели и их элементы и на этой базе создавать оригинальные проекты других сложных изделий, уметь находить новые инженерные решения и в совершенстве владеть современными компьютерными технологиями проектирования.

Устойчивые конструкторские навыки формируются за счет многократности повторения материала в разных формах. Так, каждая тема в дисциплинах «Основы проектирования АД и ЭУ» и «Компьютерное проектирование основных узлов АД и ЭУ» прорабатывается студентами четыре раза: в лекционном курсе, на лабораторной работе, в проектной работе (как специальное задание, формирующее конструкторские навыки) и в контрольной работе.

Поэтому в завершении пособия внесены проектные задания и контрольные вопросы, которые могут служить примером разработки заданий и контрольных вопросов педагогом и инструментом самоконтроля усвоения и понимания материала студентом. Проектные работы формируют навык конструирования каждого модуля и определяют глубокое изучение предмета.

Основой, стержнем процесса формирования конструкторских, навыков проектирования является сквозной групповой курсовой, где связываются единой целью курсовые проекты и курсовые работы по разным дисциплинам: теория АД и ЭУ, проектирование и конструирование АД и ЭУ, надежность АД и ЭУ, компьютерные технологии проектирования и конструирования АД и ЭУ, автоматическое регулирование АД и ЭУ, технология сборки АД и ЭУ, технология механической обработки.

Результат обучения по данной системе - высокая профессиональная выучка, широкий спектр знаний и минимальное время адаптации в рабочем коллективе.

2. Компрессор в составе двигателя

Рассматривая осевой компрессор в составе ГТД ([рис.4](#)) как устройство для сжатия воздуха, т.е. устройство, производящее действие с заданным результатом, будем считать его подсистемой со всеми свойствами объекта, или объектом более низкого уровня, чем двигатель и самолет.

Реализованные основные характеристики компрессора: расход воздуха $G_v=1,5-1500$ кг/с, степень повышения давления $\pi_K^* = 5-50$, КПД $\eta_K = 0,87-0,92$. Весовые и стоимостные параметры компрессора можно оценить на основе данных, приведенных в [табл.2](#).

2.1. Связь компрессора с другими узлами двигателя

Проведем анализ связей компрессора с другими узлами двигателя. В рассматриваемой конструктивной схеме двигателя (см. [рис.4](#)), компрессор имеет связи с входным устройством, камерой сгорания, турбиной, реактивным соплом и опорами ротора.

Таблица 2

Относительные весовые и стоимостные характеристики узлов ТРДД GE-90

| Узлы двигателя | Вес % | Стоимость % |
|--|-------|-------------|
| Вентилятор | 15,6 | 14,5 |
| Подпорные ступени | 6,1 | 4,7 |
| КВД | 12,5 | 11,8 |
| камера сгорания | 3,9 | 4,4 |
| ТВД | 7,5 | 14,0 |
| ТНД | 20,4 | 16,7 |
| Подвеска | 16,3 | 15 |
| Агрегаты | 11,4 | 8,7 |
| Опоры | 3,5 | 3,4 |
| Трубопроводы, электрические провода и т.д. | 1,8 | 6,8 |

2.1.1. Входное устройство

Обеспечивает сжатие воздуха перед компрессором, равномерность входного поля скоростей и давлений. Учитывая, что при сверхзвуковом течении воздуха во входном устройстве расход его меняется в зависимости от полетного Mn , совместная работа компрессора и входного устройства обеспечивается в этом случае регулированием последнего (изменением коэффициента расхода). Конструктивное исполнение входного устройства определяет вероятность попадания в проточную часть компрессора посторонних предметов с взлетной полосы (камни, кусочки бетона, песок и т.п.) и птиц, которые являются причиной разрушения лопаток компрессора и других повреждений. Отбор воздуха из-за промежуточных ступеней компрессора обеспечивает защиту от обледенения элементов входного устройства - самолетных обводов, кока и стоек двигателя и, таким образом, исключает, и разрушение лопаток компрессора льдом, и самопроизвольное уменьшение проходных сечений входного устройства.

2.1.2. Опоры ротора

Форма канала, шероховатость стенок проточной части опоры влияют на потери полного давления и на равномерность полей скоростей и давлений. Опоры ротора определяют взаимное расположение элементов ротора и статора. Конструкция и соосность опор ротора турбокомпрессора, расположение их по длине двигателя относительно центров масс роторов компрессора и турбины определяют уровень вибрации. Для ее снижения используют балансировку ротора, изменение жесткости опор, введение элементов с нелинейной характеристикой жесткости и демпфирующие устройства. Осевая податливость опор определяет изменение осевых, а в ряде исполнений и радиальных зазоров в проточной части компрессора. Управляя числом, относительной толщиной, углом установки стоек (ребер) опор и осевым зазором между ними и рабочим колесом, можно устранить возбуждение колебаний лопаток компрессора.

2.1.3. Камера сгорания

Температура и скорость воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания, определяют качество и устойчивость горения топлива. Ограничения по неравномерности температурного поля на выходе из камеры сгорания предопределяют требования к компрессору по параметрам потока на входе в камеру сгорания:

- по неравномерности скорости потока;
- по превышению максимальной скорости над средней по сечению и расположению этого максимума в сечении;
- по отклонению потока от осевого направления.

Стык корпусов компрессора и камеры сгорания определяет изгибную и крутильную жесткость корпуса двигателя, что послужило одной из причин введения корпуса с двойной стенкой в конструкцию компрессора. Влияние камеры сгорания на возможность возбуждения колебания лопаток компрессора определяется соотношением числа лопаток последней ступени компрессора и числа горелок камеры сгорания.

2.1.4. Турбина

Турбина как источник механической энергии обеспечивает вращение ротора компрессора. Из анализа совместной работы компрессора и турбины следует, что пропускная способность турбины зависит от режима ее работы и таким образом влияет на газодинамическую устойчивость компрессора. При уменьшении пропускной способности тракта за компрессором на нерасчетных режимах приходится вводить систему управления компрессором (перепуск воздуха, регулируемые направляющие аппараты).

Из условия связанности роторов и статоров компрессора и турбины определяются зависимости крутящих моментов от газовых сил:

$$M_{pt} = M_{pk}, \quad -M_{ct} = M_{ck}$$

Эта механическая связь компрессора и турбины позволяет обеспечить работу радиально-упорного подшипника турбокомпрессора на разности осевых сил ротора компрессора и ротора турбины. В случае, когда величина осевой силы на подшипниках превышает допустимую, в компрессоре или турбине создаются разгрузочные полости с подачей воздуха в них из промежуточных ступеней компрессора.

Компрессор связан с турбиной и необходимостью подачи воздуха для охлаждения лопаток, для наддува уплотнений предмасляных полостей опор турбины и для охлаждения этих опор.

2.1.5. Реактивное сопло

Связи компрессора с реактивным соплом определяются, как и в случае с турбиной, закономерностями изменения положения рабочих точек на характеристике компрессора от изменения площадей характерных сечений, в нашем случае $F_{кр}$ сопла.

2.2. Проточная часть компрессора

Процесс сжатия воздуха в элементарной ступени осевого компрессора (рис. 5) происходит при обтекании профилей лопаток РК и НА, межлопаточные каналы в которых выполняют диффузорными.

Сила, воздействия лопатки на поток воздуха R , равна аэродинамической подъемной силе P воздействия потока на лопатку, но противоположна по направлению. Видно, что осевая составляющая R_a определяет проталкивающее воздействие на поток в осевом направлении, при этом скорость в относительном движении в диффузорных каналах падает.

Составляющая R_u осуществляет подвод энергии к рабочему телу воздействием на поток в окружном направлении, в результате увеличивается абсолютная скорость C_2 на выходе из рабочего колеса. Возросший запас кинетической энергии ($C_2 > C_1$) преобразуется в диффузорных лопаточных каналах НА в потенциальную энергию давления ($C_3 > C_2$, $P_3 > P_2$). Учитывая, что плотность вдоль проточной части компрессора возрастает, в соответствии с постоянством расхода при $C_a = \text{const}$ площадь (высота) канала уменьшается от входа к выходу.

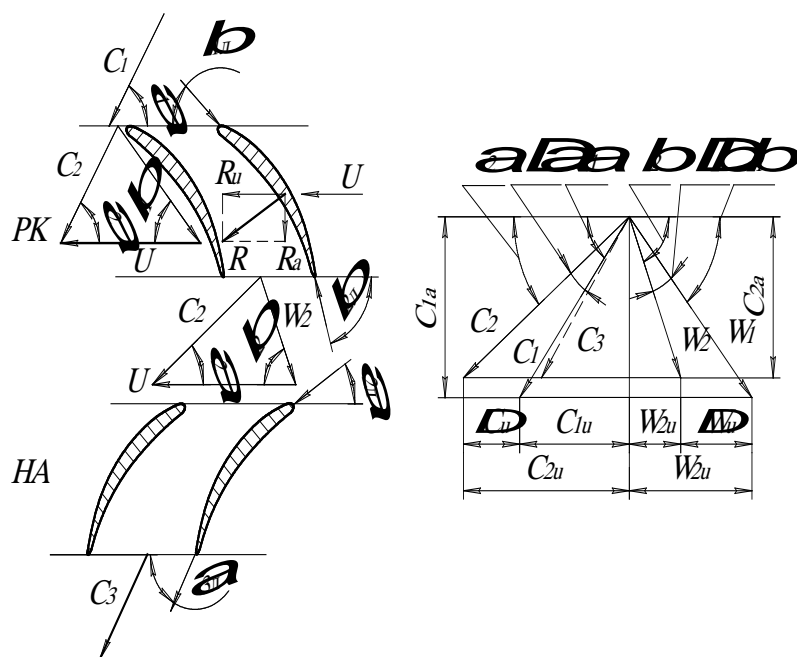


Рис. 5. Схема взаимодействия лопаток РК и НА в ступенях осевого компрессора

Параметр эффективности компрессора (расход воздуха, КПД, ГДУ и др.) зависит от формы его проточной части, от геометрии межлопаточных каналов, от правильности их выбора и постоянства по режимам.

Форма проточной части выбирается в угоду повышения выходных газодинамических параметров, улучшения конструкции и технологичности отдельных деталей. На рис. 6 представлены простые формы, применяемые в компрессорах авиационных ГТД. Они могут применяться и в разных сочетаниях.

Схема $D_H = \text{const}$ позволяет уменьшить число ступеней за счет увеличения средней окружной скорости по тракту, а из-за меньших углов поворота потока, больше возможность использования рабочей лопатки без полки хвостовика (лопатка технологичнее), рабочий радиальный зазор $\delta_{рз}$ не зависит от осевых перемещений ротора. Кольцевые детали наружной стенки статора в предельных случаях можно изготавливать из одной заготовки, возможно использовать неразъемный корпус с направляющими аппаратами, имеющими продольный разъем. Однако высота лопатки последней ступени при прочих равных условиях здесь наименьшая, с увеличенными потерями в радиальном зазоре и масса компрессора здесь наибольшая (наибольший объем и возрастание напряжений в дисках последней группы

ступеней).

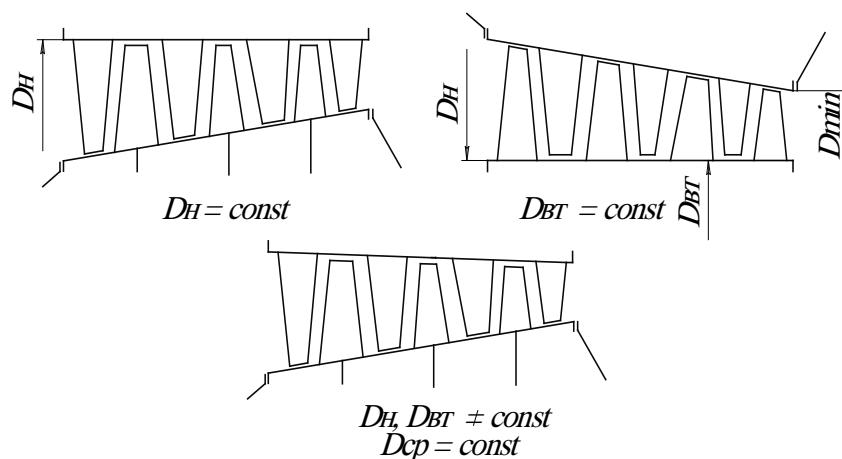


Рис. 6. Формы проточной части осевого компрессора

Схема $D_{Bm}=const$ дает возможность при необходимости увеличить высоту лопаток последних ступеней. Число видов заготовок для дисков, проставок и других роторных деталей здесь минимально. Однако рабочий радиальный зазор δ_{pz} может меняться по режимам из-за конусности наружной стенки, изгибная и крутильная жесткость силовой системы корпуса всего двигателя может минимизироваться D_{min} (талиа), они будут меньше чем при $D_H=const$.

Схема $D_{cp}=const$ позволяет в определенных проектных ситуациях уйти от недостатков первых двух схем.

Геометрические параметры системы межлопаточных каналов решеток рабочих колес и направляющих аппаратов всех ступеней компрессора задаются профилем лопаток, положением этих профилей относительно принятой системы координат, а также взаимным положением РК и НА (осевые зазоры) и РК и корпуса компрессора (радиальные зазоры). Величины их определяются расчетными кинематическими параметрами потока (треугольники скоростей).

Точность и стабильность геометрических параметров определяется системой требований по точности изготовления профилей, углов их установки, регламентированных отраслевыми стандартами, а также предельными отклонениями на радиальные и осевые зазоры.

Потери затраченной энергии, возникающие при перетекании воздуха через радиальные зазоры из зоны высокого давления в зону низкого (с выхода на вход и с корытца на спинку), приводит к снижению КПД ступени. Поэтому номинальные значения радиальных зазоров, определенные с учетом изменения их при действии газовых и центробежных сил, температурных деформаций и других факторов, стремятся свести к минимуму. Однако, минимальный зазор должен быть таким, чтобы исключить опасные касания рабочих лопаток о статор на нерасчетных режимах, например, на режиме останова двигателя.

Влияние осевых зазоров связано с возникновением следов за выходными кромками лопаток впереди стоящей решетки, которые определяют шаговую неравномерность потока по скорости и давлению (рис. 7). В итоге периодически с определенной частотой меняется скорость и давление на входе в решетку рабочего колеса, что приводит к снижению КПД и вызывает возбуждение колебаний лопаток.

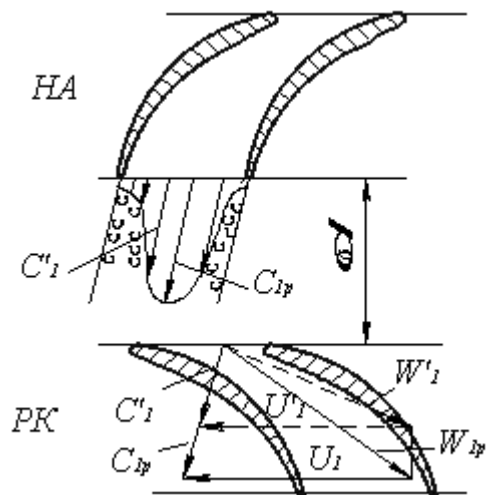


Рис. 7. Физическая картина течения в осевом зазоре ступени осевого компрессора

Номинал осевого зазора δ_{oi} , исключаяющий эти отрицательные явления, обычно принимается равным:

$$\delta_{oi} = (0,15 \dots 0,25) \cdot S_i,$$

где S_i - ширина предшествующего лопаточного венца по среднему радиусу.

Однако на величину осевых зазоров влияет деформация лопаток при нагружении газовыми силами, температурные деформации и предельные отклонения звеньев размерной цепи ротора и статора относительно передней плоскости радиально-упорного подшипника и ряд других факторов, которые приходится учитывать при назначении номинального размера осевого зазора.

2.3. Элементы, обеспечивающие работу компрессора на нерасчетных режимах

В нашем случае это элементы, повышающие эксплуатационные характеристики компрессора и двигателя в целом на нерасчетных режимах. Под этим понимается обеспечение запасов газодинамической устойчивости и управление радиальными зазорами по режимам работы двигателя, исключение образования льда на входном устройстве, ребрах передней опоры компрессора и лопатках ВНА с помощью противообледенительной системы, достижение заданного температурного режима отдельных узлов и деталей двигателя путем охлаждения воздухом, отбираемым из отдельных ступеней компрессора.

Авиационный двигатель – машина многорежимная, и для поддержания в этих условиях устойчивой (бессрывной) работы компрессора, настроенного на один расчетный режим, необходимы специальные конструктивные меры: устройство для перепуска воздуха, регулируемые НА, устройство для предотвращения вращающегося срыва, элементы “отсечки” присоединенных объемов и др.

В зависимости от режима работы двигателя изменяются и радиальные зазоры. Поэтому для поддержания потребных зазоров от запуска до останова двигателя необходима система управления радиальными зазорами.

Воздух, отбираемый от разных ступеней компрессора для внутридвигательных систем и для самолетных нужд, проходит через специальную систему отбора воздуха. Эти отборы также влияют на положение рабочих точек на характеристике компрессора.

2.3.1. Система перепуска воздуха

Для обеспечения газодинамической устойчивости (ГДУ) на нерасчетных пусковых режимах и для снижения мощности пускового устройства (стартера), вводится система перепуска воздуха из средних ступеней компрессора (рис.8).

Исходной причиной всех срывных процессов в компрессоре (помпаж, вращающийся срыв) является отклонение угла атаки от расчетного ($i_p=2..5^\circ$), что наблюдается при изменении режима работы двигателя (по частоте вращения и расходу воздуха или только по расходу воздуха).

Для простого случая уменьшение расхода воздуха от расчетного дросселированием (например, в сопловом аппарате турбины) приводит к увеличению угла атаки i на первой группе ступеней (рис. 9) и его снижению до отрицательных значений на последней группе ступеней. Это происходит из-за снижения плотности воздуха перед последней группой ступеней (и, следовательно, из-за увеличения объема) при неустойчивом сжатии в 1 группе ступеней, что приводит к увеличению расхода воздуха и осевых скоростей C_a на последней группе ступеней. На средней группе ступеней угол атаки изменяется мало.

На лопатках первой группы ступеней срыв потока происходит со спинки профиля, а на последней группе ступеней с корытца, в итоге падает напорность ступени, π_{cm} и КПД. Нестационарные срывные явления приводят к возникновению нерасчетных колебаний лопаток, снижают их вибрационную прочность. Перепуск воздуха из средних ступеней увеличивает расход воздуха через первую группу ступеней, которые, таким образом, выходят из зоны неустойчивой работы за счет уменьшения угла атаки, увеличиваются π_K и КПД.

Увеличение сжатия в первой группе ступеней приводит к увеличению давления и плотности в группе последних ступеней. Выброс части воздуха и повышение плотности уменьшает объемный расход через эти ступени, углы атаки приближаются к расчетным. Изменение характеристики при открытии клапанов перепуска воздуха показано на рис. 10.

Перепуск снижает общую работу сжатия и таким образом появляется возможность уменьшить требуемую мощность пускового устройства (стартера), но при этом нерационально используются затраты энергии на сжатие воздуха. Поэтому перепуск на режиме малого газа прекращается (клапаны закрываются).

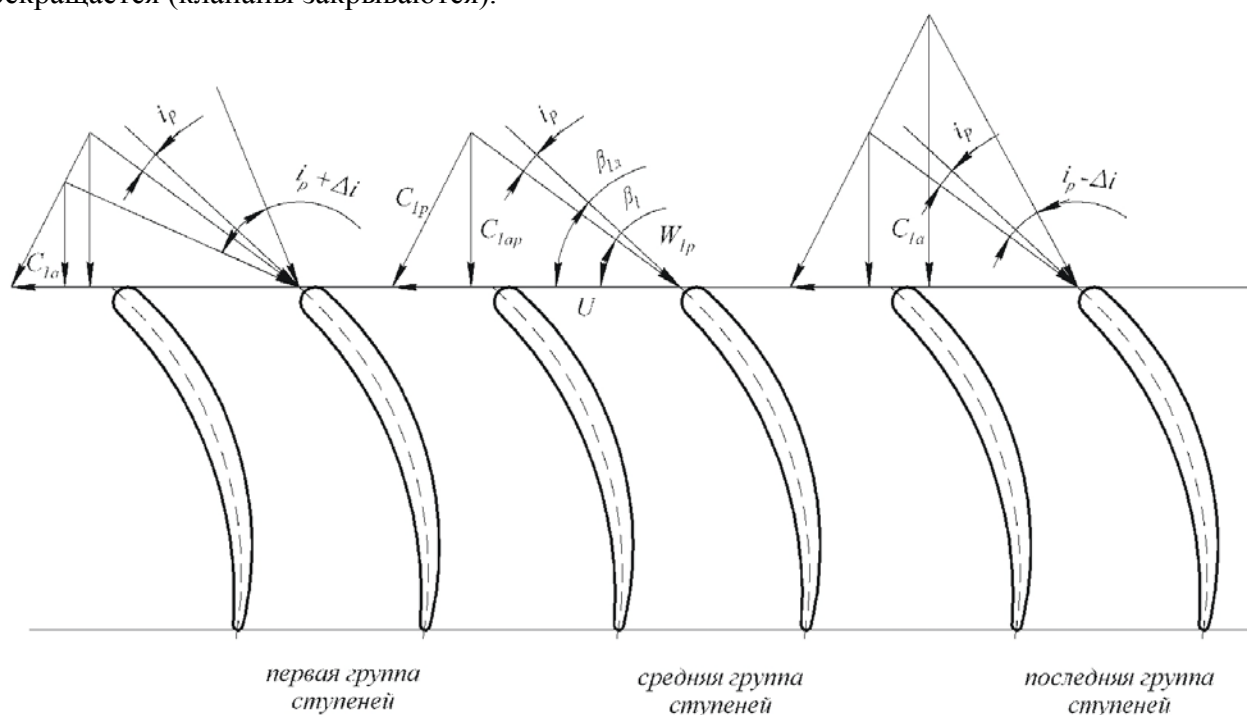


Рис. 9. Изменение углов атаки на лопатках рабочего колеса на нерасчетном режиме (уменьшение расхода воздуха)

Основная трудность при проектировании системы перепуска – это обеспечение герметичности, прочностной надежности, заданной массы и стоимости клапанов перепуска, работающих на больших перепадах давления (2-4 МПа) и при высоких температурах (500-700 К).

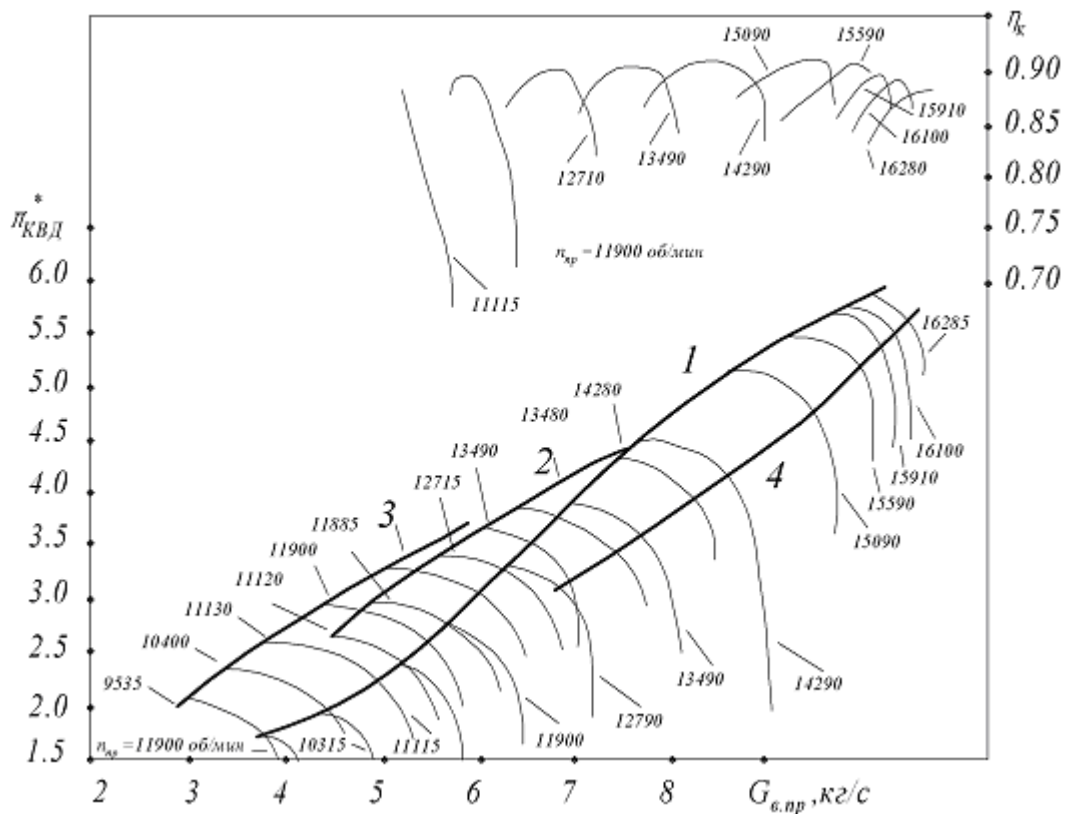


Рис. 10. Характеристики КВД двигателя АИ-25

1 – граница устойчивой работы при закрытых клапанах перепуска; 2 – граница устойчивой работы с открытыми клапанами перепуска за III ступенью; 3 – граница устойчивой работы с открытыми клапанами перепуска за III и V ступенями; 4 - линия рабочих режимов.

2.3.2. Регулируемые направляющие аппараты

РНА устанавливаются на одну или несколько первых ступеней и в ряде случаев одновременно и на нескольких последующих ступенях ([рис.11](#)).

Изменяя угол установки лопаток впереди стоящего НА, возможно управлять углами атаки на лопатках рабочего колеса и, таким образом, влиять на запас газодинамической устойчивости и расход воздуха. На рисунке 12 показано положение лопаток РНА первой группы ступеней в расчетном (открытом) и пусковом (прикрытом) положении, и треугольники скоростей, соответствующие трем положениям РНА: расчетному, нерасчетному, и приведенному к расчетному по углу атаки на первых ступенях (уменьшение i). На последней группе ступеней кинематика РНА с целью повышения к.п.д. обеспечивает на нерасчетных режимах раскрытие, то есть увеличение проходного сечения межлопаточных каналов и увеличение угла атаки i до расчетного.

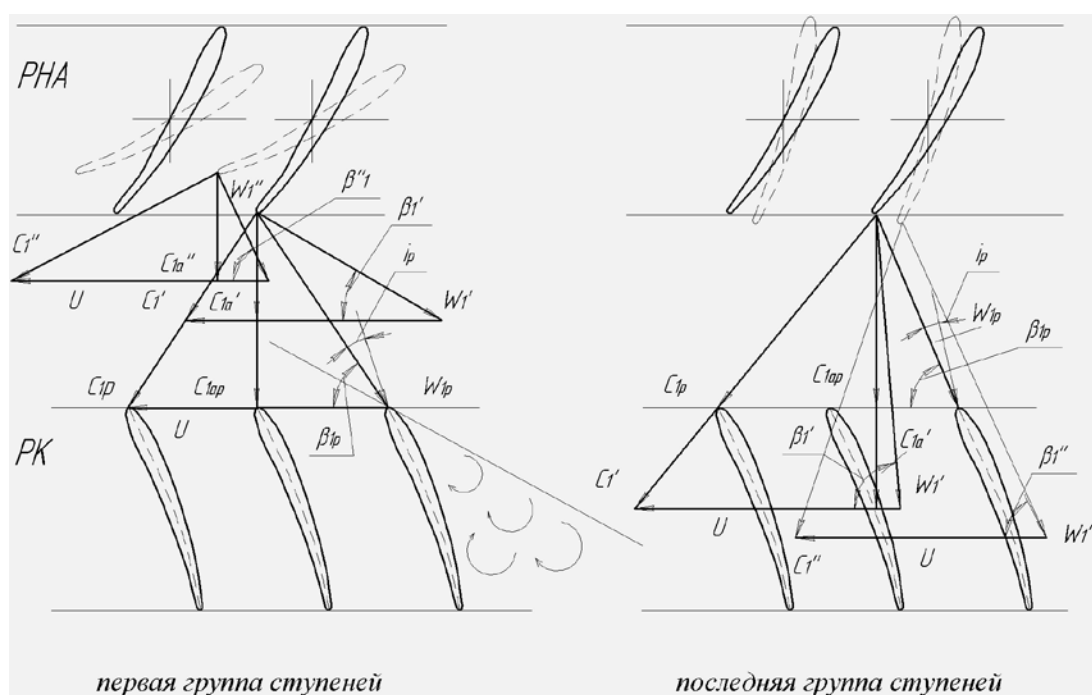


Рис. 12. Восстановление угла атаки поворотом лопаток РНА на первой и последней группе ступеней на нерасчетном режиме

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

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

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

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

При газодинамическом проектировании рассматривается физическая картина рассогласования работы отдельных групп ступеней осевого компрессора и определяются требуемые углы поворота лопаток РНА.

Конструктор должен решить проблему идентичности положения лопаток после поворота на нужный угол, исключения задержки (заедания) при движении механизма поворота и обеспечении ресурса системы управления, которая под действием общей вибрации подвергается сильному изнашиванию.

2.3.3. Компрессор, разделенный на каскады

Компрессор, разделенный на 2-3 компрессора с автономным приводом и меньшей напорностью, позволяет обеспечить заданный диапазон газодинамической устойчивости часто без использования клапанов перепуска и РНА, за счет уменьшения рассогласования настройки первых и последних ступеней.

Причина рассогласования состоит в том, что при изменении частоты вращения не сохраняются расчетные отношения Ca/U (коэффициент расхода) на первой и последней группе ступеней, что приводит к значительному искажению треугольников скоростей на нерасчетных режимах.

Учитывая, что режим работы средних ступеней почти не меняется, обеспечение расчетного обтекания решеток профилей достигается вращением первой и последней группы ступеней отдельно каждой своей турбиной, со своей частотой вращения по режимам. В этом случае, при переходе с расчетного на нерасчетный режим, частота вращения первого и второго компрессора будут изменяться по-разному и всегда так, что Ca/U в крайних ступенях будет изменяться меньше, чем в основном компрессоре.

Структура разделения многоступенчатого осевого компрессора на каскады предварительно определяется при термодинамическом проектировании и уточняется при создании эскизного проекта (общей компоновки).

2.3.4. Рабочее кольцо с перфорацией, устраняющее «вращающийся срыв»

При расчетном угле атаки i в кольцевой решетке профилей наблюдается осесимметричное бессрывное течение. Если по какой-то причине угол атаки i приблизился к критическому значению, за которым следует срыв потока, то он может происходить не на всех лопатках, как можно предположить, а только на отдельной группе лопаток.

Срывные зоны не остаются неподвижными, а перемещаются по кольцевой решетке (вращаются) с угловой скоростью $\omega_{в.с.} = (0,4 \div 0,6) * \omega_p$ в сторону, противоположную вращению (то есть вращающийся срыв отстает по частоте вращения от рабочего колеса, перемещаясь в сторону его вращения). Поясним этот процесс на рисунке 13.

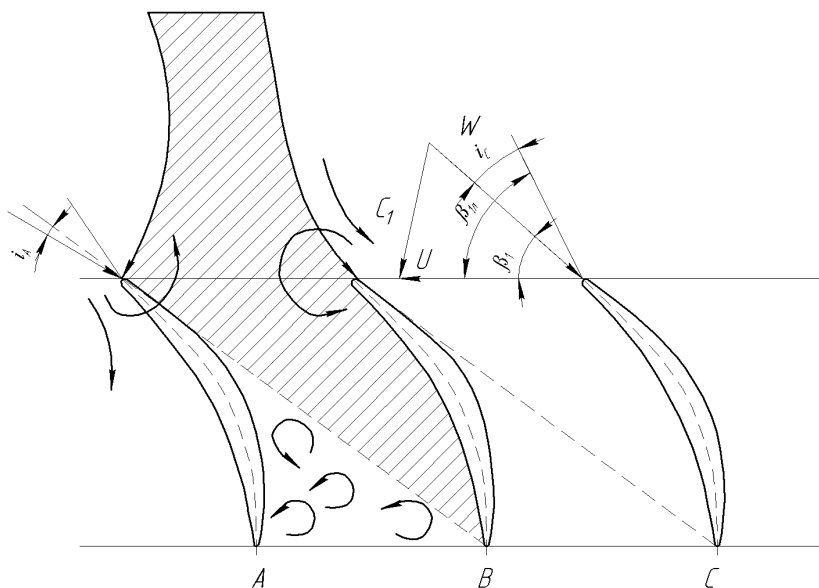


Рис. 13. Схема перемещения вращающегося срыва

Предположим, что на лопатке A угол атаки i_A оказался выше критического, происходит интенсивный срыв со спинки и срывная зона закрывает межлопаточный канал AB. Воздух, притекающий к переднему фронту канала AB, обходит его, устремляясь в соседние межлопаточные каналы. В результате на лопатке A угол атаки уменьшается, и она выходит из срыва, а на лопатке B увеличивается выше критического, следует срыв и заполняется канал BC: лопатка B выйдет из срыва, а лопатка C войдет в срыв и т.д.

Вращающийся срыв не трансформируется в общий срыв в компрессоре, но приводит к снижению газодинамической устойчивости и параметров ступени, а также является источником возбуждения колебания лопаток. Срывные зоны на первых ступенях могут захватывать не всю высоту канала, а только периферийную часть, что объясняется значительными отличиями треугольников скоростей по высоте лопатки. Это явление положено в основу устройства, уменьшающего отрицательный эффект вращающегося срыва путем отбора воздуха от РК в ресивер через перфорированное рабочее кольцо (рисунок 14) или щелевой перепуск.

Эффективность этого устройства проявляется в следующем:

- отбор воздуха в ресивер от рабочего колеса через перфорированную стенку увеличивает расход воздуха через решетку рабочего колеса и, следовательно, уменьшает углы атаки i и вероятность возникновения срыва;

- с присоединением ресивера происходит выравнивание давления по окружности колеса, что препятствует образованию срывных зон. При этом в ресивере образуется область циркуляционного течения I, на границе с основным потоком III формируется зона смешения потоков II.

Задача конструктора - подбор высоты и длины кольцевого ресивера, диаметра и числа отверстий и их положения относительно периферийного профиля пера лопатки.

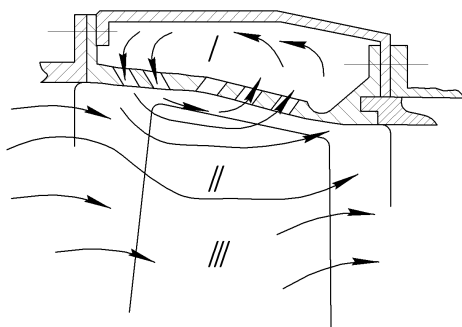


Рис. 14. Механизм воздействия на вращающийся срыв ресивера с перфорированной стенкой

2.3.5. Элементы, изолирующие или исключают втулочные присоединенные объемы

Втулочными присоединенными объемами в компрессоре и турбине принято называть кольцевые полости, образующиеся между конструктивными элементами двухпорных НА, РК и цилиндрическими проставками ротора, и соединяющиеся с проточной частью кольцевыми щелями (рисунок 15,а).

В процессе сжатия воздуха в ступени из-за окружной и радиальной неравномерности потока перед решеткой профилей, различных отклонений в геометрии межлопаточных каналов, давления за решеткой тоже не одинаковы по окружности (рисунок 15,б): есть участки где давление превышает некоторое среднее значение (зона А), и участки, где оно ниже среднего (зона В). Тогда по кольцевому каналу воздух из зоны А вытекает в зону В, образуя поперечные течения в проточной части компрессора. Взаимодействие основного потока с поперечным потоком из присоединенных объемов ведет к дополнительным гидравлическим потерям и снижает КПД и газодинамическую устойчивость.

Другая опасность состоит в том, что окружная неравномерность на входе в компрессор может меняться с некоторой периодичностью (крупномасштабные пульсации), что вызывает периодические выбросы воздуха из присоединенных объемов в тракт, и если это происходит с частотами, близкими к частотам помпажа, то они могут вызвать помпаж компрессора.

Без понимания и воссоздания физической картины взаимодействия присоединенного объема с проточной частью в конкретном конструктивном исполнении трудно найти эффективную конструкцию изоляции присоединенных объемов.

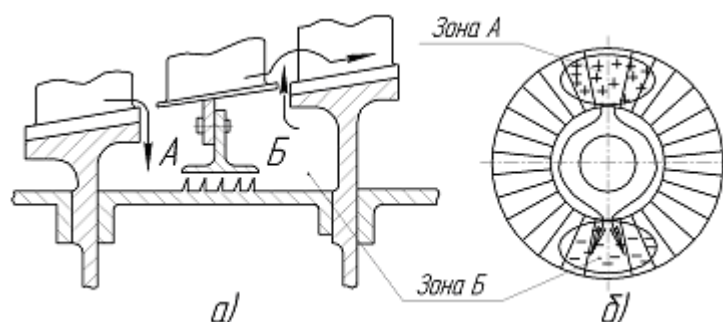


Рис. 15, а - присоединенный объем (зона повышенного давления)
б - присоединенный объем (зона пониженного давления)

2.3.6. Управление радиальными зазорами

В структуре компрессора (и турбины) радиальными зазорами в проточной части (рисунок 16) называют: зазор δ_{pz}^1 между статором (рабочим кольцом) и поверхностью, образуемой периферийными сечениями рабочих лопаток, и зазор δ_{pz}^2 между внутренней поверхностью НА (СА) и роторным элементом.

Функционально радиальные зазоры обеспечивают беспрепятственное вращение ротора относительно неподвижного статора.

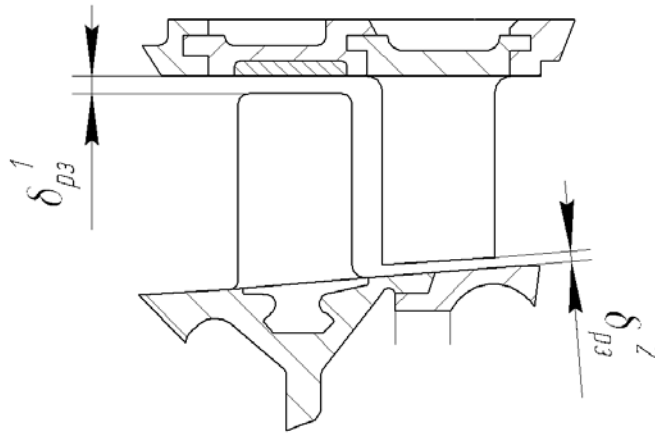


Рис. 16. Радиальные зазоры

2.3.6.1. Проблема контроля радиальных зазоров

Проблема состоит в том, что с одной стороны радиальные зазоры отрицательно влияют на процесс сжатия воздуха в компрессоре и увеличиваются с ростом наработки, и поэтому их необходимо уменьшать, а с другой – радиальные зазоры следует увеличивать, так как они не остаются постоянными на разных режимах работы двигателя и при разных условиях полета и могут то увеличиваться, то уменьшаться, вплоть до опасного задевания ротора о статор.

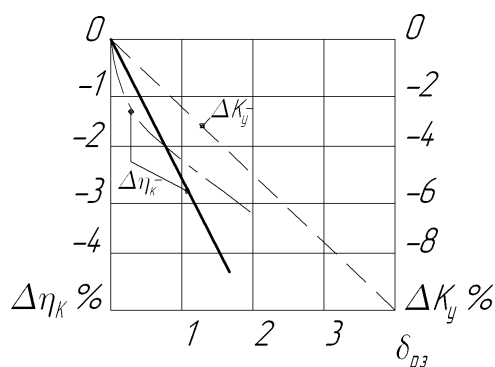


Рис. 17. Влияние относительного радиального зазора по концам лопаток компрессора δ_{P3} на изменение КПД $\Delta\eta_k$ и запасов газодинамической устойчивости ΔK_y .

Отрицательная функция радиальных зазоров выражается в том, что потери затраченной энергии при перетекании воздуха через зазоры под действием разности давлений приводят к снижению КПД и газодинамической устойчивости на $\Delta\eta_k$ и ΔK_y (рис. 17).

Эти потери зависят от величины относительного радиального зазора

$$\bar{\delta}_{P3} = \frac{\delta_{P3}^1}{h_d}$$

Чем меньше высота лопатки h_d и больше зазор, тем значительней снижение КПД и газодинамической устойчивости. Изменение δ_{P3}^1 на 1% приводит к снижению КПД на 1-2%, а ΔK_y примерно на 3%.

При снижении КПД на 1% в компрессоре ТРДД GE90 (в составе вентилятора, подпорных ступеней и КВД) C_{y0} растет на крейсерском режиме на 1,5%, а в двигателях с меньшими приведенными расходами через КВД до 2,0%.

Радиальные зазоры увеличиваются по времени эксплуатации из-за изнашивания, деформации и относительного перемещения ротора и статора от действия эксплуатационных нагрузок. Однако эти изменения различны у двигателей разного исполнения. На рисунке 18 показано увеличение удельного расхода топлива C_{y0} по ресурсу для нескольких двигателей, где одной из основных причин снижения топливной эффективности является увеличение радиальных зазоров.

В этой связи можно говорить о стабильности радиальных зазоров по ресурсу как о качественной характеристике двигателя. Стабильность радиальных зазоров определяется структурными связями конструкции двигателя повышающими жесткость системы «ротор - статор» за счет использования корпусов с двойной стенкой, сокращением расстояния между опорами и др., а также нанесением на элементы конструкции, образующие радиальные зазоры δ_{P3}^1 и δ_{P3}^2 , специальных композиций – срабатываемых слоев. Срабатываемые слои уменьшают риск задевания ротора о статор и, таким образом, позволяют минимизировать номинальные значения радиальных зазоров.

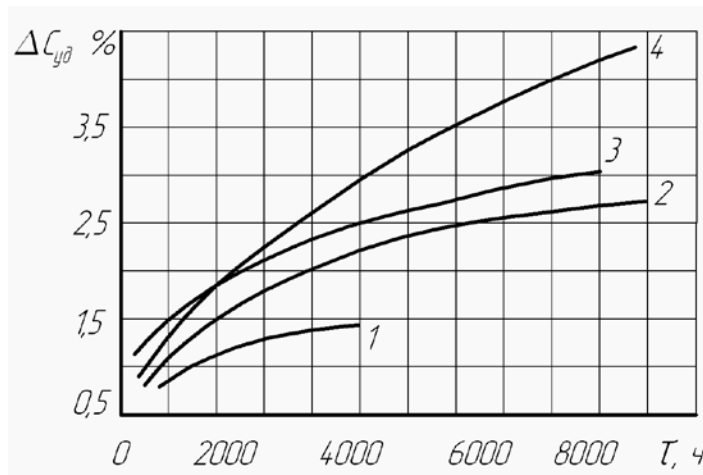


Рис. 18. Зависимости увеличения удельного расхода топлива от наработки в эксплуатации для 3-каскадного и 2-каскадных ГТД:
 1 – 3-каскадный ГТД RB.211;
 2, 3, 4 – 2-каскадные ГТД (2 – ИТ9Д, 3 – ИТ8Д, 4 – ИТ3Д)

Следовательно, при проектировании компрессора нужно стремиться к минимальным величинам радиальных зазоров. Однако этому препятствует, как указывалось ранее, то обстоятельство, что радиальные зазоры не остаются постоянными не только на переходных режимах (сброс оборотов, повторная приемистость, переход от режима к режиму), но и на установившихся режимах.

Действительно, параметры на входе в двигатель (T_B^* , V_n , H) не остаются постоянными, поэтому на любом стационарном режиме с постоянной приведенной частотой

$$n_{np} = n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}$$

радиальные зазоры не будут неизменными, так как деформации элементов статора и ротора (дисков и лопаток) будут отличаться от деформаций в условиях, принятых за расчетные, из-за разности рабочих температур, коэффициентов линейного расширения и геометрических характеристик деталей, определяющих зазоры. Для поддержания $n_{np} = const$ в случае изменения T_B^* будут изменяться физические обороты, что приводит к изменению деформаций ротора и, следовательно, радиальных зазоров.

2.3.6.2. Определение величин радиальных зазоров

Нужно выделить важный момент в формировании радиальных зазоров, а именно: на каком установившемся режиме работы двигателя определять минимальные, номинальные значения радиальных зазоров. Очевидно, это должен быть режим, где проявляются предельные деформации ротора и статора и радиальный зазор становится минимальным – обычно $\delta_{P3min} = 0,0..0,2\text{мм}$, а режим с T_{Vmax}^* и n_{max} . Тогда на крейсерском и других режимах радиальные зазоры будут больше.

Назначенный таким образом номинал радиального зазора должен быть увеличен на столько, чтобы исключить задевание ротора о статор на переходных режимах на всех этапах полета, то есть на величину изменения радиальных зазоров $\Delta\delta_{P3}^j$. Тогда номинальный монтажный зазор можно записать как алгебраическую сумму:

$$\delta_{M3}^1 = \delta_{P3min}^1 + \Delta\delta_{P3}^1.$$

Каждому установившемуся режиму будет соответствовать свой радиальный зазор $\Delta\delta_{P3}^j$ при некоторых внешних условиях и $n = const$

$$\delta_{P3}^1 = \delta_{M3}^1 - \Delta\delta_{P3}^1,$$

где δ_{M3}^1 - монтажный радиальный зазор, $\Delta\delta_{P3}^j$ - изменение радиального зазора, свойственное рассматриваемому режиму работы двигателя. Схематично динамика изменения δ_{P3}^j показана на рисунке 19. На рис. 20 изображено схематично изменение радиальных и осевых зазоров в компрессоре и турбине.

Видно, что минимальный радиальный зазор соответствует максимальному режиму по T_V^* и частоте вращения (по определению) и режима останова двигателя, когда на выбеге холодный воздух в проточной части охлаждает статор, а ротор еще не успел охладиться. Показан и радиальный зазор на режиме запуска; он велик потому, что статор, обладая меньшей тепловой инерцией, нагревается быстрее, чем ротор. Важно отметить, что на крейсерском режиме, где требуется наибольшая топливная эффективность, радиальный зазор поэтому не оптимален.

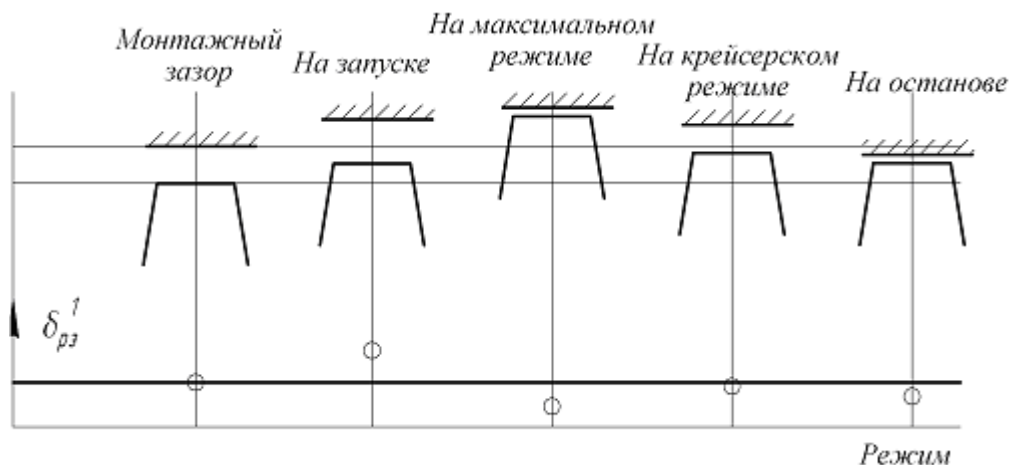


Рис. 19. Примерное изменение радиального зазора δ_{P3}^j по режимам работы двигателя

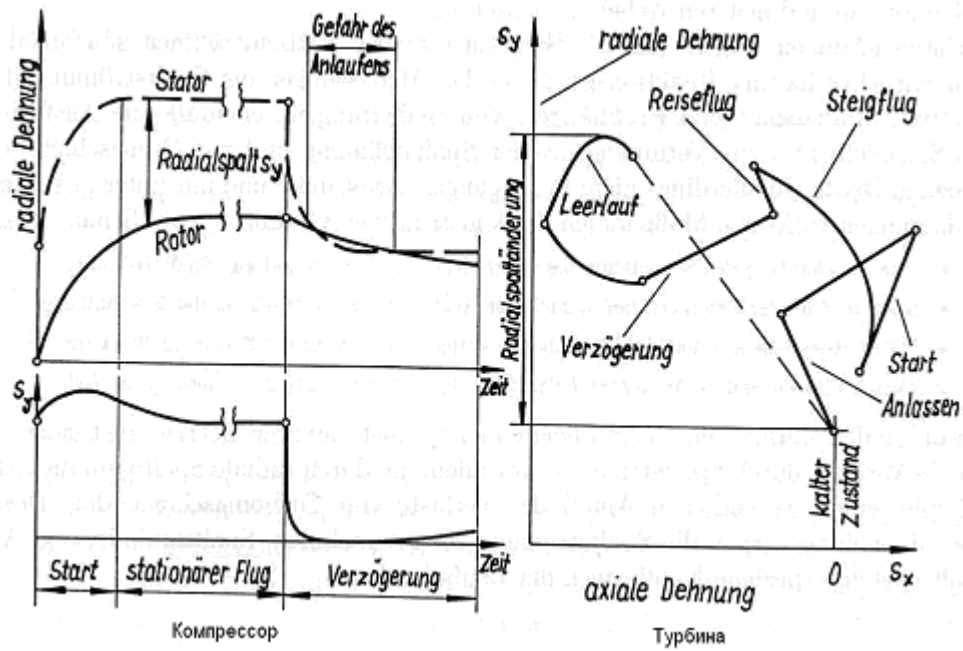


Рис. 20. Примерное изменение радиального и осевого зазоров в компрессоре и турбине по режимам работы двигателя

Изменение радиального зазора формируется как алгебраическая сумма слагаемых, определяемых конкретными физическими явлениями:

$$\Delta \delta_{P3}^1 = U_{\delta}^c + U_{\delta}^t + U_{л}^c + U_{л}^t + U_{з}^c + U_{в}^G + U_n + U_{дем} + U_{nn} + U_{mp}^c + U_k^c + U_k^t,$$

где U_{δ}^c , $U_{л}^c$, $U_{в}^c$, U_{mp}^c , U_k^c - упругие деформации диска, лопатки, замка лопатки; трактового кольца или барабанной проставки и корпуса;

U_{δ}^t , $U_{л}^t$, U_k^t - тепловая деформация диска, лопатки, корпуса;

$U_{в}^G$ - прогиб ротора с учетом дисбаланса;

U_n , $U_{дем}$ - радиальный зазор в подшипниках и демпферах опор;

U_{nn} - производственные отклонения от требований чертежа, включая радиальные биения по рабочим лопаткам, трактовым кольцам и барабанным проставкам.

Радиальный зазор δ_{P3}^2 между внутренней поверхностью НА и роторным элементом (барабанной проставкой)

$$\delta_{P3}^2 = \delta_{M3}^2 - \Delta \delta_{P3}^2$$

$$\Delta \delta_{P3}^2 = U_{\delta}^c + U_{\delta}^t + U_{лНА}^t + U_n + U_{дем} + U_{nn} + U_{mp}^c - U_k^c - U_k^t,$$

где $U_{лНА}^t$ - тепловая деформация лопатки НА; остальные обозначения одинаковы с выражением для $\Delta \delta_{P3}^1$.

2.3.6.3. Виды систем управления радиальными зазорами

Как было показано ранее, выбранный монтажный зазор, гарантирующий отсутствие задевания ротора о статор на всех эксплуатационных режимах, не обеспечивает оптимальных значений радиальных зазоров на крейсерском режиме, где требуется низкий удельный расход топлива. Поэтому в современных АД вводится система управления радиальными зазорами, которая позволяет обеспечить минимальные зазоры на основных эксплуатационных режимах и исключить при этом врезание ротора в статор при останове.

Различают системы управления *активные*, то есть управляемые, и *пассивные*, которые обеспечивают уменьшение радиальных зазоров на заданных режимах автоматически за счет согласования во времени тепловых деформаций ротора и статора.

Управляемые системы разделяются на системы, воздействующие на статор путем дозированного охлаждения элементов статора, и системы, воздействующее на ротор путем подогрева дисков (*termatik rotor*).

Пассивные системы обычно строятся на согласовании темпов тепловых деформаций ротора и статора, реализуемых или подбором материалов по коэффициентам линейного расширения или с помощью специальных устройств.

Пример воздействия на статор компрессора ВД ТРДД GE90 показан на рисунке 21. Воздух, отбираемый за четвертой ступенью КВД на охлаждение опор турбины, наддув предмасляных полостей опор и для разгрузки от действия осевых сил радиально-упорного подшипника каскада низкого давления, транспортируется по кольцевому каналу, созданному дефлектором, омывая заднюю часть внутреннего корпуса КВД. Для увеличения тепловой инерции статора над каждым рабочим колесом сделано увеличение толщины статора. Уменьшение радиуса корпуса КВД и радиального зазора пропорционально снижению температуры корпуса $\Delta r = r_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t$. Система управления пассивная.

Активная система воздействия на ротор компрессора ВД ТРДД CFM56-5C приведена на рисунке 22. Воздух, отбираемый за пятой ступенью через клапан, передается внутрь ротора каскада ВД и подогревает ступицы дисков, начиная с первой ступени.

Повышению эффекта уменьшения радиальных зазоров от подогрева ступиц дисков способствует малая толщина всех последних 6 ступеней и практически одинаковые их геометрические параметры (диаметр центрального отверстия, ширина и высота ступицы). Отметим, что система с подогревом ступиц дисков не нашла широкого применения.

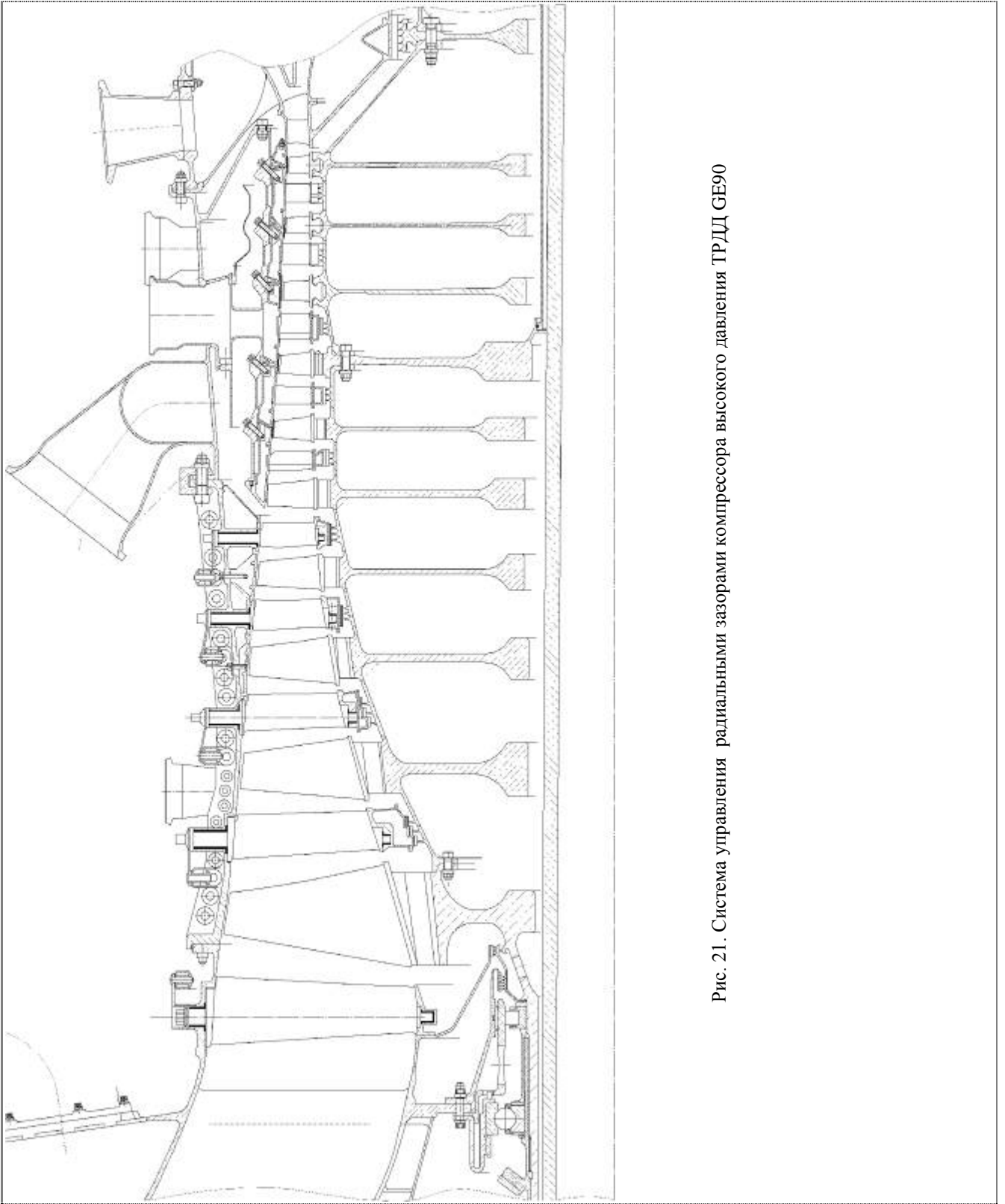


Рис. 21. Система управления радиальными зазорами компрессора высокого давления ТРДД GE90

Проведенный анализ позволяет поставить ряд задач, решаемых при создании системы управления радиальными зазорами: уметь сделать оценку потребных радиальных зазоров и динамики их по режимам, определить конструктивную схему системы и логику управления, представлять процесс деформации зазорообразующих элементов при работе системы, уметь оценивать эти деформации по режимам и находить оптимальные варианты конструкции системы по габаритам, массе, стоимости и надежности.

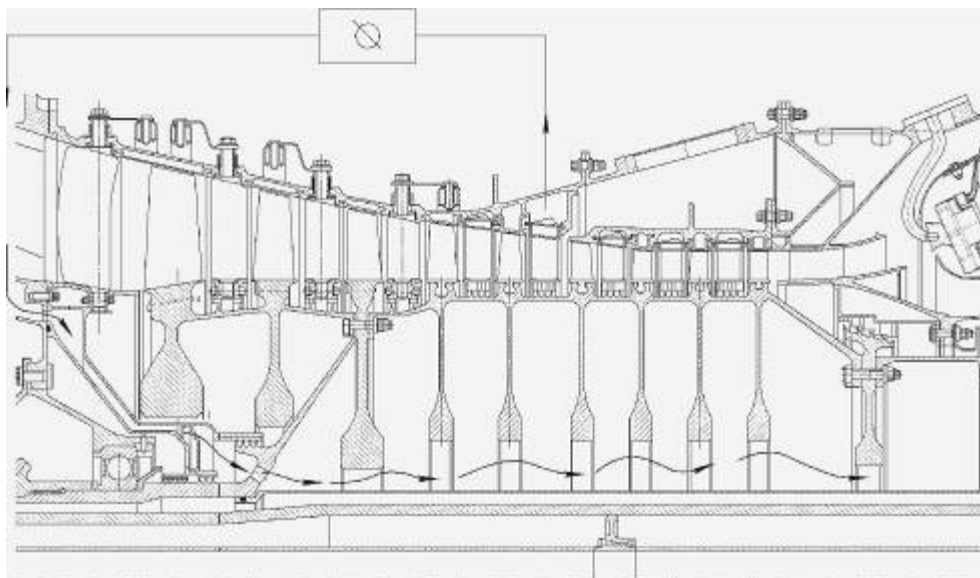


Рис. 22. Компрессор высокого давления ТРДД CFM56-5C с системой управления радиальными зазорами подогревом дисков

2.3.7. Противообледенительная система

При повышенной влажности воздух насыщен капельками воды диаметром 10-20 микрометров, которые остаются в жидкой фазе до отрицательных температур порядка -20°C . Такие переохлажденные капли при встрече с твердой стенкой мгновенно кристаллизуются и нарастание льда идет лавинообразно. Образование льда отмечается на элементах входного устройства, на стойках передней опоры ротора, лопатках ВНА и на входном коке двигателя. Система образования льда на этих элементах показана на рис. 23. При обтекании симметричного профиля стойки опоры (рис. 23,а), капельки воды на криволинейном участке линии тока испытывают дополнительное действие инерционных сил. На участке АБ эти силы направлены в стороны профиля, капли воды сходят с линии тока, соударяются с твердой поверхностью и образуют нарост льда на верхней кромке. По этой же причине лед не образуется на участке ВС – силы инерции уводят капли от стойки.

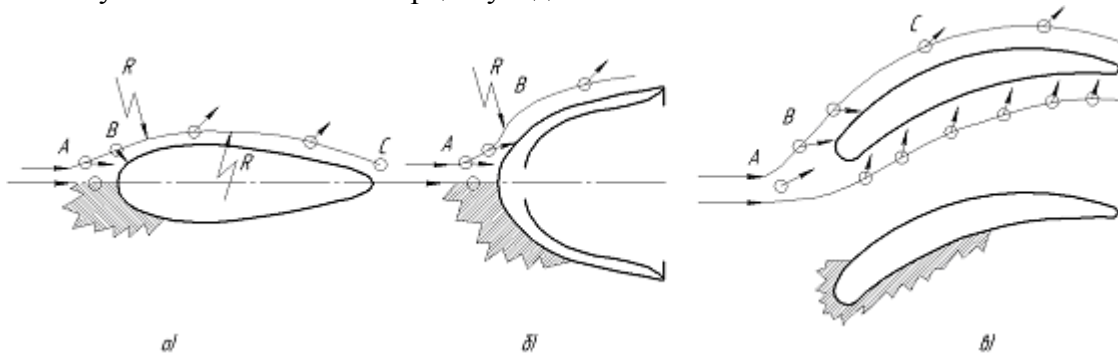


Рис. 23. Схема образования льда: а – на стойках передней опоры компрессора; б – на входном неврещающемся коке; в – на лопатках ВНА.

Аналогичная картина образования льда на входном коке (рис. 23,б).

При обтекании профиля лопатки ВНА (рис. 23,в), лед образуется на входной кромке и на корытце.

Уменьшение площади проточной части компрессора при обледенении снижает расход воздуха через двигатель, самопроизвольно растет T^*_2 и при достижении ограничения по этому параметру начинает резко падать тяга. Таким образом, обледенение создает аварийную ситуацию. Самолет тяжелеет, увеличивается аэродинамическое сопротивление, а тяга двигателя в этот момент уменьшается. Ситуация может усугубиться тем, что куски льда повредят лопатки компрессора и могут стать причиной отказа двигателя.

Поэтому на двигателе обязательна ПОС, функция которой предотвратить эти опасные эффекты. Обычно ПОС выполняется по принципу подогрева поверхностей, подверженных обледенению с тем, чтобы образовавшийся лед подтаивал, уменьшалось его сцепление с твердой поверхностью и остатки льда сбрасывались воздушным потоком в тракт. Понятно поэтому важность своевременного включения ПОС, которое обеспечивается специальным сигнализатором обледенения. Достаточная температура нагрева 40°C на режиме малого газа и 60°C на взлетном и крейсерском режиме.

В качестве источника тепла обычно используется воздух, отбираемый из средних ступеней компрессора с $T \approx 300^{\circ}\text{C}$. Носитель тепла опять сбрасывается в тракт. Последнее обстоятельство практически исключает возможность применения выхлопных газов в системе противообледенения, так как из проточной части компрессора забирается воздух для наддува гермокабины.

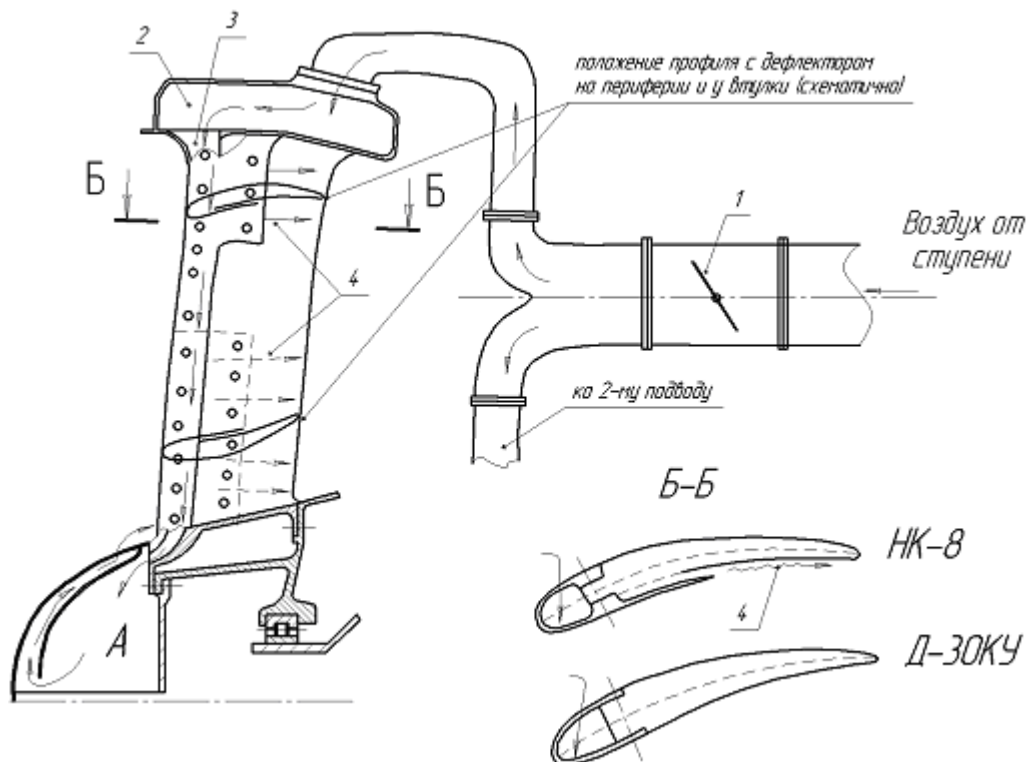


Рис. 24. Схема противообледенительной системы ТРДД НК-8:
 1 – клапан (заслонка), 2 – ресивер, 3 – воздушный канал в передней кромке, образованной дефлектором, 4 – пленочный обогрев

На рис. 24 показана типичная схема обогрева лопаток ВНА и кока на примере ТРДД НК-8. Горячий воздух подается через клапан 1 к ресиверу 2, из которого горячий воздух раздается по всем лопаткам. Проходя через воздушный канал 3, воздух выходит через щели между дефлектором и лопаткой, образуя защитную тепловую пленку 4 на корытце. Таким образом, в конструкции лопаток ВНА НК-8 реализуется эффективный конвективно-пленочный обогрев. На этом же рисунке показана конструктивная схема лопатки ВНА ТРДД Д-30КУ с использованием только конвективного теплообмена. Часть воздуха, проходя через канал 3, попадает в полость А далее, протекая между корпусом кока и дефлектором, обогревает стенку кока и затем выбрасывается через отверстия в тракт.

Из анализа видно, что главная задача при проектировании ПОС состоит в том, чтобы эффективнее использовать тепло источника, идя по двум направлениям – уменьшать потери тепла и давления при транспортировании теплоносителя, и интенсифицировать передачу тепла от теплоносителя к обогреваемым поверхностям.

2.3.8. Системы отбора на внутридвигательные потребности и самолетные нужды

Воздух от компрессора отбирается для функционирования элементов и систем двигателя: на охлаждение деталей турбины, опор ротора, на наддув предмасленных и разгрузочных полостей опор, для системы управления радиальными зазорами в компрессоре и турбине, для системы противообледенения и др.

Отбор воздуха в самолетные системы необходим для обогрева и кондиционирования кабины, для защиты от обледенения воздухозаборника и крыла. Суммарный отбор воздуха составляет 10% и более от общего расхода воздуха.

Отбор воздуха - это потеря рабочего тела, и поэтому происходит снижение тяги или увеличение удельного расхода топлива. Правда, несколько увеличиваются запасы газодинамической устойчивости.

Отборы воздуха могут влиять на возбуждение колебаний лопаток компрессора. Опытным созданием авиационных двигателей выработаны подходы для организации отборов, которые позволяют снизить это возбуждение колебаний лопаток. Конструктивно отборы воздуха обеспечиваются через окна в наружном кольце НА ступени отбора. Если суммарная площадь таких окон оказывается недостаточной, переходят к так называемому щелевому перепуску, когда в трактовой стенке компрессора образуется кольцевой разрыв – щель. Осевой зазор между НА и РК увеличивается в этом случае до 0,6 ширины венца (рис. 25). Далее отбираемый воздух собирается в кольцевой ресивер, и из ресивера через систему управления (клапаны, заслонки и т.д.) воздух поступает к потребителю.

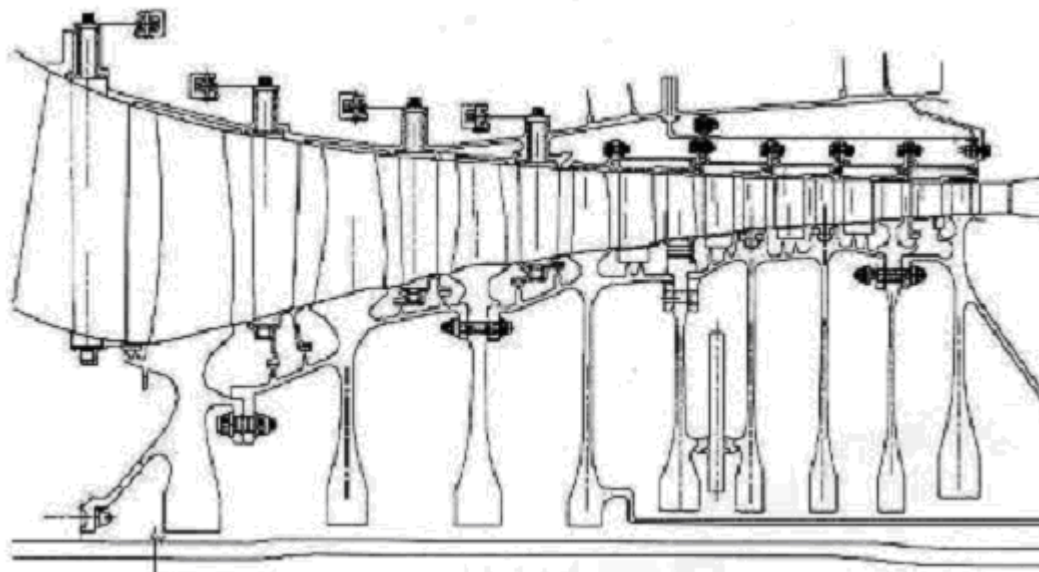


Рис. 25. Компрессор высокого давления ТРДД фирмы MTU

Нужно иметь в виду, что кольцевой ресивер, соединенный с проточной частью, при определенных условиях может стать присоединенным объемом, и в этом случае могут проявиться отрицательные эффекты, связанные с поперечными выбросами воздуха из ресивера в тракт.

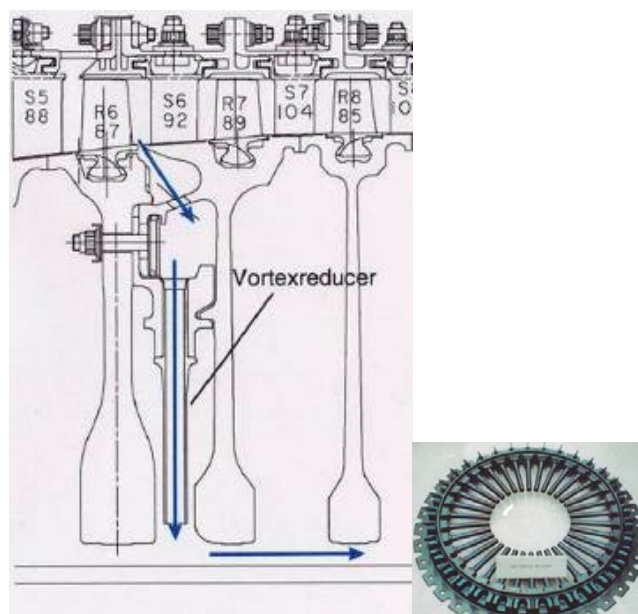


Рис. 26. Отбор воздуха с помощью радиальных трубок ТРДД ВР-710

Для снижения потерь полного давления при отборе воздуха внутрь ротора компрессора используют систему радиальных трубок (см. рис. 26).

Для уменьшения влияния отборов на работу компрессора нужно стремиться уменьшить долю отбираемого воздуха и потери давления при его транспортировании, организовывать отбор таким образом, чтобы уменьшить уровень сил, возбуждающих колебания лопаток. Важно грамотно выполнить коммуникации транспортирования воздуха в самолетные системы (трубы диаметром 50-150 мм), исключив деформации трубопроводов. Эти задачи усложняются в ТРДД, так как трубы отбора необходимо провести через тракт и оболочки второго контура.

3. Конструктивные особенности компрессора ТРДД

Компрессор ТРДД более сложен, чем компрессор ТРД. В составе ТРДД компрессор обеспечивает сжатие рабочего тела как в I, так и во II контуре. При этом сжатие воздуха в I контуре происходит в нескольких каскадах: в вентиляторе и в компрессоре ВД в двухвальном ТРДД, и в вентиляторе и компрессоре СД и ВД в трехвальном ТРДД. К этому может добавляться еще один каскад – подпорные ступени. Во втором контуре сжатие воздуха обеспечивается только вентилятором.

Развитие ТРДД шло по двум направлениям, которые определялись областью их использования: в транспортной и военной авиации. Степень двухконтурности в ТРДДФ для военной авиации составляет 0,15...2,0. В ТРДД для пассажирских и транспортных самолетов в настоящее время 3,0...9,0. В ТВВД со сверхвысокой степенью двухконтурности - 15...20. С увеличением степени двухконтурности доля II контура в формировании тяги двигателя растет.

Разделение компрессора на каскады предопределило широкий спектр конструктивных исполнений компрессоров и вентиляторов современных ТРДД. Вентилятор первых ТРДД выполнялся многоступенчатым с входным направляющим аппаратом (ВНА), лопатки которого использовались как силовые стойки (рис. 27).

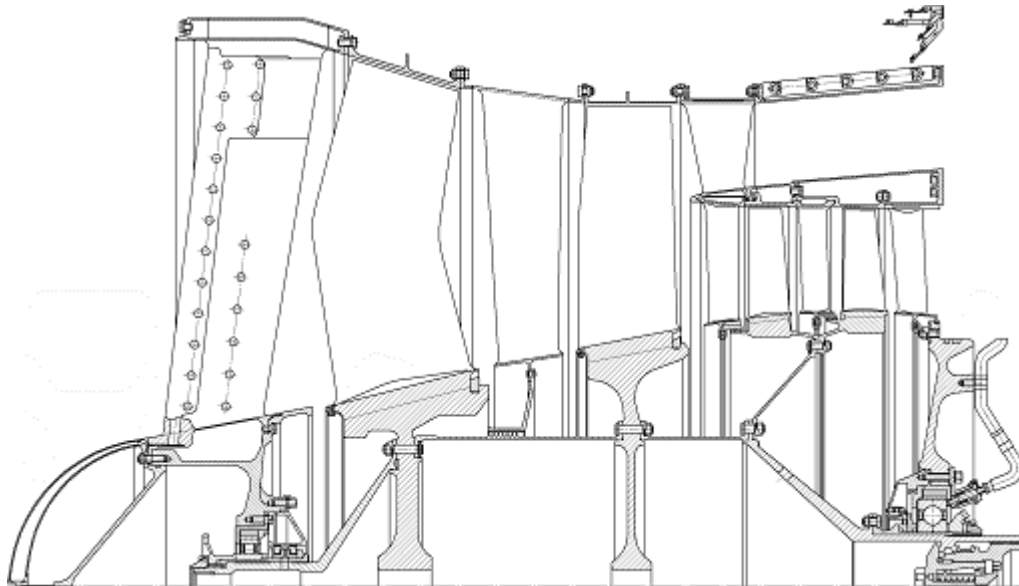


Рис. 27. Вентилятор ТРДД НК-8

В современных ТРДДФ для самолетов боевого применения лопатки ВНА имеют управляемую (подвижную) хвостовую часть, исполняющую роль регулируемого направляющего аппарата (рис. 28) или ВНА вообще отсутствует (ТРДДФ РВ.199).

В ТРДД для пассажирских самолетов с высокой и сверхвысокой степенью двухконтурности вентилятор с начала 60-х годов выполняется одноступенчатым без ВНА с $\pi_{В}^* = 1,6..1,8$ (см. [рис.4](#)).

Такая разница в конструктивных схемах вентилятора определяется особыми требованиями: в первом случае более высокой потребной степенью сжатия $\pi_{В}^* = 2,0..3,0$ и необходимостью охлаждать элементы ФК и РС (именно это и вызвало к жизни ТРДДФ с малой степенью двухконтурности); во втором – стремлением воздействовать на источник шума в вентиляторе.

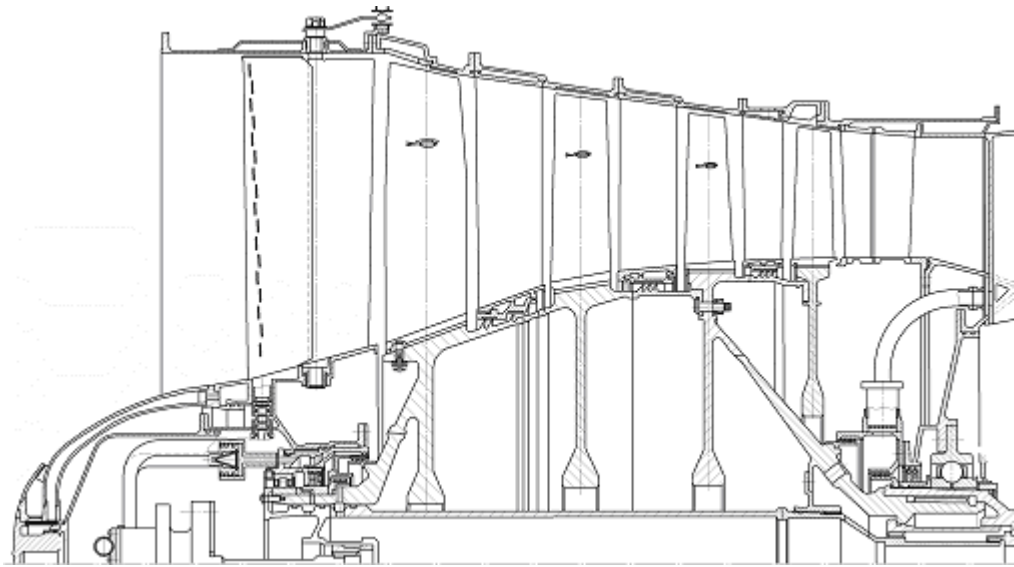


Рис. 28. Вентилятор ТРДФ АЛ-31Ф

3.1. Вентилятор и подпорные ступени

В вентиляторе физическая картина подвода механической энергии к рабочему телу и перевода ее в потенциальную энергию сжатого воздуха аналогична процессу сжатия в компрессоре, описанная ранее. Вентилятор необходимо рассматривать как первый каскад компрессора по внутреннему тракту ТРДД и основное устройство по сжатию воздуха во втором контуре.

Подпорные ступени и вентилятор необходимо представлять как единое целое, т.к. роторы их соединены. Частота вращения ротора вентилятора ограничивается окружной скоростью на периферии рабочих лопаток (не более 500 м/с) и потому подпорные ступени работают не в оптимальных условиях по частоте вращения - они низконапорные и число их достигает 4..5. Однако при закладке двигателя подпорных ступеней может и не быть, тогда введение их может служить инструментом для увеличения $\pi_{к\Sigma}$ и расхода воздуха через I контур.

Проточная часть подпорных ступеней должна быть согласована плавным переходом с проточной частью КВД (КСД). Поэтому для уменьшения длины двигателя формируется S-образный канал с ниспадающим трактом в подпорных ступенях. Так, угол наклона ниспадающей ветви в ТРДД GE90 достигает 45° , что ставит задачу уменьшения гидравлических потерь в канале и обеспечения равномерного поля скоростей и давлений на входе в КВД. Втулочная поверхность этого канала и проточная часть вентиляторной ступени представляет собой сильно изогнутую поверхность вращения вначале с увеличением диаметра, а затем резким снижением. Как и рабочее колесо вентилятора, эта поверхность и наружная стенка изогнутого канала, как будет показано ниже, могут быть успешно использованы для сепарации и улавливания твердых частиц с целью защиты лопаток компрессора от повреждений. Это еще одна функциональная связь вентилятора и подпорных ступеней.

Объем, образуемый втулочной поверхностью, оказывается достаточным для размещения консоли корпуса передней опоры вентилятора или редуктора, как, например, в ТРДД LF507.

Проточная часть вентиляторных ступеней выполняется по схеме D_p и $D_{вт} = var$. Это связано с обеспечением заданной площади на входе при ограниченных размерах $D_{вт}$. Угол подъема тракта по втулке $20..30^\circ$, угол сужения по периферии – $10..20^\circ$. По такой же схеме выполняется и проточная часть многоступенчатого вентилятора ТРДДФ.

Видео.1. Конструктивное исполнение вентилятора двигателя PW-530A.

3.2. Элементы, обеспечивающие работоспособность вентилятора

Как в вентиляторе ТРДДФ, так и в одноступенчатом вентиляторе ТРДД с большой степенью двухконтурности проявляется ряд отрицательных явлений, связанных с конструкцией и массой рабочей лопатки, которые затрудняют достижение заданных параметров по сжатию, КПД, массе и надежности. Эти проблемы отражены ниже.

3.2.1. Антивибрационная полка

Антивибрационная полка является инструментом ограничения амплитуды переменных напряжений в рабочих лопатках, и необходимость использования этого инструмента решается при выборе концепции вентиляторной лопатки – или это лопатка с большим относительным удлинением (4,0-4,5), или с малым удлинением (2,0-2,5). Антивибрационная полка используется обычно при выборе лопатки с большим удлинением. В этом случае полку можно рассматривать как дополнительную опору балки (рис. 29). В случае а) дополнительная опора ориентирована на ограничение колебаний по 1й изгибной формы, б) по 2й и 3й форме и в) по 1й, 2й и 3й форме.

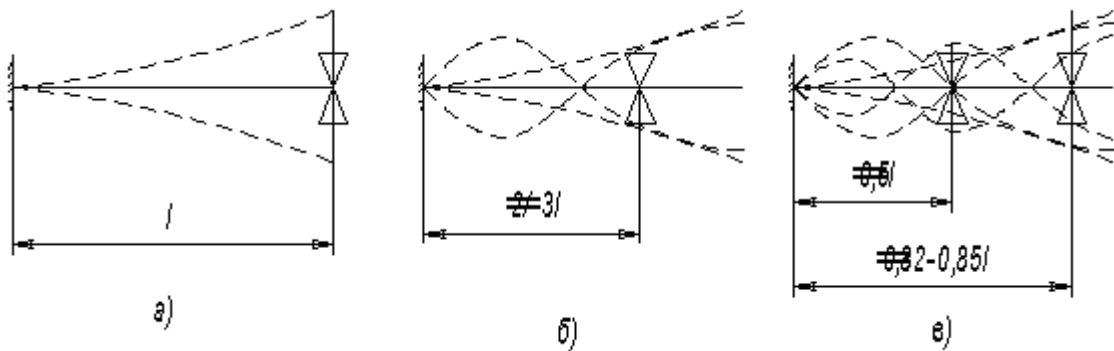


Рис. 29. Ограничение амплитуд колебаний лопатки антивибрационными полками

В практике двигателестроения использовались все три случая размещения антивибрационной полки по высоте лопатки: на периферии (ТРДД CFM56-3), при этом полку принято называть бандажной; примерно на 2/3 высоты лопатки востребован наиболее часто (НК-8, Д-30, Д-36 и др.); в двух уровнях использованы на лопатках с большим удлинением в вентиляторе (JT9D-7R4).

Снижение амплитуды колебаний происходит и за счет рассеяния энергии при трении по контактными поверхностям полок (рис. 30).

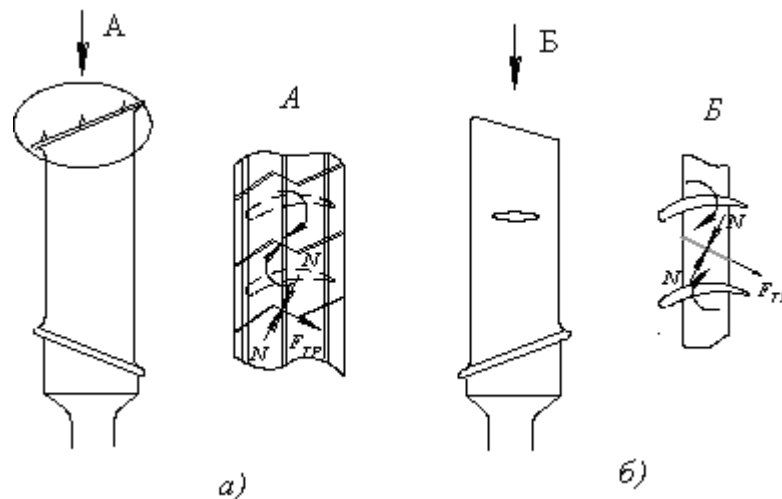


Рис. 30. Возникновение сил трения по контактными площадкам:
а) бандажных полок, б) антивибрационных полок

Демпфирование обеспечивается за счет сил сухого трения на относительном перемещении полок при деформации лопаток. Сила N обеспечивается предварительным натягом при монтаже лопаток в диск и поддерживается крутящим моментом от действия центробежных сил.

Есть еще один положительный эффект при использовании полок. Установлено, что такая лопатка вентилятора меньше повреждается при ударе птиц большой массы, и чаще при разрушении лопатки отрывается надполочная часть. Поэтому при расчете защиты от

пробивания корпуса при обрыве лопатки допускается брать в этом случае в расчет только массу этой надполочной части лопатки.

Отрицательная сторона антивибрационной полки – увеличение гидравлических потерь и снижение КПД ступени на 3-4%, повышение трудоемкости изготовления и массы лопатки. Этим объясняется стремление конструкторов уйти от антивибрационной полки переходом на широкохордную лопатку без таких связей с использованием композиционных материалов (КМ). Это позволяет оптимизировать жесткость лопаток, обеспечить отстройку от опасных резонансов и снизить массу рабочего колеса (рис. 31).



Рис. 31. Конструкции вентиляторных лопаток: полая лопатка двигателя E³, лопатка с антивибрационной полкой, широкохордная лопатка, лопатка с использованием сверхпластичной формовки и диффузионной сварки

Отметим, что переход на рабочую лопатку из КМ оказался непростым. Печальный опыт фирмы Роллс Ройс, которая на первой модификации ТРДД RB211-22В (начало 60х годов) установила рабочие лопатки из КМ «хайфил» и не смогла обеспечить их работоспособность («разломачивание» по передней кромке и другие дефекты), не выполнила своих обязательств на поставку двигателей на самолет L1001 перед фирмой Локхид, надолго отбив охоту у других фирм на такой шаг. КМ использовались в ТРДД в лопатках НА. И только фирма Дженерал Электрик в конце 90х годов использовала на ТРДД GE90 композитную рабочую лопатку с окантовкой передней кромки металлической накладкой (рис. 32).



Рис. 32. Композитная лопатка вентилятора ТРДД GE90

3.2.2. Устранение автоколебаний лопаток

Вентиляторные ступени с рабочими лопатками, имеющими большие углы закрученности ($45^\circ \dots 60^\circ$) и высокую парусность при высоте лопатки 300...700мм, в большей степени, чем другие группы ступеней, подвержены автоколебаниям. С этим явлением столкнулись при доводке первого в мире отечественного ТРДДФ НК-6 тягой 215кН с форсажной камерой в наружном контуре (1958-1963гг).

Автоколебаниями называются колебательные процессы, поддерживаемые силами неколебательного характера, повторяющиеся с частотой собственных колебаний системы. В нашем случае автоколебания связаны с обтеканием профиля лопатки потоком воздуха. Колебания могут начаться при воздействии случайного импульса, который, деформируя лопатку, выводит ее из устойчивого равновесного состояния (расчетного положения), при этом изменяются углы атаки, и возникает дополнительная подъемная сила на профиле, которая за период колебаний может совершать над колебательной системой (лопаткой) положительную или отрицательную работу.

Если работа будет отрицательной (от системы отнимается энергия), то возникшие колебания постепенно затухают, если положительная (к системе подводится энергия) – амплитуда колебаний растет от цикла к циклу по оборотам безгранично. Это приводит к тому, что переменные напряжения возрастают в том же темпе и либо приводят к разрушению лопатки, либо, если напряжения контролируются приборами, испытания приходится прекращать.

Именно это обстоятельство, вызванное автоколебаниями первой рабочей лопатки вентилятора («веерный флаттер»), длительный период сдерживало доводку ТРДДФ НК-6.

Покажем возникновение автоколебаний и аэродемпфирования на упрощенной схеме плоско-параллельного флаттера (рис. 33)

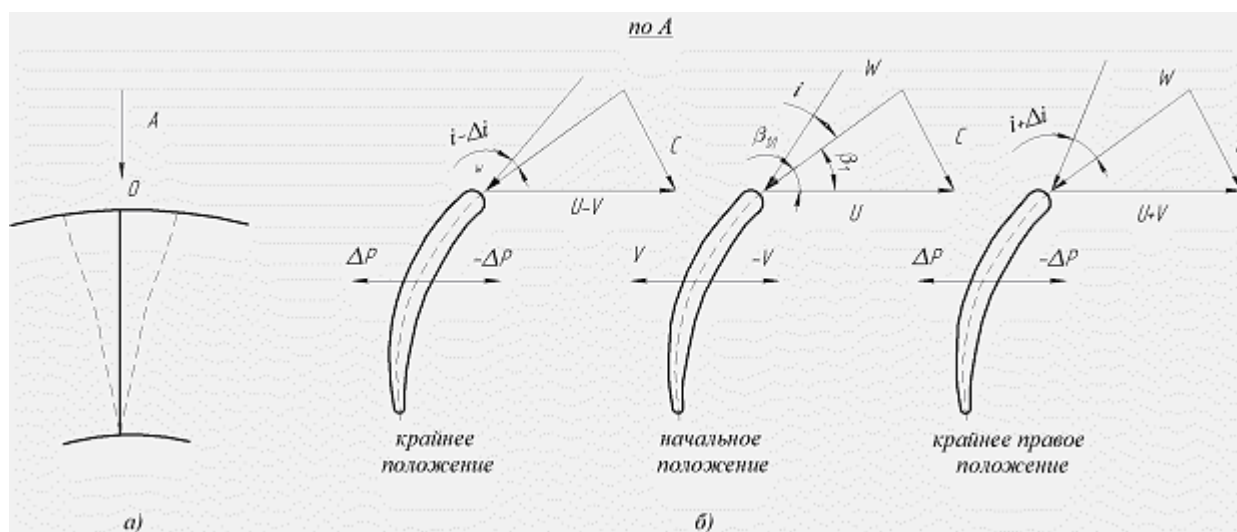


Рис. 33. Изменение угла атаки i при колебаниях профиля относительно расчетного положения:

а) схема колеблющейся лопатки,

б) изменение треугольников скоростей при изменении окружной скорости

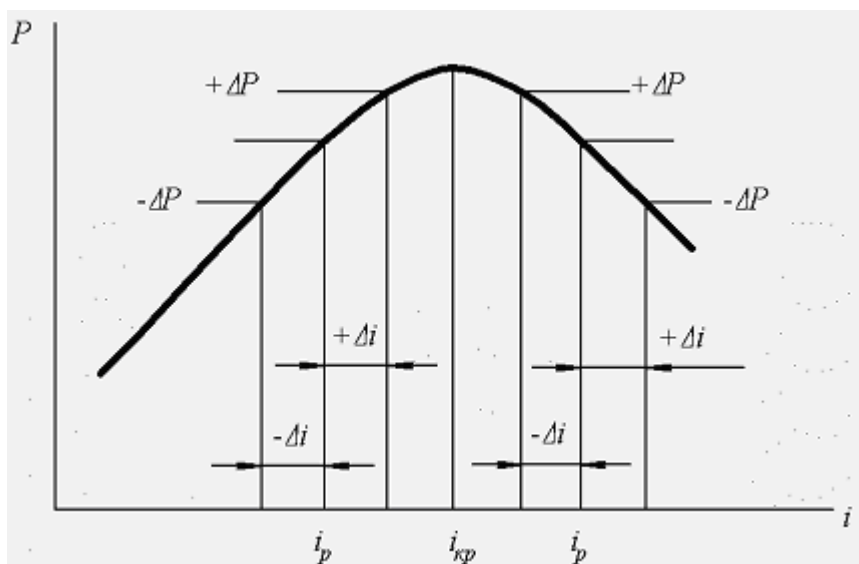


Рис. 34. Зависимость подъемной силы P , действующей на лопатку, от угла атаки i (i_{kp} , i_p – критический и расчетный угол атаки)

Рабочая лопатка, обтекаемая потоком с расчетными углами атаки, выведена из состояния равновесия и колеблется с некоторой линейной скоростью V , занимает при этом левое и правое крайнее положение. При этом, во время движения влево окружная скорость уменьшается ($U-V$), а при движении вправо увеличивается ($U+V$). Считаем вектор скорости V положительным, когда перемещение приводит к уменьшению угла атаки ($i-\Delta i$) и отрицательным при ($i+\Delta i$). При изменении угла атаки, меняется коэффициент подъемной силы C_u и подъемная сила на величину ΔP (рис. 34).

Если угол атаки на данном режиме i_p меньше критического i_{kp} , то работа переменной силы за два полупериода колебаний $T/2$ будет отрицательной.

$$L_T = \int_0^{T/2} (-\Delta P)V dt + \int_0^{T/2} \Delta P \cdot (-V) dt = -\int_0^T \Delta P \cdot V dt$$

Это означает что, воздушный поток замедляет колебания, т.к. дополнительная подъемная сила ΔP всегда направлена против скорости V . Этот процесс называется *аэродемпфированием* с декрементом затухания $\delta_{аз}=0,03..0,09$. Величина $\delta_{аз}$ соизмерима с декрементом демпферов сухого трения, которые специально вводят в конструкцию лопаток компрессора.

В случае $i_p > i_{kp}$ работа будет положительной.

$$L_T = \int_0^{T/2} \Delta P \cdot V dt + \int_0^{T/2} (-\Delta P) \cdot (-V) dt = \int_0^T \Delta P \cdot V dt$$

Следовательно, воздушный поток увеличивает амплитуду колебаний, т.к. подъемная сила ΔP всегда направлена по скорости V . Это – *автоколебания*, которые носят название *флаттер*. Флаттер реализуется, если работа L_T будет больше работы сил демпфирования в замке лопатки.

Вернемся к «веерному флаттеру», который возникает в закрученной лопатке с большой парусностью из-за того, что центр давления и центр жесткости на профиле разделены настолько, что набегающий поток силой ΔP разворачивает профиль относительно центра жесткости, увеличивая амплитуду колебаний (рис. 35,а). На рис. 35,б показана схема саблевидной лопатки, впервые реализованная на ТРДДФ НК-6. Основная идея такой лопатки – сблизить центр давления и центр жесткости профиля.

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

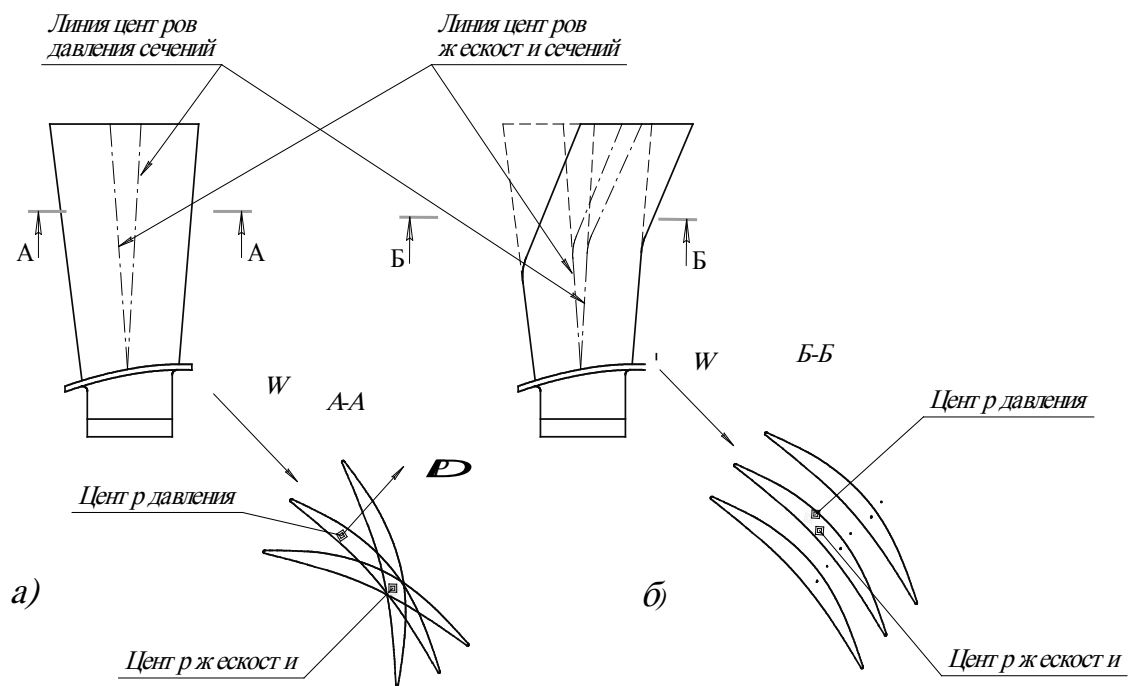


Рис. 35. Схема возникновения «верного флаттера» и устранение его переходом на саблевидную лопатку:
 а) развертка пера лопатки; б) развертка пера саблевидной лопатки

3.2.3. Меры по предотвращению вращающегося срыва

Возникновение вращающегося срыва показано ранее и меры по предотвращению этого явления в вентиляторных ступенях те же, что и в компрессорах СД и ВД. К этому можно добавить сотовые вставки над рабочим колесом вентилятора у некоторых ТРДД.

3.2.4. Обеспечение непробиваемости корпуса

Одно из требований, которое выдвигается авиационными правилами, это обеспечение безопасности полета при разрушении лопаток и дисков вентилятора, компрессора и турбины. Опасность разрушения корпуса состоит в том, что фрагменты [разрушения] элементов ротора могут нарушить жизненно важные системы (управления самолетом, топливоподачи, наддува гермокабины и др.) и привести к катастрофе. Основным методом выполнения этого требования безотказности полета является обеспечение непробиваемости корпуса, т.е. исключение выхода фрагментов ротора за пределы корпуса. Достигается это или увеличением толщины и оребрения стенки корпуса или конструированием специальной защиты (рис.36). В ряде случаев непробиваемость обеспечивается целенаправленным использованием элементов статора - расположением фланцев поперечных разъемов в плоскости рабочего колеса, введением двойной стенки статора и др.

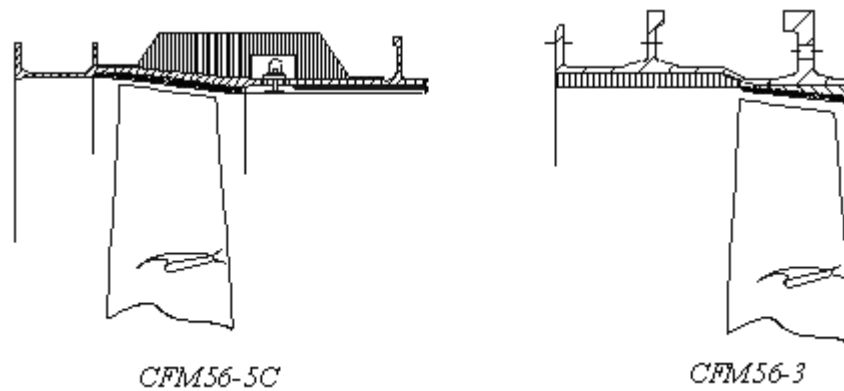


Рис. 36. Конструктивные обеспечения непробиваемости корпуса вентилятора (ТРДД CFM56-5C - защита из композиционного материала; ТРДД CFM56-3 - оребрение корпуса)

Толщина защитной стенки определяется из условия равенства кинетической энергии оторвавшегося фрагмента и работы потребной для разрушения преграды (потенциальной энергии):

$$E_K = E_{II}$$

Кинетическая энергия оторвавшейся части ротора определяется соотношением:

$$E_K = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2}$$

где m - масса оторвавшегося фрагмента, кг;

R - радиус центра масс фрагмента, м;

ω - частота вращения, c^{-1} .

Энергия, потребная для разрушения преграды, может быть получена из выражения:

$$E_{II} = l \cdot h^2 \cdot \tau_{CP} \cdot \left(\frac{l}{2} \cdot K + n + \psi \right)$$

где l - периметр площади оторвавшегося фрагмента, соприкасающейся с преградой, м;

h - толщина преграды, м;

$$\tau_{cp}^{дин} = \xi \cdot 0,655 \cdot \sigma_B - \text{предел сопротивлению срезу при ударе, Па;}$$

ξ - коэффициент увеличения прочности материала при ударе (для окружных скоростей вращения роторов ГТД - $\xi=1,3$);

σ_B - предел прочности материала преграды;

$K \approx 2,5$ - эмпирический коэффициент, учитывающий работу, затраченную на изгиб стенки;

$n=0,7$ - эмпирический коэффициент, учитывающий работу, затраченную на срез стенки;

$\psi=0,05$ - эмпирический коэффициент, учитывающий динамическое деформирование стенки при ударе.

Приравнявая оба выражения, можно получить выражение для толщины защитной стенки:

$$h = \sqrt{\frac{E_K}{l \cdot \tau_{cp} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot K + n + \psi \right)}}$$

Экспериментами показано, что оторвавшиеся фрагменты могут рассеиваться под углом $\pm 15^\circ$ от плоскости вращения.

Тогда ширину защитной стенки можно определить как:

$$S = 2 \cdot \Delta R \cdot \text{tg}15^\circ$$

где ΔR - расстояние от центра масс фрагмента до защитной стенки.

Более точно процесс пробивания корпуса исследуется с помощью пакета LS-Dyna. Рис. 37 демонстрирует процесс касания торца лопатки корпуса. Необходимо отметить большую продолжительность расчета (несколько часов), поэтому этот метод целесообразно применять только при поверочных расчетах.

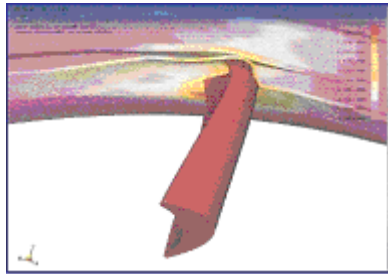


Рис. 37. Напряженное состояние корпуса в момент касания его оторвавшейся лопаткой

[Видео.1.](#) Моделирование пробития корпуса компрессора (2-D) в пакете LS-Dyna.

[Видео.2.](#) Моделирование пробития корпуса компрессора (3-D) в пакете LS-Dyna.

3.2.5. Снижение шума в источнике

Вентилятор и реактивная струя являются основными источниками шума ТРДД. При этом у двигателей с малой степенью двухконтурности ($m=1-2$) шум вентилятора привалирует при посадке самолета, у двигателей с большой степенью двухконтурности ($m \geq 5$) и на посадке и на взлете.

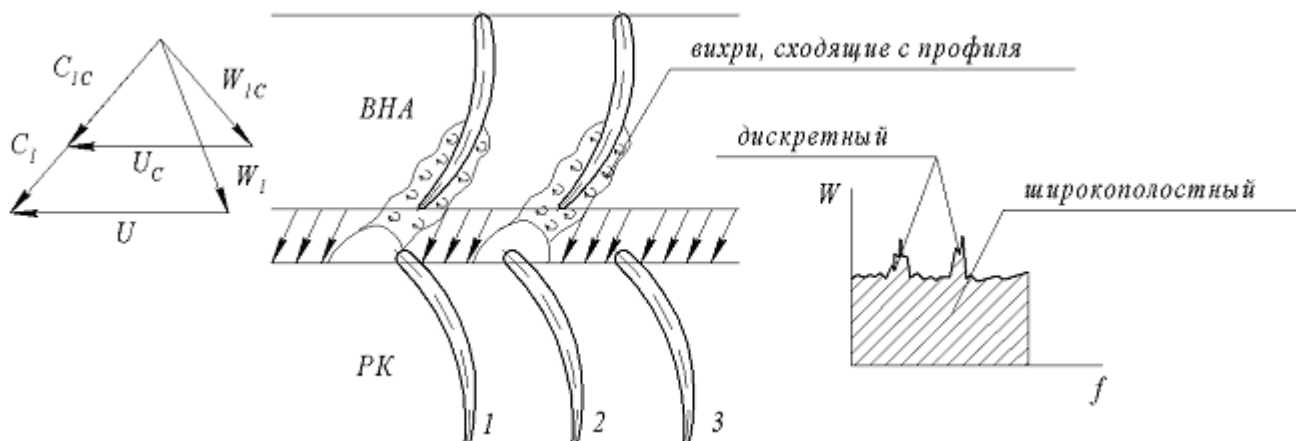


Рис. 38. Схема возникновения дискретного шума в ступени вентилятора

Шум вентилятора (как и любой лопаточной машины) разделяют на дискретный и широкополосный.

Дискретный шум возникает при взаимодействии лопаток неподвижной решетки НА или ВНА с лопатками вращающейся решетки ротора (рис. 38) или лопаток ротора с лопатками последующего НА. Он генерируется при пересечении закомочного следа за лопатками НА рабочей лопаткой. При входе профиля 2 в область закомочного следа падает C_1 до C_{1c} и W_1 до W_{1c} , следовательно, изменяется угол атаки, подъемная сила и давление на профиле. В следующий момент на ее место станет акустически подобная лопатка 3. Таким образом, формируются пульсации давления за решеткой РК с определенной частотой, которые и являются источником шума.

Частота основного тона дискретного шума

$$f_{lg} = z \cdot \frac{n}{60}, \text{ Гц}$$

где z - число лопаток РК; n - число оборотов РК в секунду.

Широкополосный шум является результатом воздействия случайной неоднородности потока перед НА и РК с профилем лопаток. Среди таких причин возникновения широкополосного шума – шум вихрей, сходящих с профилей лопаток НА и РК. Звуковая мощность широкополосного шума ниже чем дискретного, а частота изменяется в широком диапазоне.

Степень влияния аэродинамической тени на решетку лопаток РК зависит от осевого зазора: чем больше зазор, тем меньше амплитуда пульсаций давления.

Поэтому координальными мерами снижения шума вентилятора в современных ТРДД можно назвать:

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

3.2.6. Система противообледенения

Обледенению подвергаются в ТРДД с ВНА: лопатки ВНА, включая поворотную хвостовую часть, и кок. В ТРДД без ВНА – только вращающийся кок.

В первом случае задача исключения опасных наростов льда решается подогревом поверхностей лопаток ВНА и кока воздухом с температурой порядка 300°С, отбираемым из компрессора через управляемую систему отбора – систему противообледенения.

Во втором – обогревом вращающегося кока тем же воздухом из компрессора, который подводится к коку постоянно через пустотелый вращающийся вал (пример ТРДД Д-36) и применением «гидрофобного» кока (рис. 39).

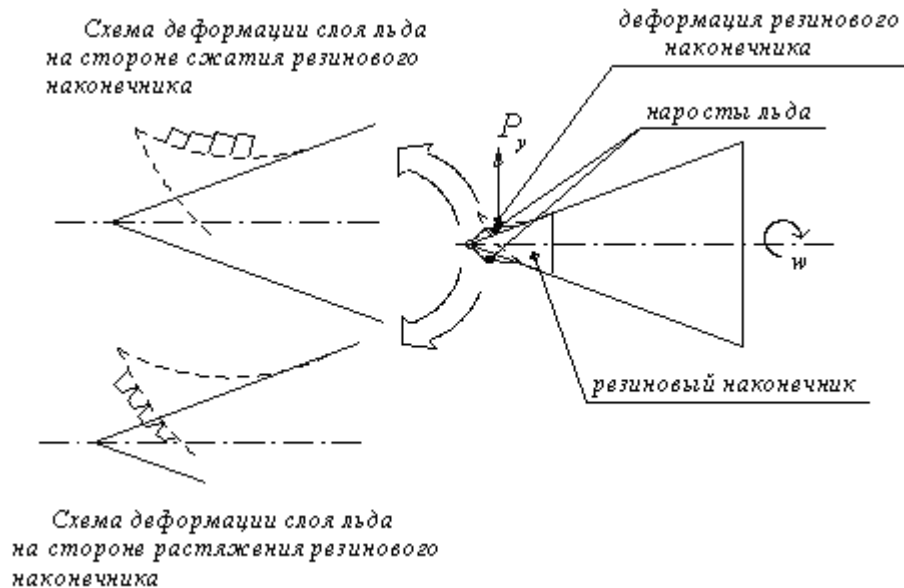


Рис. 39. Схема разрушения льда на резиновом наконечнике кока

Отрицательная сторона первого способа – это нерациональное использование «дорогого» сжатого воздуха, из-за сложностей включения его подачи только при обледенении. Второй способ требует пояснений. Гидрофобным обычно называется пустотелый вращающийся кок такой геометрии и конструкции и с такой жесткостью стенок, что образование льда на нем минимально, а при образовании льда конструкция деформируется так, что лед трескается, его сцепление с твердой стенкой уменьшается, и он сбрасывается потоком воздуха.

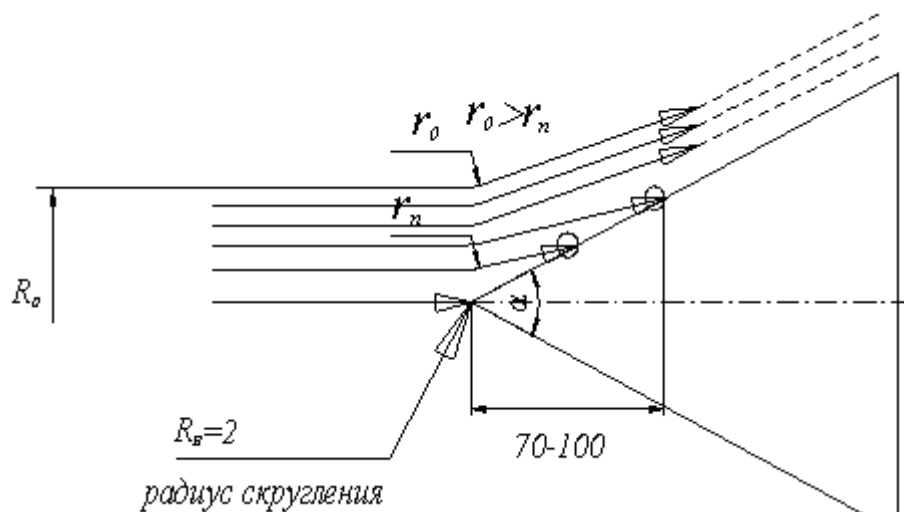


Рис. 40. Схема соударения капелек воды с коническим коком

Опыты показали, что при обтекании конуса потоком воздуха с высокой влажностью

(смесь водяных газов и капелек воды с воздухом), струйки воздуха и водяных паров разделяются, расслаиваются (рис. 40). В силу большей инерционности угол поворота потока струек водяного пара оказывается меньше, чем у струек воздуха, т.е. меньше чем угол конуса α – они не обтекают твердые стенки конуса, а ударяются о них. Как указывалось ранее, переохлажденные капли воды при ударе о твердую стенку мгновенно кристаллизуются и процесс образования льда идет быстро. В нашем случае радиус поворота потока r_n увеличивается по мере удаления от оси конуса и с некоторого значения R_0 оба потока будут двигаться без расслоения и не касаясь кока (см. рис. 40).

В итоге лед интенсивно образуется только на небольшом расстоянии от вершины кока (70-100мм). Поэтому в ТРДД Д-18Т использован конический кок с обогревом только носовой части.

Для повышения противообледенительной способности конического кока:

- выбирают угол конуса $\alpha=55-60^\circ$. Наиболее эффективен кок с углом $\alpha=45^\circ$ и менее, но при этом повышается длина двигателя и масса кока;

- вводят в конструкцию резиновый носик длиной ≈ 75 мм, который при обледенении деформируется под действием центробежной силы от массы льда, лед трескается и сбрасывается потоком воздуха. Этому способствует вибрация кока из-за возрастания дисбаланса (рис.39);

- конус изготавливают из композиционного материала с малой жесткостью стенок. При нарастании льда под действием центробежной силы оболочка деформируется, изгибается, лед трескается и сбрасывается потоком воздуха.

3.2.7. Устранение аэродинамического дисбаланса

Если геометрия и жесткость каждой отдельной лопатки РК одинаковы, то, очевидно, будут одинаковы и газовые силы, действующие на лопатки и, в частности, окружные составляющие этих сил, изображенные на рис. 40а, упрощенно для четырех лопаток РК.

Тогда $\sum \vec{P}_U = 0$

Однако в РК вентилятора реальная неидентичность лопаток по геометрии и жесткости приводит к разбросу значений P_u и тогда векторная сумма

$$\sum \vec{P}_U = \vec{P}_{U\Sigma}.$$

Приведение вектора $P_{u\Sigma}$ к центру масс дает силу $P_{u\Sigma}$, которая воздействует на ротор аналогично массовому дисбалансу и называется *аэродинамическим дисбалансом*.

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

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

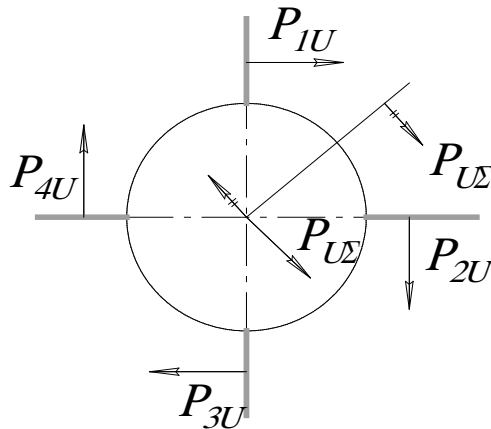


Рис. 40а. Схема возникновения аэродинамического дисбаланса

3.2.8. Прочность при ударе птиц

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

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

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

Схема соударения птицы с рабочим колесом показана на рис. 41.

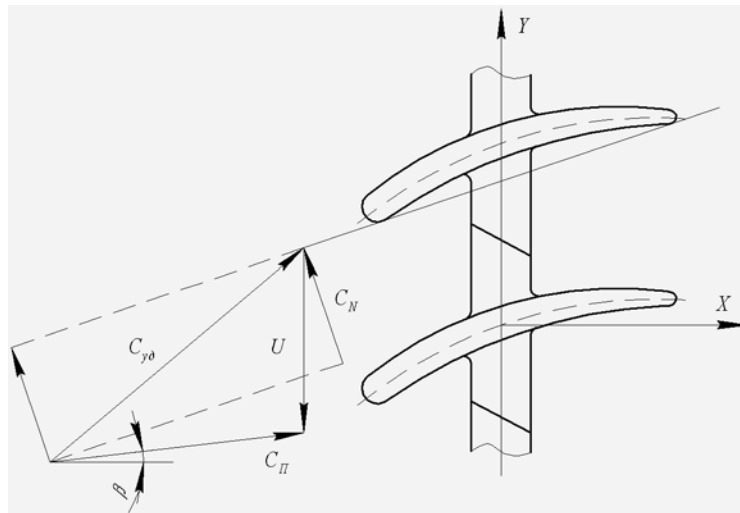


Рис. 41. Схема соударения птицы с решеткой профилей РК:

$C_{\text{п}}$ – относительная скорость сближения птицы с решеткой; U – окружная скорость; $C_{\text{уд}}$ – абсолютная скорость соударения птицы с лопадкой РК; β – угол удара; C_N – нормальная к лопадке (хорде) составляющая скорости соударения

При характерных для взлета самолета скоростях движения птиц в двигателе точка удара обычно находится у передней кромки лопадки. Сила удара, изгибает лопадку в направлении скорости C_N (против движения и против потока). Продолжительность удара обычно составляет 1/10 времени изгиба, и первоначальное повреждение ударом предшествует изгибной деформации лопадки. Поэтому повреждение от удара испытывают передние кромки лопаток и разрушение материала происходит от местных касательных напряжений.

Учитывая, что толщина передней кромки лопаток компрессора первой ступени зависит от размерности двигателя, уязвимость двигателей малых тяг с точки зрения разрушения и изгиба лопаток поэтому оказывается выше.

[Видео.1.](#) Моделирование попадания птицы в вентилятор в пакете LS-Dyna.

[Видео.2.](#) Моделирование удара птицы о лопадку вентилятора в пакете LS-Dyna.

3.2.9. Сепарация твердых частиц

Как было сказано ранее при запуске и работе двигателя у земли в статических условиях и при движении по ВПП возможно засасывание песка, камней весом до 25г воздушным потоком, формирующимся перед входным устройством (рис. 42).

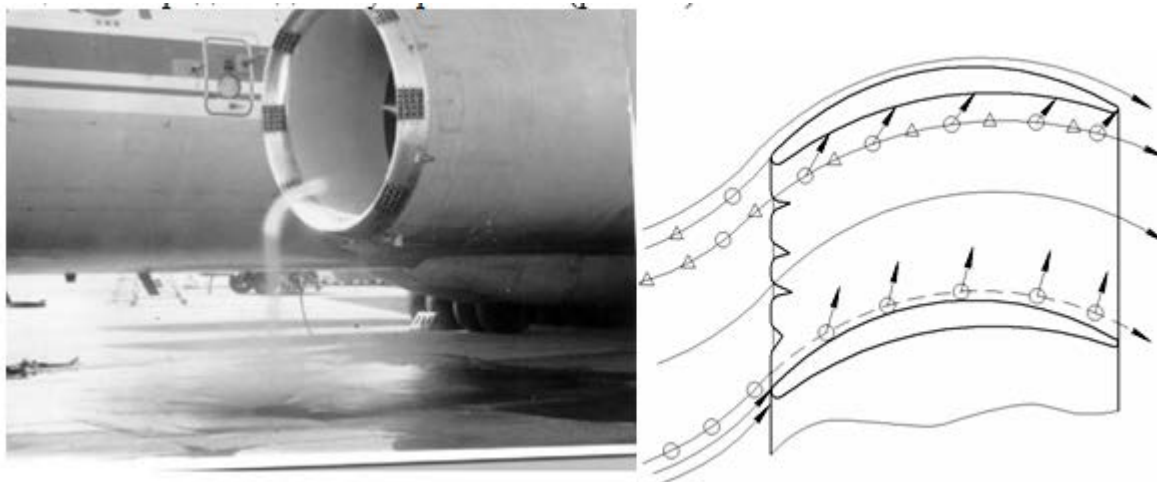


Рис. 42. Фото вихря и схема эрозионного износа (утонения) пера и образование забоин на лопатках компрессора при попадании камней песка в проточную часть

Основной причиной этого процесса является воздушный вихрь, образующийся между воздухозаборником и поверхностью земли. Вихрь – это вращающаяся структура в воздушном потоке типа микросмерча, внутри которой образуется зона пониженного давления со значительной вертикальной скоростью течения у поверхности земли. Именно через эту зону устремляется во вход двигателя не только пыль, песок, но и галька, камни и различные твердые частицы.

Попадая в проточную часть двигателя, посторонние частицы вызывают повреждения элементов тракта, в первую очередь лопаток компрессора: твердые частицы образуют забоины на кромках профиля лопатки, а песок, пыль вызывают эрозию (изнашивание, утонение) профиля лопатки. Это приводит к снижению сопротивления усталости и несущей способности лопаток. Фотографии поврежденных лопаток двигателя, находящегося в эксплуатации, приведены на рис. 43.

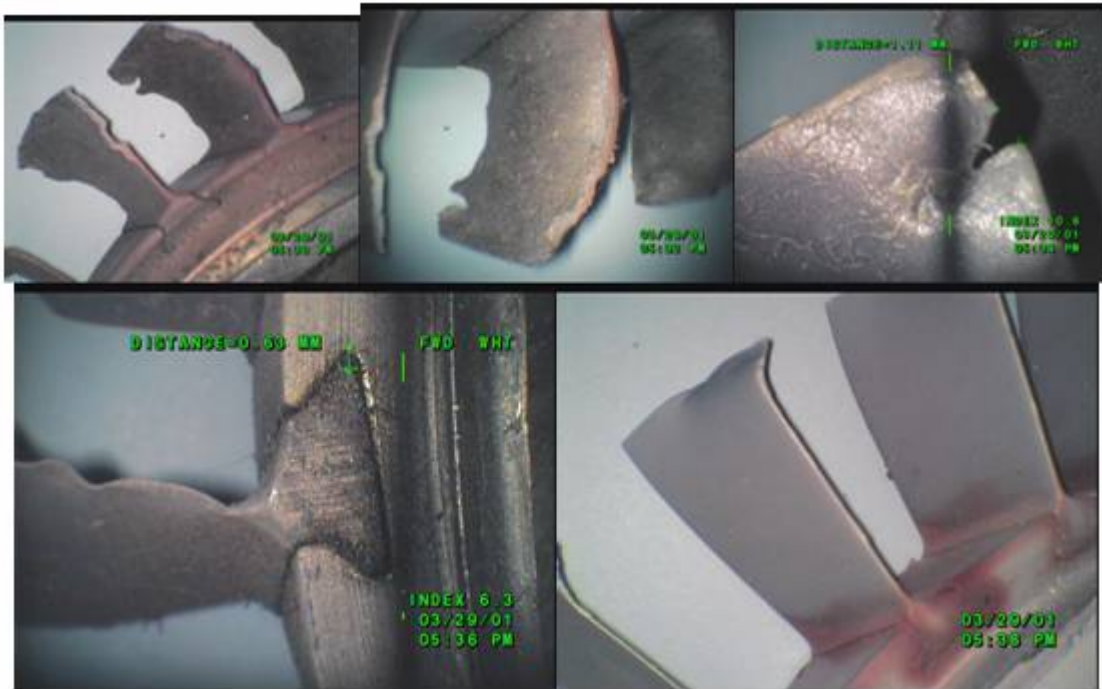


Рис. 43. Лопатки компрессора

На рис. 42 показана схема воздействия твердых частиц на перо лопатки. Криволинейный обвод в сечении пера по корыту и спинке приводит к тому что песок и пыль, попадая в межлопаточный канал, испытывают действие центробежных сил. В результате происходит соударение, скольжение их по корыту лопатки, изнашивание, утонение профиля. Центробежные силы отрывают частицы от спинки и там повреждений не наблюдается.

Лобовые соударения камней с передней кромкой лопатки приводит к появлению вырывов, забоин, которые вызывают концентрацию напряжений.

Из многих приемов уменьшения попадания твердых частиц во входное устройство: очистка ВПП, защитные сетки, поиск оптимального расположения входного устройства на летательном аппарате (МИГ-29, например), разрушение вихря, сепарирующие устройства и т.д., выделим прием, связанный с формой воздушного канала перед входом в компрессор, который используется в конструкции современных ТРДД с большой степенью двухконтурности (рис. 44).

Твердая частица, попадая во входной канал, может миновать компрессор и уйти во II контур:

- (1) – ударяясь о специально спрофилированный вращающийся кок;
- (2) – попадая на рабочие лопатки вентилятора;
- (3) – двигаясь по криволинейной наружной стенке ниспадающего тракта опорных ступеней и опоры, попадать в клапаны - ловушки, которые обычно сообщаются со II контуром.

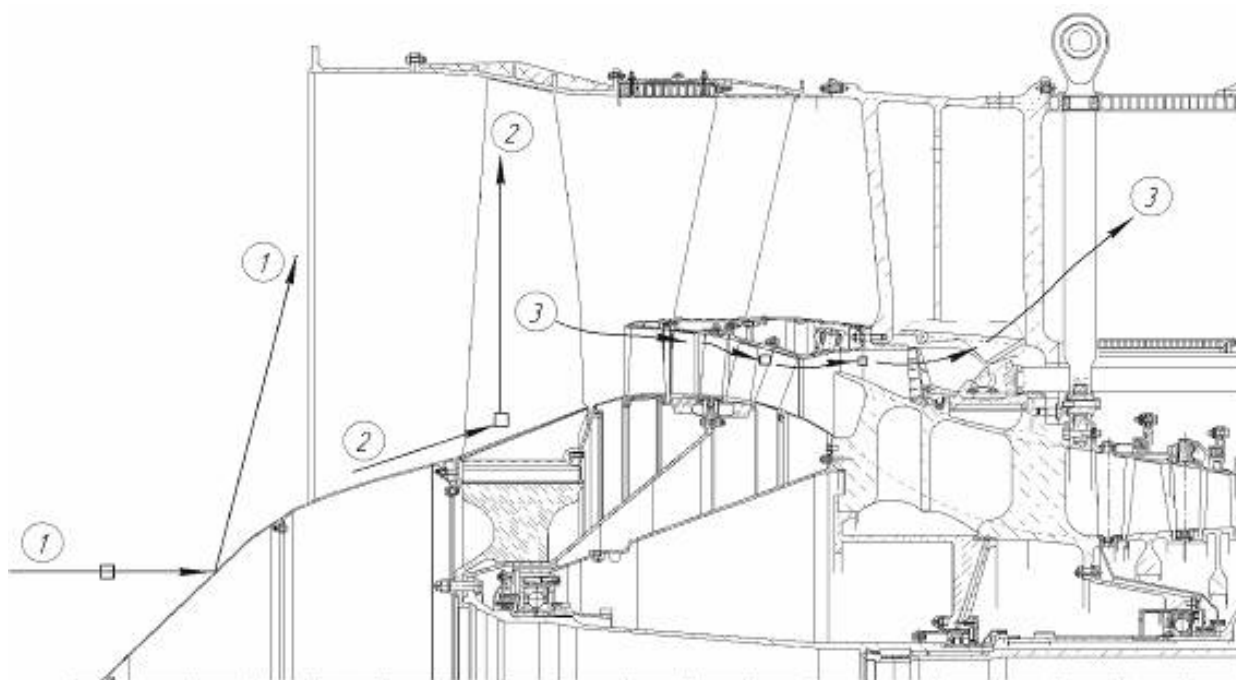


Рис. 44. Возможности улавливания твердых частиц в конструкции ТРДД ПС-90А

Ранее была отмечена роль конического вращающегося кока в исключении образования льда на его поверхности. Следовательно, при выборе формы кока необходимо решать обе эти задачи.

Угол наклона полки хвостовика рабочей лопатки вентилятора, местоположение, форма и длина разделителя потоков I и II контура также должны выбираться с учётом сепарации твёрдых частиц.

Ниспадающий тракт в подпорных ступенях позволяет спрофилировать наружную стенку по дуге окружности и таким образом создать поле центробежных сил в потоке воздуха с находящимися там твёрдыми частицами. Тогда частицы прижимаются центробежными силами к наружной стенке и, практически минуя лопатки, движутся вдоль неё и сбрасываются в разрыв системы – кольцевой канал. Кольцевой канал переходит в ряд отверстий, которые прикрываются клапанами перепуска воздуха, обеспечивающими и перевод частиц во II контур и газодинамическую устойчивость подпорных ступеней компрессора. Рабочие органы клапана выполнены в виде отдельных заслонок или общего сдвижного кольца.

На рис. 45 изображена лопатка вентилятора фирмы Роллс-Ройс, обладающая повышенными сепарирующими свойствами.



Рис. 45. Лопатка вентилятора фирмы Роллс-Ройс

4. Ротор компрессора

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

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

4.1. Конструктивные схемы роторов компрессора

Существует три конструктивные схемы ротора, область применения каждой из которых достаточно четко определяется уровнем допустимых окружных скоростей вращения на его периферии и способом передачи крутящих моментов от ступени к ступени. Для обоснования выбора той или иной схемы рассмотрим их достоинства и недостатки.

4.1.1. Ротор барабанного типа

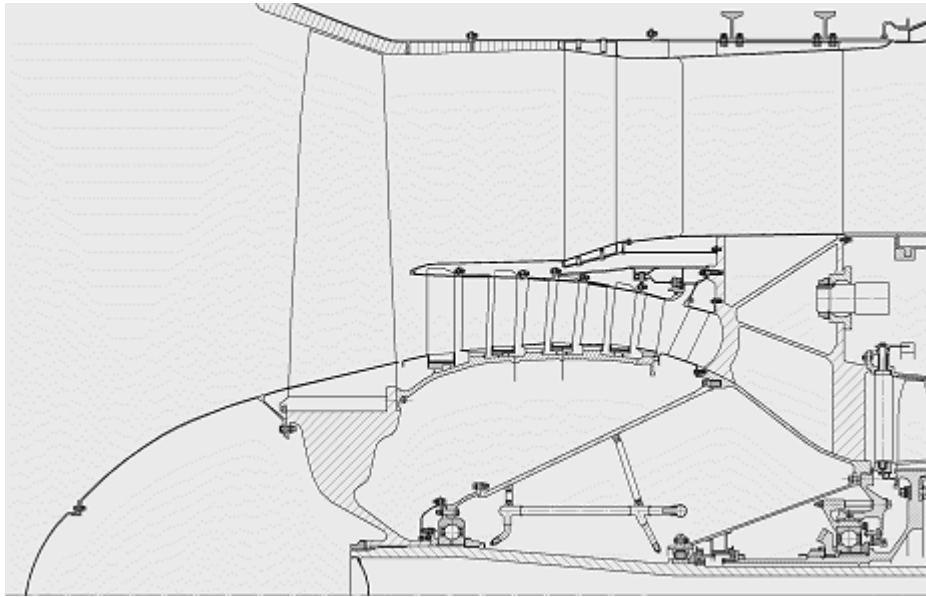


Рис. 46. Ротор барабанного типа подпорных ступеней ТРДД PW2000

Ротор барабанного типа (рис. 46), представляющий цилиндрическую или коническую оболочку с наружными пазами или другими элементами для закрепления лопаток, отличается простотой конструкции, небольшим числом составных элементов и высокой изгибной жесткостью. Недостатком такого ротора является малые допустимые окружные скорости вращения (до 180-200 м/с на периферии барабана). Поэтому область применения этого типа ротора ограничивается каскадом низкого давления в двух и трехвальных ТРДД и компрессорами малогабаритных двигателей, имеющими небольшие размеры. Однако, использование материалов с большим отношением предела прочности к удельному весу и конструктивное упрочнение барабана (например, внутренними кольцевыми ребрами, расположенными в плоскости крепления лопаток) позволяет использовать их и при больших окружных скоростях.

В большинстве конструкций ротора барабанного типа для крепления лопаток применяется кольцевой паз (или бурт), что позволяет набирать их оптимальное количество для каждой ступени в отличие от конструкции ротора с продольными пазами. Кроме того, барабан с продольными пазами более нагружен.

4.1.2. Ротор дискового типа

В роторе дискового типа на валу крепятся отдельные диски, что позволяет поднять окружные скорости на периферийном диаметре до 400-450 м/с. Это дает возможность использовать его в высокооборотных, высоконапорных компрессорах с оптимальным числом ступеней. Однако такой ротор без барабанных проставок имеет малую изгибную жесткость. Для повышения изгибной жесткости между дисками устанавливают трактовые кольца или проставки, как это показано на рис. 47. Однако все это ведет к конструктивному и технологическому усложнению ротора и увеличивает его вес.

Передача крутящего момента от вала к дискам обеспечивается эвольвентными или прямозубыми шлицами, при этом центрирование дисков на валу определяется элементами шлиц и цилиндрическими поясками.

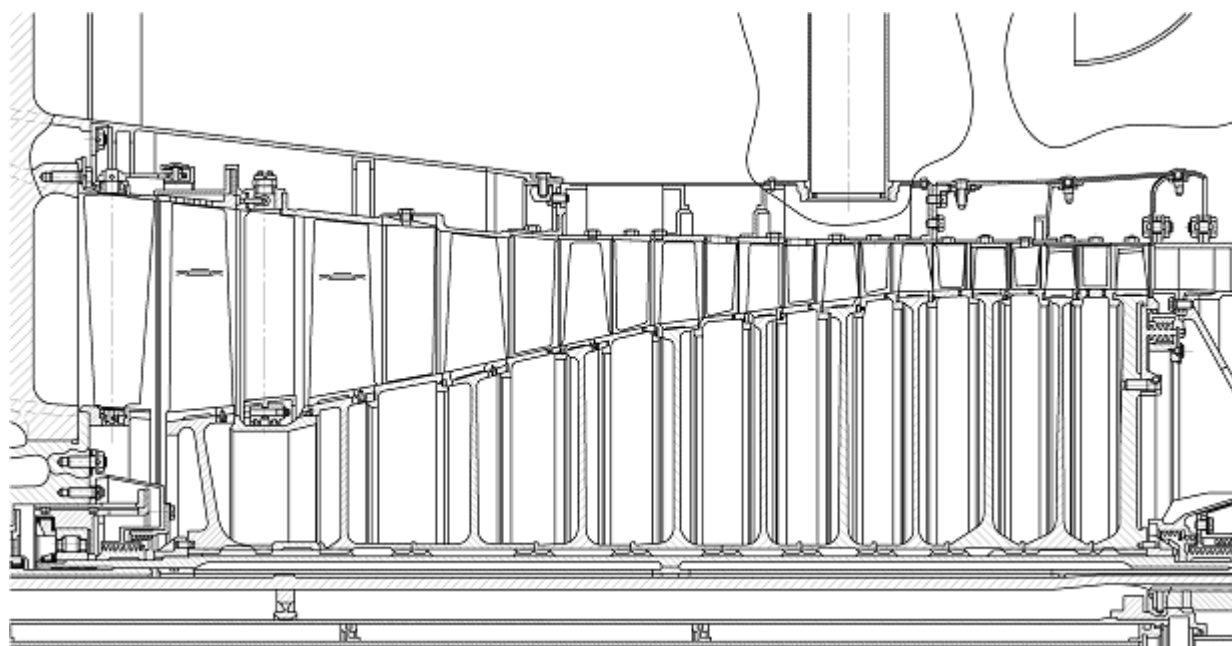


Рис. 47. Ротор дискового типа КВД ТРДД Д-30

4.1.3. Ротор барабанно-дискового типа

Ротор смешанного (барабанно-дискового) типа (рис. 48) сочетает в себе достоинства роторов барабанного и дискового типа: высокие изгибную жесткость и прочность, которые позволяет использовать этот ротор при таких же окружных скоростях, что и дисковый. Соединение дисков между собой обеспечивается здесь через барабанные участки ротора, выполненные или совместно с диском или в виде отдельных кольцевых проставок. Роторы такого типа широко применяются в современных АД.

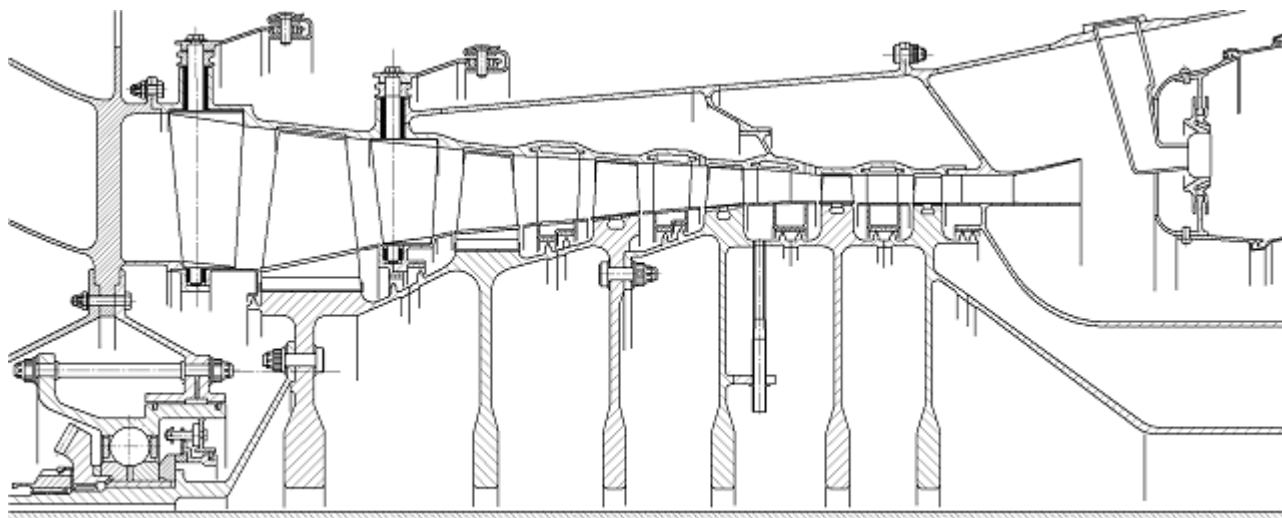


Рис. 48. Ротор барабанно-дискового типа КВД ТРДД PW6000

Ротор барабанно-дискового типа состоит из дисков, барабанных проставок, соединяющих диски, и рабочих лопаток. Ротор опирается на две опоры: переднюю и заднюю. Одна из них выполняет роль РУП, т.е. воспринимает радиальные и осевые нагрузки со стороны ротора, другая воспринимает только радиальные силы. В состав ротора входит передний носок вала, которым ротор опирается на передний подшипник, и соответственно задний носок, опирающийся на задний подшипник. В двухопорный ротор ГТД часто входит не только ротор компрессора, но и ротор турбины, а также вал, соединяющий оба ротора.

4.2. Конструкция ротора

Функциональное назначение ротора состоит в том, чтобы подвести механическую энергию к потоку воздуха, передавая крутящий момент каждому диску, каждой рабочей лопатке, сохраняя при этом расчетную геометрию межлопаточных каналов и положение фронта решеток профилей.

4.2.1. Требования к конструкции ротора

Условие сохранения геометрии межлопаточных каналов и фронта решеток предъявляет ряд требований к конструкции ротора. Во-первых, накладываются ограничения на точность шага решетки t , углов установки профилей $\beta_{лД}$, а также на отклонение самих профилей от заданной геометрии. Во-вторых, выдвигаются требования к прочности и жесткости ротора и стабильности его балансировки.

Необходимо заметить, что конструкция ротора КВД существенно изменилась (рис.49). Снизилось число ступеней, существенно уменьшилась масса ротора.



Рис. 49. Сравнение конструкции роторов КВД двигателей различных поколений

4.2.1.1. Требования к точности геометрии установки лопаток

В соответствии с отраслевыми стандартами на рис. 50 показаны допускаемые отклонения шага решетки $t \pm 3'$ (однако линейные отклонение не должно быть более 0.1) и угла установки профиля $\beta_{1,II} \pm (15'..30')$ в зависимости от класса точности.

Положение профиля корневого сечения относительно переднего фронта решетки задается размерами B_3-h_7, h_8 .

Важное значение имеет и положение диска с рабочими лопатками (рабочего колеса) в составе ротора относительно оси вращения (радиальное биение) и угловые отклонения средней плоскости диска относительно плоскости вращения (торцевые биения). На рис. 50 показаны радиальные и торцевые биения базовых поверхностей диска, которые находятся в пределах 0,01..0,05 мм.

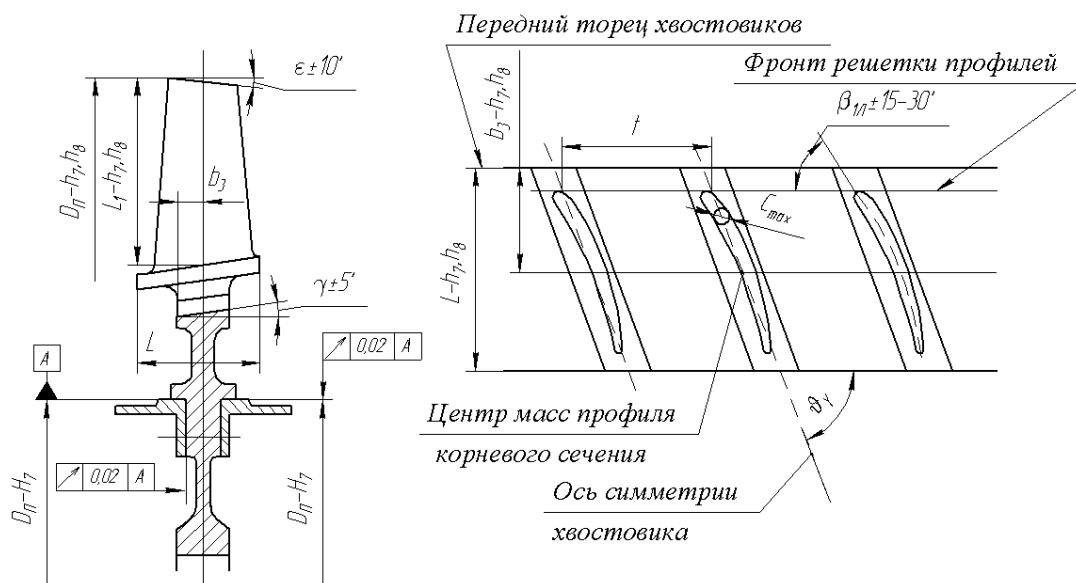


Рис. 50. Предельные отклонения элементов, определяющих геометрию межлопаточных каналов и положения фронта решетки профилей

Для получения минимальных радиальных зазоров накладываются и ограничения на отклонения периферийного диаметра рабочего колеса D_3-h_7, h_8 , и предельное отклонение на угол конуса $\varepsilon \pm 10'$

4.2.1.2. Требования к прочности и жесткости ротора

Общая картина действующих на ротор сил и моментов показана на рис. 51.

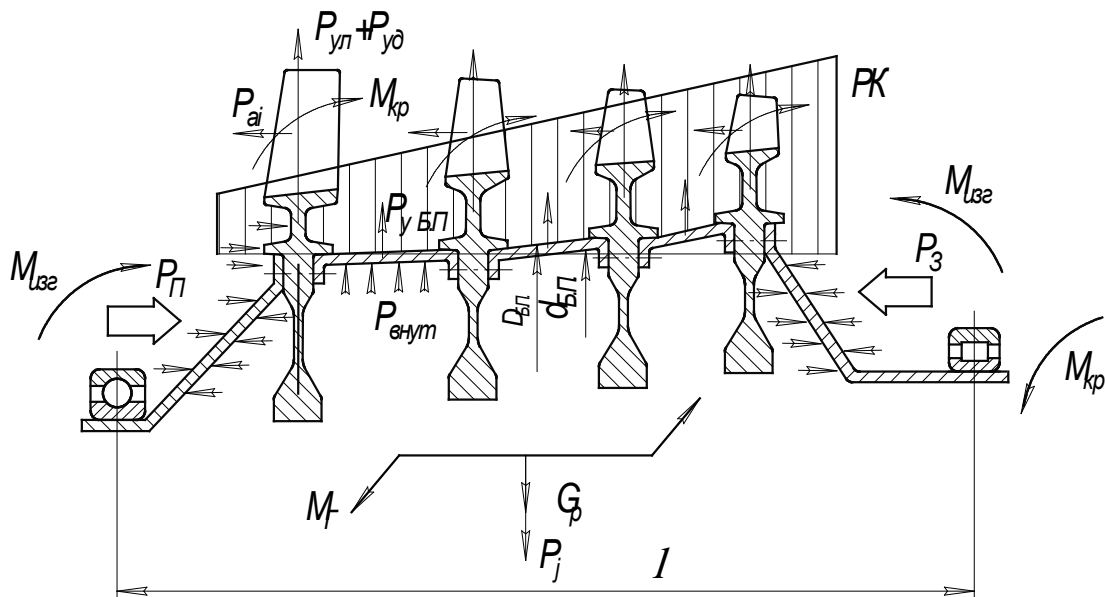


Рис. 51. Нагружение ротора осевого компрессора

Элементы ротора нагружены:

- крутящим моментом $M_{кр}$ турбины и соответствующим моментом сопротивления от газовых сил на рабочих лопатках $M_{крl}$;
- центробежными силами от масс рабочих лопаток $P_{цл}$, дисков $P_{цд}$, барабанных проставок $P_{цбп}$ и других деталей ротора;
- гироскопическим моментом $M_{гр}$, возникающим при эволюциях самолета;
- изгибающим моментом $M_{изг}$ от массовых сил ротора G_r , P_j , от дисбаланса ротора, от действия газовых сил;
- осевыми силами, возникающими на рабочих лопатках P_{ai} и элементах диска в тракте, от давления на боковые стенки ротора P_n и P_3 .

На эти нагрузки накладываются силы от тепловых деформаций, которые становятся значительными на роторе КВД.

Общая картина нагружения позволяет создать расчетную схему при оценке деформаций и прочности всего ротора и точную расчетную модель каждого элемента ротора.

При анализе прочности и жесткости ротора исходят из того, что прочность это свойство сохранять целостность в течение заданного ресурса, а жесткость определяет его способность сохранять начальные формы, т.е. обеспечивать минимальные деформации и главную из них – прогиб ротора, который влияет на величину радиальных зазоров.

Прочность ротора характеризуется допускаемыми окружными скоростями на периферии диска и барабанных проставок.

Изгибная жесткость ротора зависит от расстояния между опорами. Также в роторе барабанно-дисковой конструкции изгибная и крутильная жесткость определяются геометрическими параметрами и положением по радиусу барабанных проставок, а также жесткостью стыков проставок с дисками.

4.2.1.3. Требования к стабильности балансировки ротора

Нагрузки, действующие на ротор, вызывают изгибные деформации ротора как балки с периодическим раскрытием стыков на стороне растяжения и тем самым способствуют нарушению центрирования элементов и повышению неуравновешенности ротора. Поэтому важную роль в обеспечении прочности ротора играет балансировка.

Динамическая балансировка – это операция по минимизации эксцентриситета e_{CT} и совмещению одной из главных осей инерции с осью вращения (рис. 52), которая позволяет ввести неуравновешенность или дисбаланс ротора в заданные нормы.

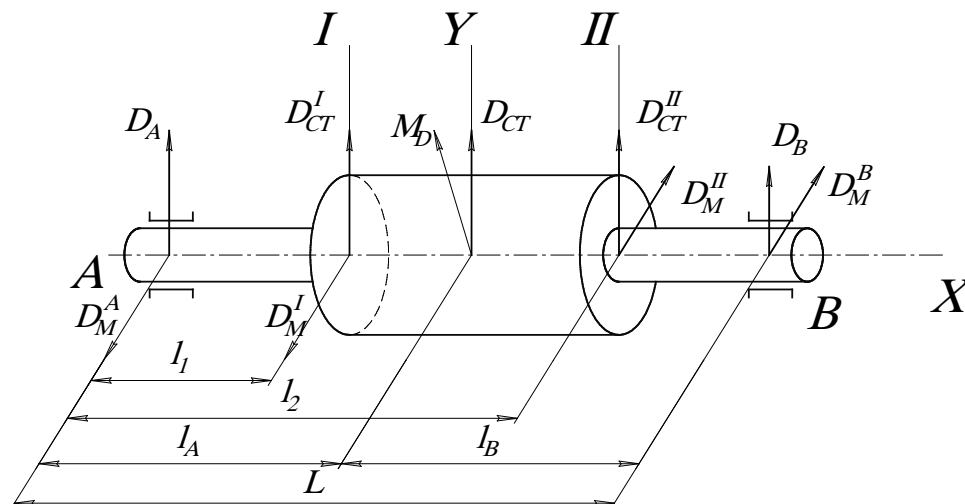


Рис. 52. Схема неуравновешенности ротора

Статическая балансировка элементов многодискового ротора является предварительной в технологии уменьшения дисбаланса. Задача конструктора состоит в том, чтобы назначить допустимые дисбалансы и в выбранных плоскостях коррекции указать на чертеже места установки уравнивающих грузов.

В соответствии с ГОСТ 22061-76 «Система классов балансировки» роторы авиационных ГТД относятся к 4 классу точности, по которому нижние и верхние значения комплекса

$$e_{CT} \cdot \omega_{max} = 2,5 \dots 6,3,$$

где e_{CT} - эксцентриситет;

ω_{max} - максимальная угловая частота вращения ротора.

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.

При большой длине ротора, когда балансировка его проводится по частям, важным является решение о выборе плоскости разъема ротора, в которой будет устанавливаться вторая технологическая опора. Это ограничение обусловлено технологическими характеристиками балансировочного станка.

По известным $n_{Эmax}$ и $e_{CT} \cdot \omega_{max}$ определяется $e_{CTтабл}$. Для оценки верхнего значения вектора допустимого дисбаланса в соответствии со стандартом используется выражение

$$D_{CT доп. верх.} = m_P \cdot e_{CT табл} - D_{CT Э}.$$

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

Нижнее значение вектора допустимого дисбаланса будут равным:

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

Тогда вектор остаточного дисбаланса в опорах из расчетной схемы (см. рис. 52):

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

Суммарный вектор дисбаланса в опорах равен статическому D_{CT}^A (D_{CT}^B) и проекция главного момента дисбалансов M_D^A (M_D^B)

$$\bar{D}_A = \bar{D}_{CT}^A + \bar{D}_M^A \quad \bar{D}_B = \bar{D}_{CT}^B + \bar{D}_M^B$$

В общем случае оба вектора неравны и непараллельны.

При вращении ротора с угловой скоростью ω и статическая составляющая дисбаланса, и моментная вызывают переменные центробежные силы инерции, действующие на опоры:

$$\bar{P}_{\Sigma A} = \omega^2 \bar{D}_A \quad \bar{P}_{\Sigma B} = \omega^2 \bar{D}_B.$$

Эти силы определяют роторную вибрацию.

Отсюда вытекает главное назначение балансировки – снизить реакции опор и тем самым уменьшить уровень роторной вибрации. Плоскости I и II, в которых задаются значения допустимого дисбаланса, называются плоскостями приведения дисбаланса, они не совпадают с плоскостями опор.

Формулы пересчета дисбаланса от плоскости опор к плоскостям приведения I и II для случая на рис. 52 имеют такой вид:

$$D_1 = \frac{D_A l_2 - D_B (L - l_2)}{l_2 - l_1}, \quad D_2 = \frac{-D_A l_1 + D_B (L - l_1)}{l_2 - l_1}.$$

Для других случаев формулы пересчета даны в таблице 3.

Таблица 3

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

Заключительной операцией по оценке допустимых дисбалансов – это указание значения этого дисбаланса в ТТ чертежа ротора и определение массы балансировочных грузов для выбранных радиусов для их закрепления в плоскости коррекции I и II.

Масса балансировочного груза m_2 вычисляется, исходя из определения статического дисбаланса:

$$D = m_2 \cdot r,$$

где r – радиус установки груза.

Значения допустимых дисбалансов зависят от массы ротора и максимальных эксплуатационных оборотов вращения $n_{\text{Эmax}}$, что показано ниже на примере двух роторов:

| | | | |
|---------|-------------------------|--|---|
| Ротор 1 | $m_P = 23,5 \text{ кг}$ | $n_{\text{Эmax}} = 18000 \text{ об/мин}$ | $D_{CT \text{ доп.}} = 3,0 \text{ г} \cdot \text{см}$ |
| Ротор 2 | $m_P = 500 \text{ кг}$ | $n_{\text{Эmax}} = 6000 \text{ об/мин}$ | $D_{CT \text{ доп.}} = 40 \text{ г} \cdot \text{см}$ |

4.2.2. Конструктивное исполнение дисков компрессора

В структуре ротора, именно диски наряду с лопатками выполняют функции по обеспечению точности геометрии межлопаточных каналов и формы решетки при сохранении геометрии в эксплуатации. Требования к точности исполнения ротора, рассмотренные ранее, позволяют сформулировать требования к точности изготовления диска.

4.2.2.1. Требования к точности изготовления дисков компрессора

За базовые поверхности диска принимают, как правило, один из посадочных (центрирующих) диаметров $D_{Ц}$ и упорный торец E (рис. 53). При центрировании диска по призонным (центрирующим) болтам за базу принимается ось диаметра расположения отверстий для этих болтов $D_{Ц}$ и выполняется требование типа: «... смещение отверстий $dH7$ от номинального положения не более 0,01, обеспечить технологически».

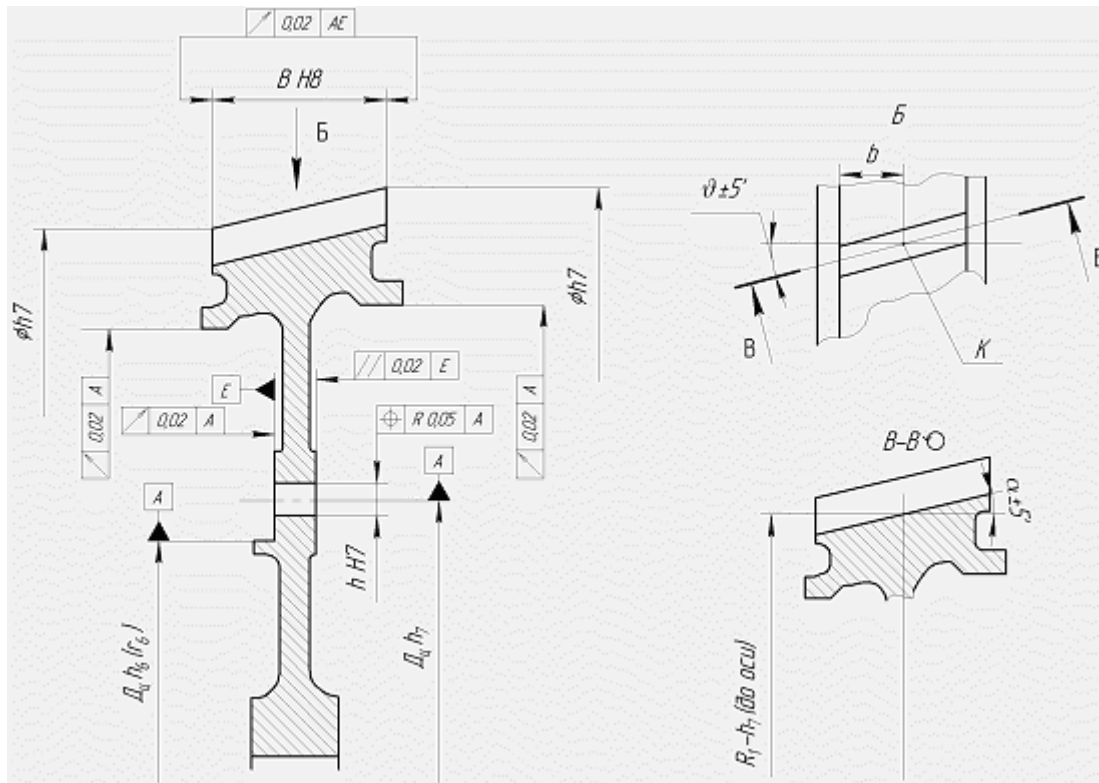


Рис. 53. Геометрические параметры диска, обеспечивающие точность геометрии решетки профилей

Точность центрирующих поясков $D_{Ц}$ может назначаться от h_6 до r_6 для обеспечения посадок от небольшого зазора до натяга.

Положение пазов задается углом θ (рис. 53, вид Б), углом α в плоскости симметрии хвостовика и двумя координатами точки К, через которую проходит ось Z системы координат лопатки – размеры b и Rl .

Точность расположения пазов по окружности обода диска задается либо позиционным допуском, либо в технических требованиях чертежа: «... смещение пазов от номинального положения в окружном направлении не более $\pm 3'$ (или в линейном исчислении, например – «не более 0,1 мм»).

Шероховатость большинства поверхностей диска Ra 2,5..1,6, пазов – 1,25..0,63.

Конструктивно диск состоит из обода, полотна и ступицы и элементами связи с другими элементами ротора.

Диск нагружен центробежными силами от масс диска и лопаток с наложением температурных деформаций, а также кручением и изгибом, которые учитываются при более точном анализе прочности. Диск относят к деталям группы А.

Центробежные силы от масс лопаток при окружных скоростях 350-400 м/с на среднем радиусе тракта создают растягивающую силу по внешнему контуру диска, в 20-30 тысяч раз превышающую их собственную массу и составляющую несколько сотен ньютон.

4.2.2.2. Конструктивные формы дисков компрессора

Конструктивные формы диска определяют его несущую способность. На рис. 54 качественно показаны возможные пути увеличения прочности диска. Исходя из запаса прочности n и предела длительной прочности $\sigma_{\text{в}\tau}^t$, для сравнения введено понятие допускаемых эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{э}\text{к}\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{в}\tau}^t}{n}$ и относительных эквивалентных напряжений для данной формы диска

$$\bar{\sigma}_{\text{э}\text{к}\text{в}} = \frac{\sigma_{\text{э}\text{к}\text{в}}^{\text{формы}}}{\sigma_{\text{э}\text{к}\text{в}}^{\text{доп}}}$$

Принимая для первой формы $\bar{\sigma}_{\text{э}\text{к}\text{в}} = 1$, получаем что допускаемые эквивалентные напряжения в сплошном диске со ступицей (форма 6) оказываются выше в 2 раза, т.е. $\bar{\sigma}_{\text{э}\text{к}\text{в}} = 2$.

Следовательно, при равенстве допускаемых эквивалентных напряжений минимальный вес имеет диск без центрального отверстия.

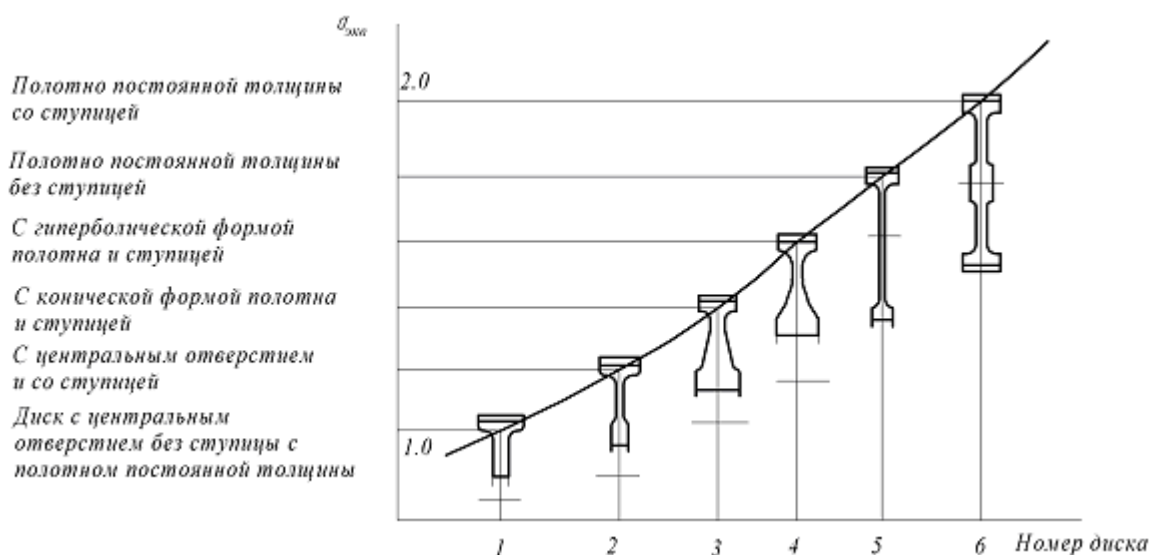


Рис. 54. Прочностные свойства дисков различной формы

Конструктивные формы обода определяются габаритами хвостовика лопатки. Для облегчения обода (см. рис. 53) делают выборки шириной 10-12 мм, однако это ведет к увеличению σ_{φ} в обода на 20..30%.

У диска с центральным отверстием на поверхности отверстия $\sigma_r = 0$, а σ_{φ} максимальны. Для снижения их допустимых значений толщина диска у отверстия увеличивается, так образуется ступица. Учитывая, что окружные напряжения σ_{φ} в некотором удалении от отверстия становятся примерно равными этим напряжениям, для случая диска без центрального отверстия высоту ступицы не следует назначать слишком большой. Предварительно размеры ступицы можно принять в зависимости от толщины полотна S : ширину $S_1 = (2 \div 4)S$, высоту $h = (3 \div 6)S$ и радиус отверстия $r_0 = (2 \div 4)S$.

По технологическим ограничениям минимальная толщина полотна S диска (форма 1 и 2) может быть выполнена 2мм. Если по расчету толщина получилась менее этого значения, то, увеличивая диаметр отверстия и доводя толщину до технической допустимой, можно уменьшить массу диска.

Разрушения дисков по крепежным отверстиям на полотне из-за концентрации напряжений и потери несущей площади сделало актуальным исполнение «чистых дисков», т.е. дисков

конструктивно выполненных без отверстий, кроме центрального.

В вентиляторных ступенях при использовании широкохордных лопаток оптимальным становится применение дисков с 2 и 3 ступицами – выигрыш в массе при прочих равных условиях по сравнению с одной ступицей составляет около 20 и 30% соответственно.

4.2.2.3. Соединение дисков с другими элементами ротора

Соединения диска с другими элементами ротора, обеспечивающими передачу крутящего момента и центрирование, можно выполнить с помощью фланцевого соединения, торцевых треугольных шлиц и центрального стяжного болта или периферийных стяжных болтов, радиальными штифтами, а также сваркой.

4.2.2.3.1. Фланцевые соединения дисков

Фланцевые соединения дисков компрессора благодаря простоте исполнения, сборки и разборки нашли широкое применение (ОСТ 111139-73). Можно использовать несколько конструктивных вариаций соединения.

Если каждое фланцевое соединение стягивается отдельными болтами, то центрирование сопрягаемых элементов ротора может быть осуществлено (рис. 55):

- путем беззазорной посадки по цилиндрическим буртам - внутреннему (тип 1) или внешнему (тип 2);
- стяжными болтами, имеющими беззазорную посадку (призонные болты) или зазор, не влияющий на потерю соосности дисков (тип 3).

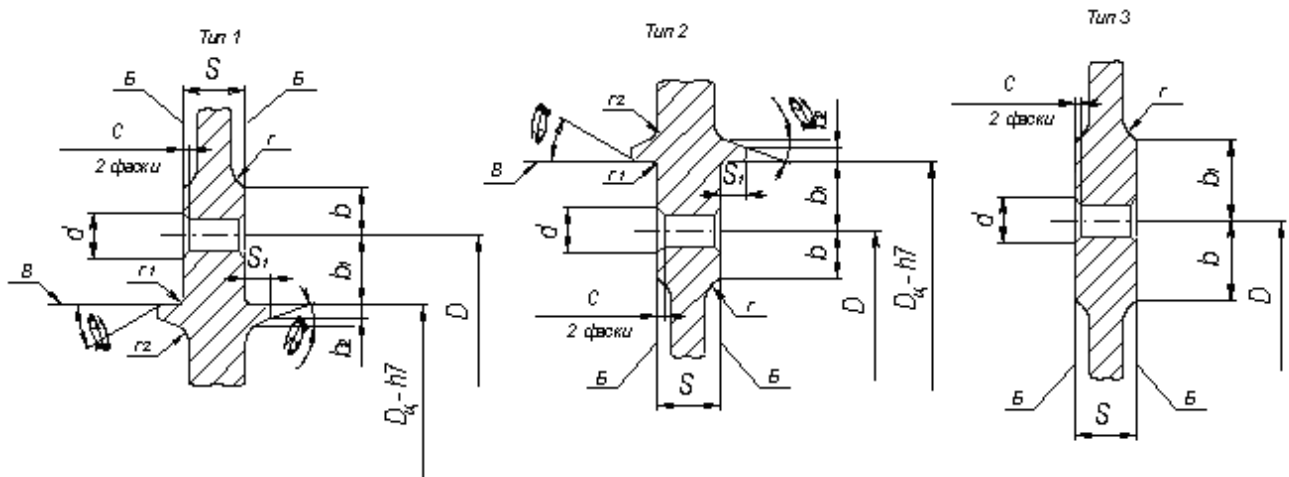


Рис. 55. Конструкция элементов с фланцевым соединением

В случае, если расстояние между дисками недостаточно для монтажа стяжных болтов в каждом фланцевом стыке, используются стяжные болты на всю длину ротора (рис. 56).

Конструкция дисков фланцевого соединения показаны на рис. 55, а барабанной проставки на рис. 57.

Диаметры отверстий d для установки крепежных болтов, диаметр окружности D , на которой располагаются болты и количество болтов должны выбираться из условия нераскрытия стыка на режиме максимальных нагрузок.

Для болтов необходимо обеспечить: для фланцевого соединения типа 1 и 2 – посадку $F7$ или $E8$ в системе отверстия; для фланцевого соединения типа 3 посадку $J57$ и $H7$. Количество болтов должно быть кратно 3, 4 или 10.

Геометрические параметры фланцевых соединений следует назначать, придерживаясь следующих рекомендаций:

1. радиусы на дисках r и r_2 - 1.6, 2.5, 4.0, 6.0, 10.0, 16.0, 25.0;
 r_1 - 0.6_{-0.3}, 0.8_{-0.3}, 1.0_{-0.3}, 1.6_{-0.5}, 2.0_{-0.5}, 2.5_{-0.5}, 3.0_{-0.5};
2. радиусы фланцев - r как и в случае с диском r_1 - 1.6, 2.5, 4.0, 6.0, 10.0, 16.0, 25.0;
 r_2 - 0.1, 0.4, 0.6;
3. размеры v , v_1 , v_2 , c_1 - выбираются конструктором

$$v_3 = v_5 = d + 1.5 ;$$

$$v_4 = d ;$$

c - 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.6, 2.5 и 3.0 под углом 30° и 45° ;

4. углы - $\alpha=0, 15, 30^\circ$, $\beta=10, 15, 20^\circ$.

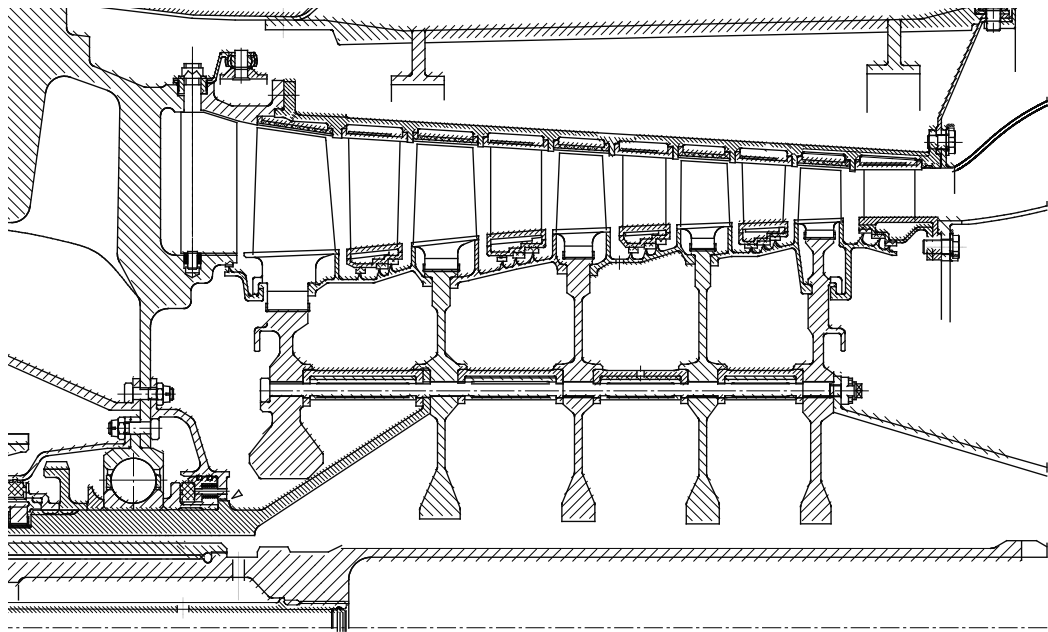


Рис. 56. Ротор компрессора СД ТРДЦ АТФ3-6

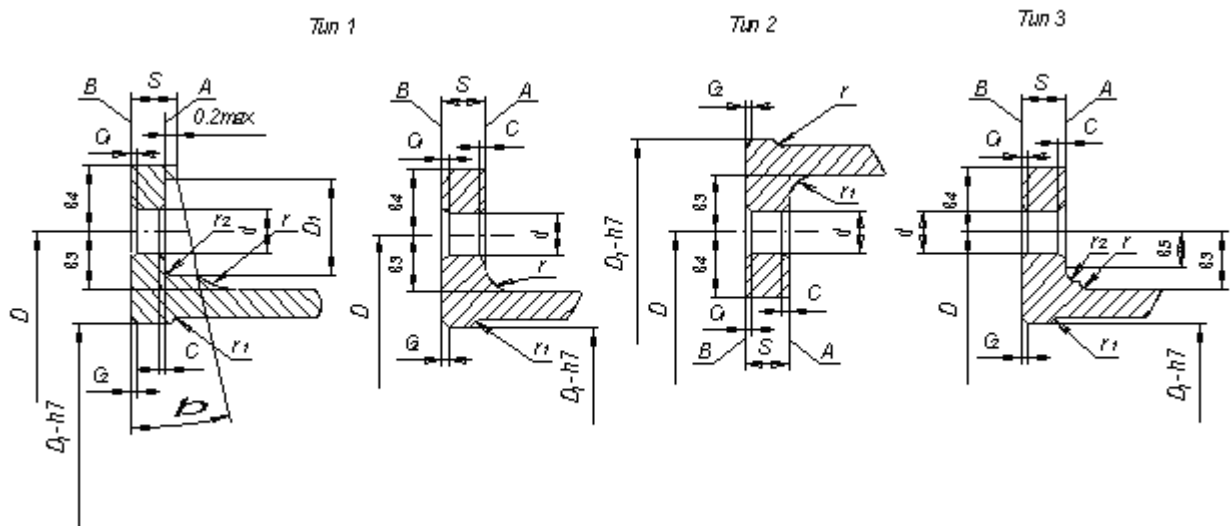


Рис. 57. Конструкция элементов фланцев барабанной проставки

В случае диска типов 1 и 2 биение посадочного диаметра B и торцевое биение поверхности B относительно $D_{Ц}$ принимается 0.01-0.03, типа 3 – отклонение отверстий d от номинального положения 0.01..0.02.

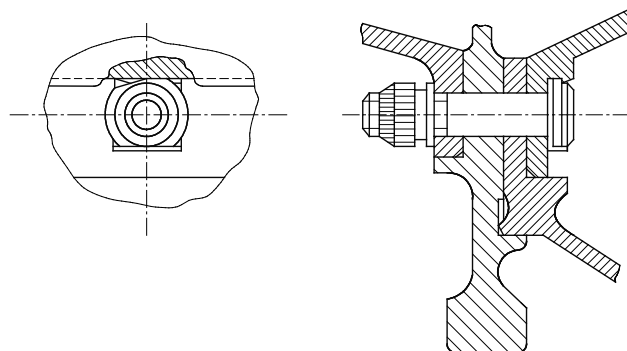


Рис. 58. Конструктивное выполнение фланцевого соединения при использовании болтов с круглой головкой и лыской

В барабанной проставке торцевое биение поверхностей A и B относительно базы $D_{Ц}$ назначается в пределах 0.01-0.03.

Рекомендуется использовать болты с круглой головкой и самоконтрящейся гайкой. Допускается применение болтов с круглой головкой, имеющей лыски для исключения проворачивания при затяжке и шестигранных гаек с пластинчатыми контровками. В этом случае на фланцах барабанных перемычек должны быть опорные бурты (или проточка) для исключения проворачивания и выпадения болта и проворачивания контровки (рис. 58).

4.2.2.3.2. Соединение с помощью торцевых треугольных шлиц

Такое соединение менее технологично, чем болтовое или соединение со штифтами, но оно обладает свойством сохранения центрирования дисков при радиальной деформации элементов ротора. Торцевые шлицы, рабочие поверхности которых образованы исходящими из центра дисков лучами, используются для центрирования и для передачи крутящего момента. При этом возможна конструкция как с единым центральным стяжным болтом (КНД ТРДД Д-30), так и с периферийным расположением ряда болтов (рис. 59). В последней схеме исключены нежелательные осевые деформации дисков и других элементов ротора при затяжке гайки (усилие затяжки центрального стяжного болта достаточно велико и составляет несколько десятков тонн). Соединение регламентировано отраслевым стандартом.

Соединение торцевыми шлицами не является герметичным, поэтому при необходимости возможно сделать уплотнение пластиной толщиной 0.5 мм и шириной 11-20 мм (рис. 59). Для исключения нарушения балансировки ротора необходимо предусматривать предварительную затяжку соединения усилием, в 1,5...2 раза превышающем рабочее.

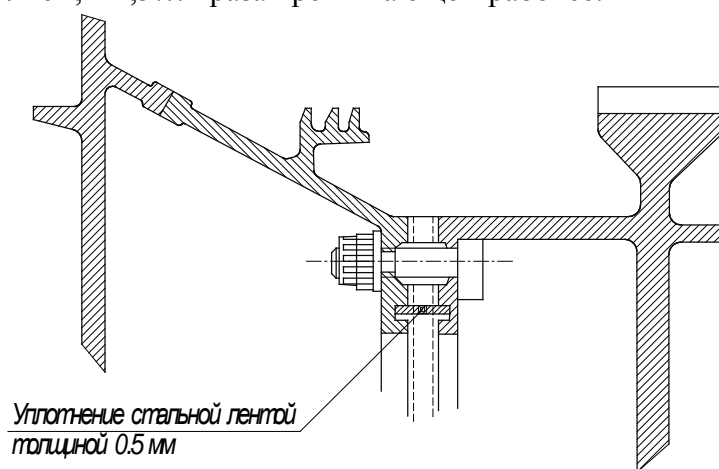


Рис. 59. Соединение дисков торцевыми треугольными шлицами с периферийными стяжными болтами

4.2.2.3.3. Соединение дисков радиальными штифтами

При соединении дисков радиальными штифтами (рис. 60) отдельные секции последовательно напрессовываются друг на друга с некоторым натягом 0,08...0,14 мм, так, чтобы он сохранялся на всех режимах работы двигателя. Это обеспечивается нагревом охватываемой детали на 30-50°C выше максимальной рабочей температуры. После напрессовки сверлятся радиально гнезда под штифты без выхода во внутреннюю полость ротора, чтобы избежать попадания туда стружки.

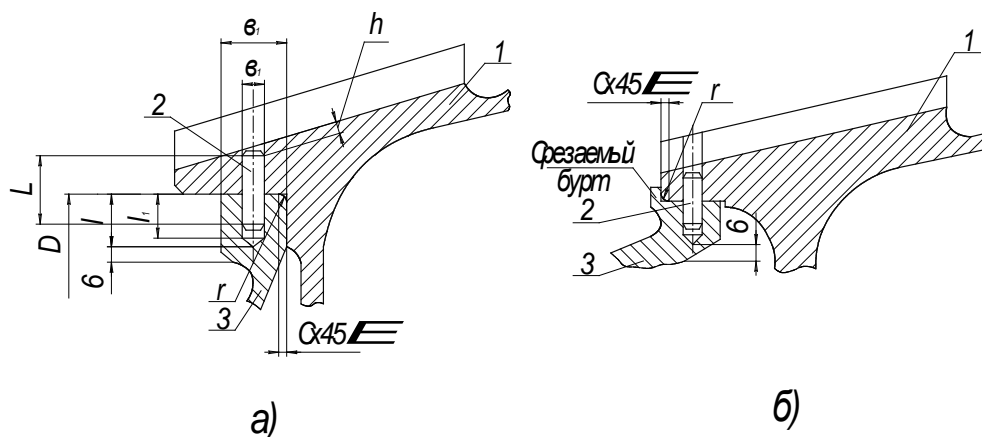


Рис. 60. Соединение дисков радиальными штифтами: 1, 3 – диски; 2 - штифт

Штифты устанавливаются с натягом равным 0.01...0.03 мм. Выход их из гнезда под действием центробежных сил и вибраций не допускается. Это требование обеспечивается чаще всего тем, что штифт устанавливается под хвостовиком лопатки. Преимущество такого соединения заключается в том, что направленные по радиусу штифты обеспечивают сохранение центрирования и, следовательно, балансировки при радиальных деформациях соединяемых деталей. Недостатком же его является, то, что барабанные перемычки приходится располагать на максимальном радиусе, а это не всегда является оптимальным решением.

Представленные на рис. 60 два исполнения соединения отличаются тем, что в первом случае (рис. 60,а) запрессовка идет до упора в торец полотна диска, а во втором – до технологического упорного бурта, который срезается после установки штифтов (рис. 60,б).

Размеры элементов соединения следует выбирать исходя из следующих соотношений (ОСТ 111140-73):

- $L \geq 2d$, $l \geq d$, $l_1 = l + 1$, $g \geq 1.5$, $h = 0.1 \div 0.5$, $gl \geq d$, но при этом кратчайшее расстояние от торца фланца до отверстия под штифт должно быть не менее 2.5 мм;
- r - 0.6^{-0.3}, 0.8^{-0.3}, 1.0^{-0.3}, 1.6^{-0.3}, 2.0^{-0.5}, 2.5^{-0.5}, 3.0^{-0.5};
 C - 0.8^{+0.3}, 1.0^{+0.3}, 1.6^{+0.5}, 2.0^{+0.5}, 3.0^{+0.5}.

Диаметр d и количество штифтов определяется прочностью их на срез, при этом диаметр должен быть меньше ширины паза для лопатки и укладываться в ряд 3, 4, 5, 6, 7, 8 мм. Штифт на одном конце должен иметь заходную фаску с конусом 40° на длине 1 мм, а на другом – сферическую поверхность радиусом (0.8÷1.0) для предотвращения надиров при демонтаже лопатки из паза.

Штифты, устанавливаемые в глухие отверстия, должны выполняться с дренажными каналами:

- При $d \geq 5$ мм - с отверстием диаметром 2 мм;
- при $d < 5$ мм - с лыской глубиной 0.1-0.2 мм.

4.2.2.3.4. Соединение дисков с помощью сварки

Соединение дисков с помощью сварки стало возможным в последнее время в связи с прогрессом техники сварки (внедрение электронно-лучевой сварки и сварки трением). Ротор при этом имеет наименьший вес. Трудность воплощения такой конструкции чисто технологическая: качественная сварка дисков с окончательно обработанными замками для лопаток и надежный контроль этого качества; снятие термических напряжений нагревом с сохранением геометрии ротора; получение усталостной прочности сварного шва, близкого к пределу выносливости основного материала.

При соединении дисков сваркой, как и в случае с ротором барабанного типа, паз под замок «ласточкин хвост» целесообразно располагать перпендикулярно оси ротора. Это позволяет упростить задачу по осевой фиксации лопаток.

4.2.3. Конструкция барабанных проставок

Барабанные проставки формируют силовую схему ротора и определяют его изгибную и крутильную жесткость. Они нагружены центробежными силами, крутящим и изгибающим моментом и перепадом давлений.

В ряде случаев (например, при использовании консольных НА) в роторе вводится второй ряд связей – трактовые кольца (см. [рис.47](#)). Барабанные проставки и трактовые кольца устанавливаются по центрирующим буртикам дисков с диаметральным натягом $0.02 \dots 0.15$ мм, а трактовые кольца и с торцевым натягом $0.02 \dots 0.4$ мм.

На рис. 61 показано направление развития конструктивной формы барабанной проставки по критерию прочности (допустимой окружной скорости).

Положение барабанной проставки по радиусу определяется равенством радиальных деформаций проставки и диска. При размещении проставки выше равновесного радиуса, проставка догружает диск, ниже – диск догружает проставку. Понятно, что положение трактовых колец на периферии диска вызывает дополнительные нагружения дисков.

Конструктивное исполнение центрирования барабанной проставки и дисков из разных материалов, например, из титана и стали, требует учета различия в их деформациях из-за разных коэффициентов линейного расширения.

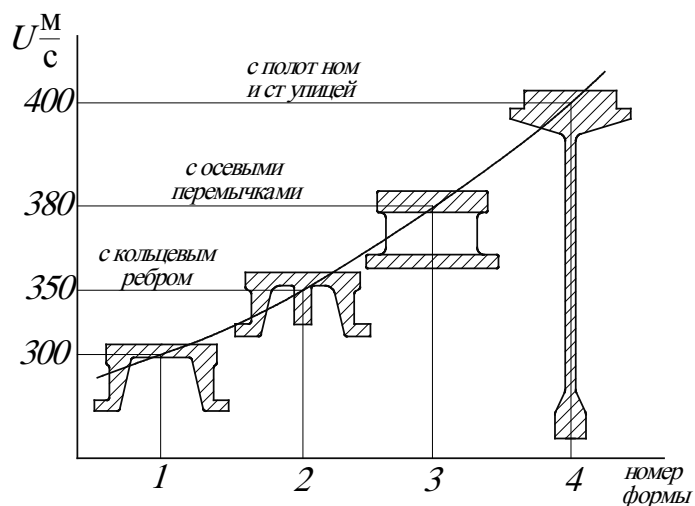


Рис. 61. К выбору формы барабанной проставки и трактового кольца по допустимым окружным скоростям

4.2.4. Передняя цапфа ротора

Участвуя в восприятии нагрузок, действующих на ротор, этот элемент выполняет свою основную функцию – воспринимает сжимающую осевую силу и обеспечивает осевую жесткость ротора. Структурно может быть частью диска или отдельной деталью. Передняя цапфа обеспечивает часто осевую фиксацию ротора и заданное взаимное осевое расположение ротора и статора с помощью регулировочного кольца.

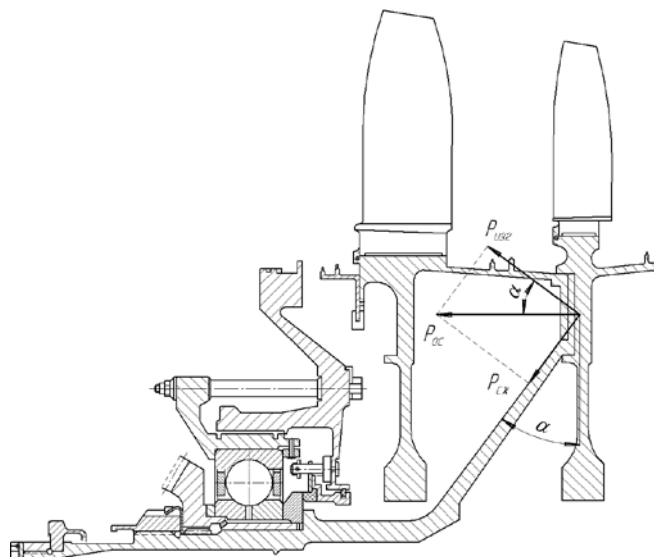


Рис. 62. Конструкция и схема нагружения передней цапфы ротора

Для достижения наибольшей осевой жесткости при минимальной массе диафрагму передней цапфы выполняют конусной (с наклонной образующей) и для достижения равнопрочности – с уменьшением толщины от центра к периферии. Значимость наклона можно понять на простой модели (рис. 62), где осевая сила $P_{ос}$ разложена по двум направлениям – по образующей конуса и перпендикулярно к ней. Сила $P_{сж}$ определяет сжатие диафрагмы, а $P_{изг}$ ее изгиб. Расчет такой конической оболочки показывает, что даже небольшой угол $\alpha=6-8^\circ$ обеспечивает увеличение осевой жесткости в 2...2.5 раза.

Меняя осевое расположение передней цапфы перемещением от одного диска ко второму, третьему и т.д., можно управлять расстоянием между опорами, приблизить переднюю опору к плоскости центра масс ротора компрессора. Если тоже самое сделать и в турбине (рис. 63), то изгибающий момент, действующий на ротор, на соединительный вал будет минимальным.

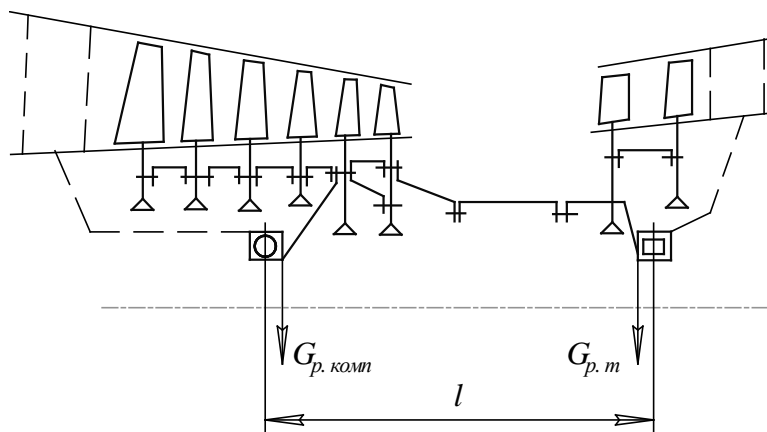


Рис. 63. Ротор с навесными ступенями и размещением опор в плоскостях центра масс роторов компрессора и турбины

Такая возможность формирования ротора с навесными передними и задними ступенями является одним из преимуществ ротора барабанно-дискового типа.

Наклонную диафрагму цапфы можно присоединить к диску на радиусе размещения барабанной проставки, уменьшать этот радиус и даже вести диафрагму от ступицы диска. Необходимо только выполнить, главное условие: силовая схема ротора должна быть близка к балке равного сопротивления при изгибе.

4.2.5. Задний носок ротора и вал

Основное назначение заднего носка ротора компрессора и вала – это соединение роторов компрессора и турбины. Рассмотрим использование этих элементов в конструкции ротора каскада ВД и ТРДД.

Конструктивные разновидности исполнения заднего носка и вала зависят от осевого расположения задней опоры с роликовым подшипником в роторе каскада ВД: перед турбиной, как в ТРДД PW2000 (рис. 64); за турбиной, как на CFM56-5C (рис. 65), - и от расположения 2-й (РУП) и 3-й (роликовый подшипник) опор в трехопорном роторе, как в ТРДД ПС-90А (рис. 66).

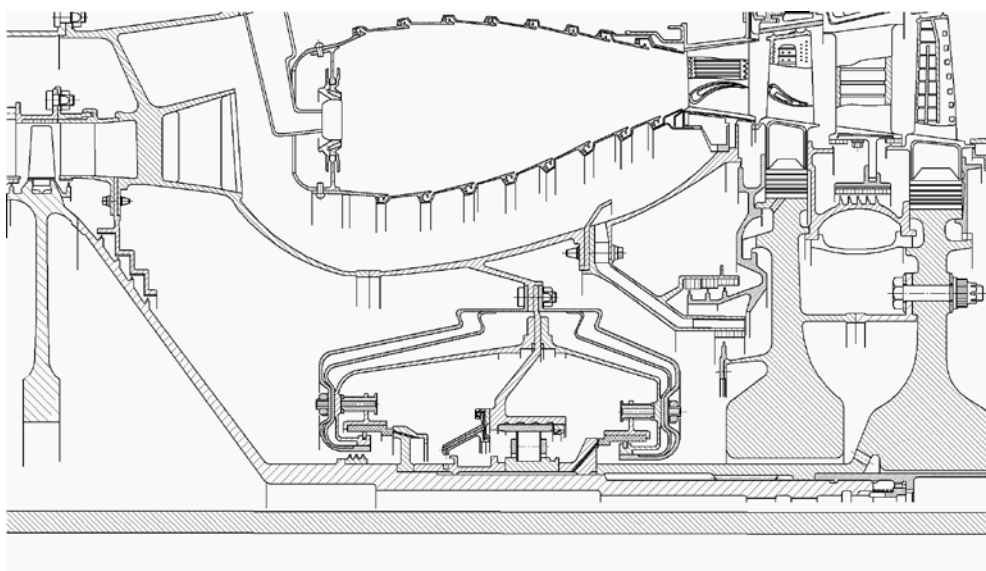


Рис. 64. Соединение ротора компрессора и турбины ВД ТРДД PW2000

При размещении подшипника перед турбиной или непосредственно за ротором компрессора задний носок ротора преобразуется в цапфу, которая соединяется с турбиной валом малого диаметра. В случае расположения задней опоры двухопорного ротора за турбиной, задний носок непосредственно стыкуется с соединительным валом большого диаметра, который часто именуется как вал-бочка.

Остановимся на этом простом исполнении (рис. 65). Оба элемента (задний носок ротора и вал) участвуют в передаче $M_{кр}$, нагружены центробежными силами и полной осевой растягивающей силой турбины. Диаметр вала-бочки определяет изгибную жесткость ротора и его критическую частоту вращения, что и объясняет стремление к увеличению диаметра вала.

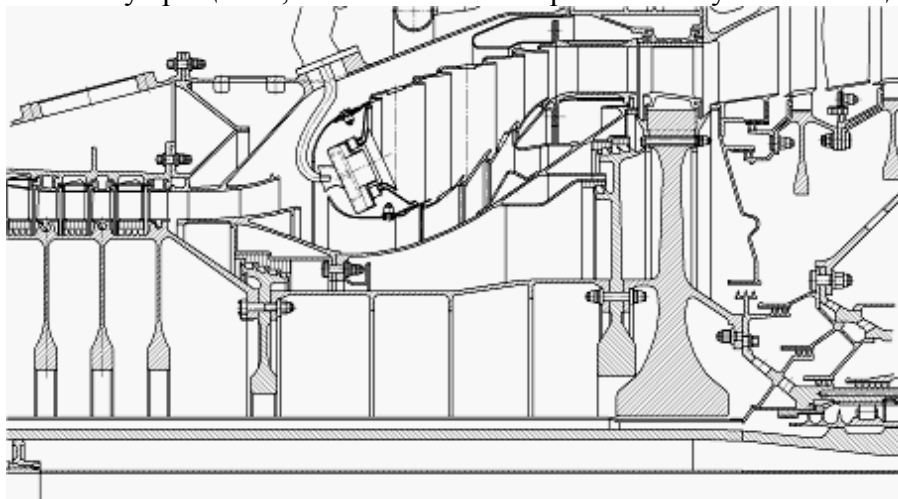


Рис. 65. Соединение ротора компрессора и турбины ВД в ТРДД CFM56-5C

В силу этого растягивающие нагрузки от центробежных сил масс оболочки вала

оказываются велики настолько, что приходится вводить оребрение оболочек и усиление по фланцам в виде дисков. Этой проблемы нет в двух других случаях, так как диаметр вала и расстояние между опорами там меньше.

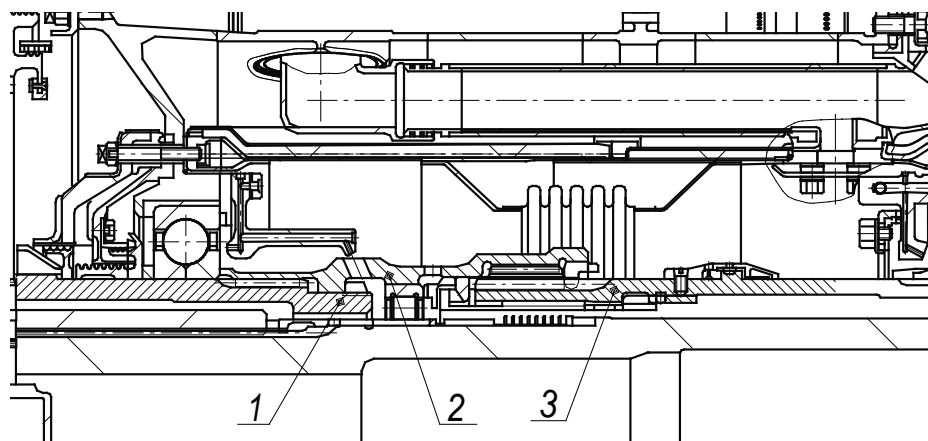


Рис. 66. Соединение ротора компрессора и турбины ВД шлицевой муфтой в ТРДД ПС-90А: 1 – вал ротора компрессора ВД; 2- соединительная шлицевая муфта; 3 – вал ротора турбины ВД

Ротор во всех анализируемых случаях обычно находится в докритической зоне (жесткий ротор).

При рассмотрении этих элементов в роторах каскада НД, где вал имеет большую длину при малом диаметре и работает в закритической области (гибкий ротор) приходится решать задачи обеспечения работоспособности трехопорного ротора, среди которых, обеспечение статической определенности ротора при изгибе, балансировка, демпфирования колебаний, исключение задевания роторов при максимальном прогибе и т.д.

4.3. Рабочие лопатки

Функция лопаток рабочего колеса состоит в том, чтобы реализовать механизм подвода энергии к рабочему телу. Результирующая всех сил давления, действующая на профиль, обтекаемый потоком с учетом циркуляции вокруг профиля, образует подъемную силу. Однако такое обтекание лопаток в решетке рабочего колеса является следствием его вращения под воздействием крутящего момента турбины. Поэтому можно говорить о силе воздействия лопаток на поток, равной подъемной силе, но обратной по знаку. Окружная составляющая этой силы и осуществляет подвод работы (энергии) к рабочему телу, а осевая составляющая способствует осевому продвижению воздуха в решетке.

4.3.1. Геометрическая модель рабочей лопатки

Достижение необходимого эффекта по сжатию, по расходу воздуха и КПД ступени осевого компрессора определяется выбором закона закрутки $C_u=f(r)$ и профилированием лопаток, куда обычно входит операция по выбору параметров решетки (густота b/t , конструктивные углы на входе и выходе $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$, угол установки профиля $\gamma_{уст}$ и др.) и операция собственно построения профиля.

Применение до-, транс- и сверхзвукового профиля диктуется стремлением создания компрессора с меньшим числом ступеней. Существует два метода решения этой задачи. Первый – использование первой ступени с очень большой степенью сжатия и понижение нагрузки на последующих ступенях. И второй - применение умеренно нагруженных ступеней с напорностью, увеличивающейся от начала к середине компрессора, а затем уменьшающейся. В первом случае лопатка I ступени ширококордная со сверхзвуковым профилем и, если это вентиляторная ступень, то профиль привтулочной части дозвуковой с переходом на трансзвуковой и сверхзвуковой на периферии. В остальных ступенях чаще используется дозвуковой профиль и в первом и во втором подходе.

Связь пера с хвостовиком и диском осуществляется действующими нормативными документами и определяется в прямоугольной системе координат XYZ (рис.67).

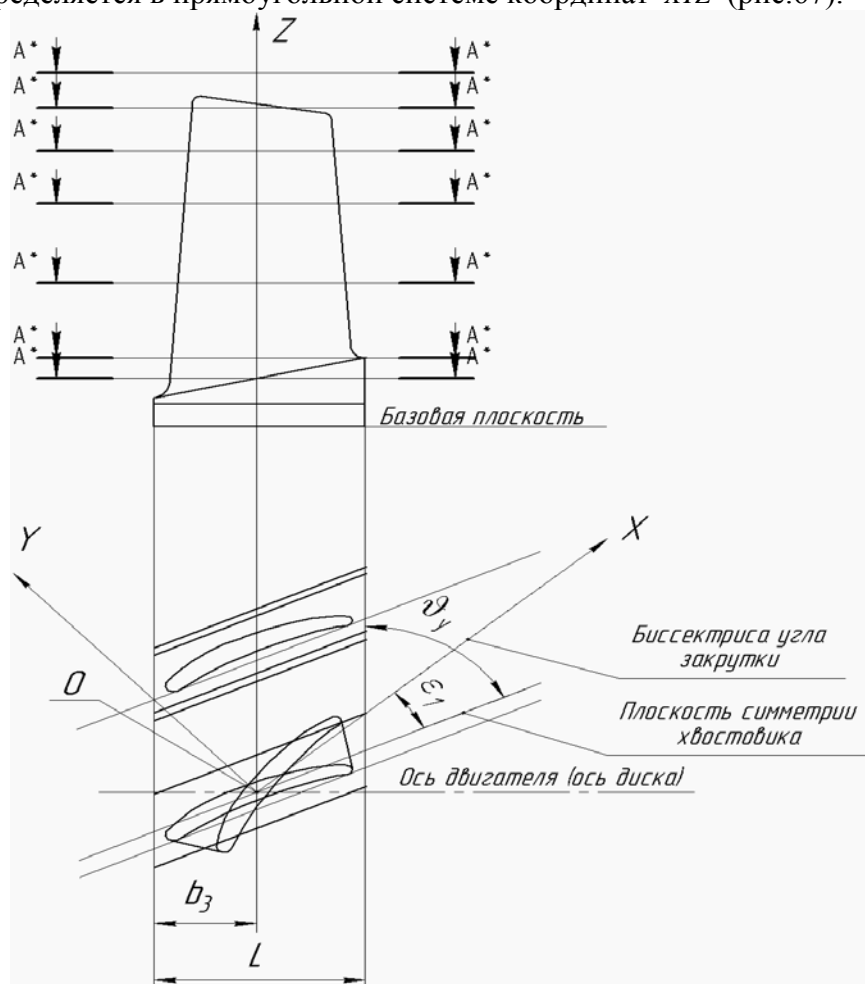


Рис. 67. Геометрические параметры пера и хвостовика рабочей лопатки

Ось Z располагают в плоскости симметрии хвостовика перпендикулярно оси двигателя. Направление оси X выбирается параллельно биссектрисе угла закрутки пера и задается углом ε_1 от плоскости симметрии хвостовика, который в свою очередь задается углом φ_y от плоскости вращения. Ось Y направлена перпендикулярно оси X. Начало координат располагается в точке O, которая на виде сверху лежит на пересечении плоскости симметрии хвостовика, оси X и оси диска и задается размером b_3 от переднего торца хвостовика. Базовая

плоскость для лопаток компрессора проходит через точку пересечения оси Z с подошвой хвостовика типа «ласточкин хвост». Или осевого отверстия для шарнирного замка.

Перо лопатки обычно задается формой профиля в нескольких сечениях $A-A$, равнорасположенных друг от друга (координата Z) и параллельно плоскости XOY . Профиль пера в каждом сечении задается точками с координатами для спинки (x_c, y_c) и корыта (x_k, y_k). Выставляется требование, чтобы при изготовлении лопатки обеспечивалась плавность поверхности пера между контрольными сечениями. Значения координат, а также размеров кромок, хорды b и др. выполняются в таблице чертежа или используются в электронном виде. Выбор хвостовика должен быть сделан в процессе определения структурной связи пера, хвостовика и диска. Оценку прочности пера и хвостовика (с последующим оптимизированием их геометрии) удобно проводить с помощью параметрической конечно-элементной модели.

4.3.2. Требования к точности пера лопатки

Идентичность и стабильность геометрии межлопаточных каналов зависят от прочности пера лопатки, угла установки профиля и ряда других геометрических характеристик, которые назначаются в зависимости от класса точности. В свою очередь класс точности зависит от группы, к которой относится лопатка. Группа определяется высотой лопатки h и хордой b . Разделение на группы показано в таблице 4, где в числителе размеры для дозвуковых лопаток, в знаменателе для сверхзвуковых.

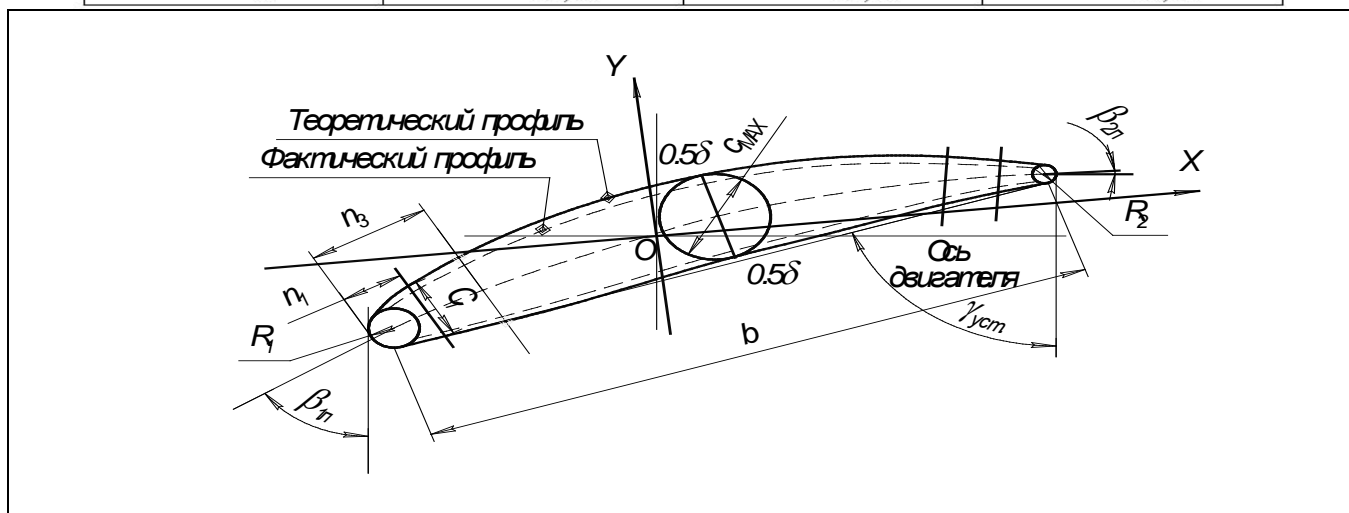
Таблица 4

| Номер группы | О | | А | | Б | | В | | Г | |
|----------------|-----------|----|------|-----|-----|-----|------|---------|---------|--|
| | Параметры | | | | | | | | | |
| h , мм | До 20 | 80 | 80 | 250 | 250 | 550 | 550 | До 1000 | До 1000 | |
| b , мм | До 20 | 60 | 60 | 125 | 150 | 300 | 280 | До 500 | До 500 | |
| $\gamma_{уст}$ | ±30' | | ±20' | | | | ±15' | | | |

Чтобы не уменьшать площади межлопаточных каналов против расчетных, все отклонения размеров профиля должны быть направлены в сторону уменьшения толщины и хорды теоретического профиля, при этом минимальный фактический профиль должен иметь общую точку с теоретическим на входной кромке (табл. 5).

Таблица 5

| Группа лопаток | Отклонение размера 0.5δ со стороны спинки и корыта в месте расположения C_{max} | | |
|----------------|--|-------|-------|
| | Класс точности | | |
| | 1 | 2 | 3 |
| О | -0,04 | -0,06 | -0,08 |
| А | -0,06 | -0,08 | -0,12 |
| Б | -0,08 | -0,16 | -0,24 |
| В | -0,24 | -0,32 | -0,48 |
| Г | -0,52 | -0,72 | -0,92 |



По допуску на толщину профиля в каждой групп лопаток вводится 3 класса точности. Обычно для группы О назначается 1 класс, для $h > 350$ мм - 3 класс, при этом, если лопатка имеет различное профилирование по высоте (дозвуковое у корня и трансзвуковое или сверхзвуковое на периферии), назначаются по высоте 2-3 класса точности.

В стандарте указывается минусовый допуск в месте максимальной толщины C_{max} профиля 0.5δ , распределяемый поровну и на спинку и на корыто. Однако этот допуск уменьшается по линейному закону и в сторону входной и выходной кромки до 0.25δ для дозвуковых лопаток и до 0.125δ для сверхзвуковых лопаток, но при этом радиус входных и

выходных кромок не должен сводиться к нулю.

Минимальная конструктивная толщина профиля у кромок C_1 и C_2 задается на расстоянии h_1 и h_2 от кромок лопаток.

После выбора класса точности проводится расчетная оценка уменьшения запасов прочности в связи с уменьшением площади профиля.

Важная роль придается операции назначения класса шероховатости пера. Со стороны потока кроме сил давления на лопатку действуют силы трения, в сумме определяющие силу сопротивления профиля в потоке, которая влияет на уровень КПД в ступени. Это обстоятельство является отправным для назначения шероховатости пера, которая регламентируется нормативными документами.

Таблица 6

| Суммарная степень повышения давления перед ступенью на взлете $(\pi_{k\Sigma}^*)_{i-1}$ | $\left(\frac{R_e}{b}\right) \cdot 10^{-8}, \text{ мм}^{-1}$ | Рабочая лопатка | | Лопатка направляющего аппарата |
|---|---|--------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| | | дозвуковая | сверхзвуковая | |
| | | $R_z, \text{ мкм}$ не более | $R_z, \text{ мкм}$ не более | $R_z, \text{ мкм}$ не более |
| До 6 | До 0.54 | 3.2 | 2.0 | 5.0 |
| Св. 6 до 13 | Св. 0.54 до 0.80 | 2.0 | 1.6 | 3.2 |
| Св. 13 до 30 | Св. 0.80 до 1.20 | 1.6 | 0.8 | 2.0 |
| Св. 30 до 40 | Св. 1.2 до 1.4 | 0.8 | 0.4 | 1.6 |
| Св. 40 | Св. 1.4 | 0.4 | 0.4 | 0.8 |

Шероховатость наружной поверхности пера назначается в зависимости от суммарной степени повышения давления через рассматриваемую ступень $(\pi_{k\Sigma}^*)_{i-1}$ и числа Рейнольдса, отнесенного к хорде пера на среднем радиусе R_e/b (табл. 6). Чем выше этот параметр, тем меньше должна быть шероховатость, что вполне согласуется с требованиями к перу по сопротивлению усталости.

Допускается назначать разную шероховатость на входной и выходной кромке, по корыту и спинке пера. Наименьшая шероховатость назначается при этом на входной и выходной кромке и на входной части пера.

Шероховатость после упрочнения, нанесения покрытий должна соответствовать требованиям таблицы 6.

4.3.3. Роль расчетов рабочей лопатки на прочность и колебания

Прочностной расчет пера лопатки является решающим при анализе результатов профилирования. Очень часто после оценки прочностных характеристик пера проводится перепрофилирование лопатки. Эта операция может повторяться несколько раз.

Создание конечно-элементных лопатки и ротора в целом позволяет оценить распределение напряжений и запасы прочности по всем элементам лопатки (рис. 68), а также анализ возбуждения колебаний лопатки спектром гармоник возбуждения во всем диапазоне рабочих оборотов с помощью резонансной диаграммы (рис. 69).

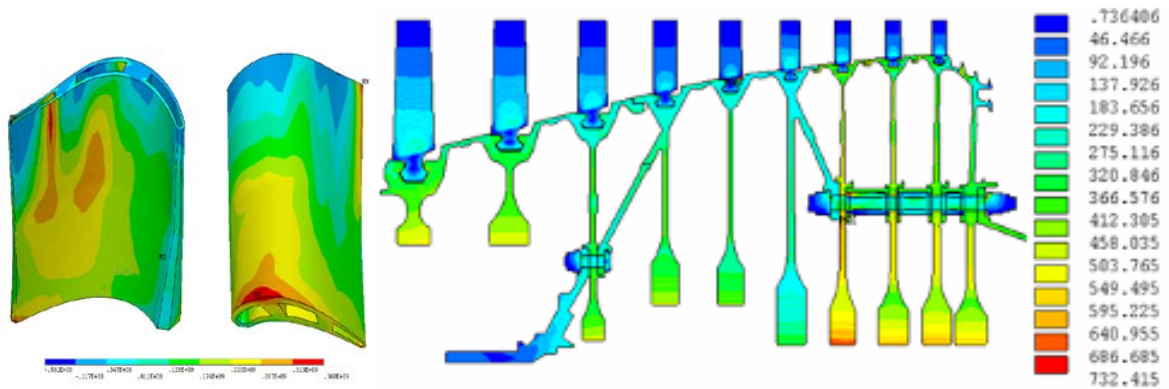


Рис. 68. Напряженное состояние лопатки и ротора

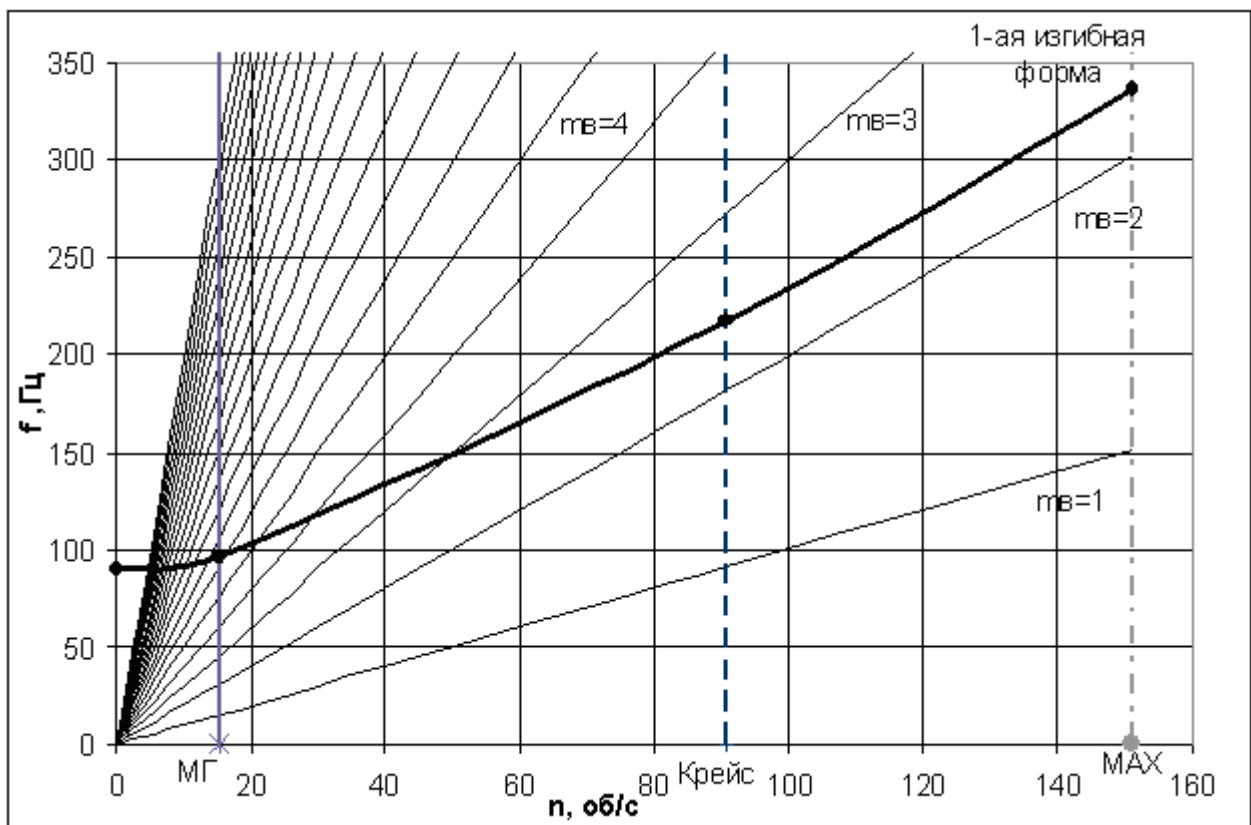


Рис. 69. Типичная резонансная диаграмма пера лопатки

4.4. Соединение лопатки с диском

Структурная связь рабочих лопаток с диском определяется сопряжением хвостовика лопатки с пазом диска и фиксацией хвостовика в диске, а также с помощью сварки непосредственно пера лопатки с диском. В случае лопатки с ножкой к этому прибавляется ножка и элемент, формирующий втулочную часть тракта – полка хвостовика или вставка (рис. 70).

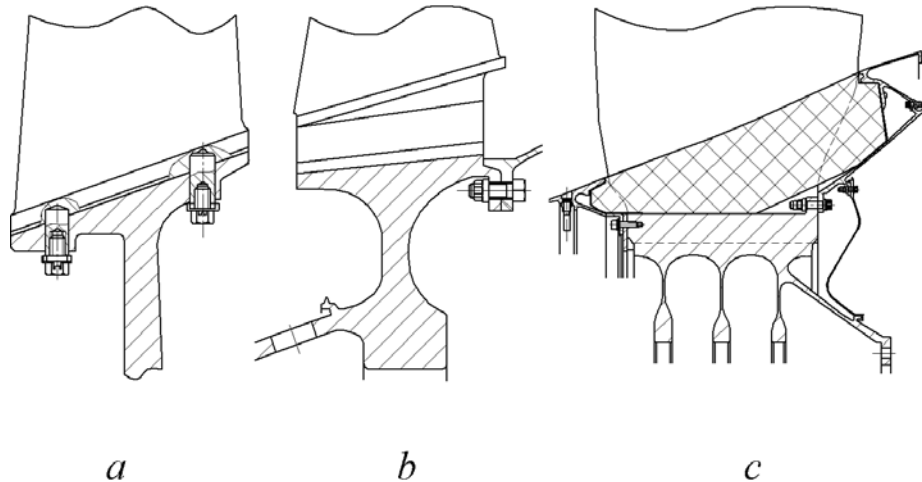


Рис. 70. Сопряжение хвостовика лопатки с пазом диска:

a – рабочая лопатка с наклонным пазом;

b – рабочая лопатка вентиляторной ступени с ножкой и полкой хвостовика;

c – рабочая лопатка с ножкой, пространство между лопатками заполнено вставкой из легкого материала, которая формирует тракт.

Выбор типа хвостовика диктуется рядом условий и основные из них:

- размещение на диске заданного числа лопаток;
- обеспечение прочности пера и хвостовика при действии статических нагрузок и переменных сил от колебания лопатки;
- технологические требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей, к числу этих поверхностей.

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

4.4.1. Замок «ласточкин хвост»

Трапецевидный замок «ласточкин хвост» прост в исполнении, так как имеет две рабочие поверхности, но своей формой уступает хвостовику елочного типа при решении задачи размещения лопаток.

Нормативными документами предусмотрено использование хвостовика с углом при вершине 40° , 60° , 90° . Используется 3 типа сопряжения профильной части лопатки с хвостовиком «ласточкин хвост» (рис. 71). Первые два типа применяются наиболее широко и регламентированы отраслевым стандартом.

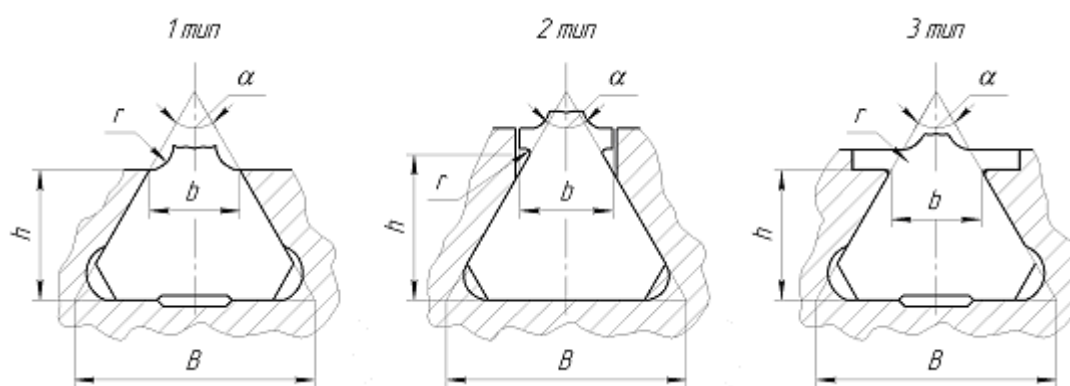


Рис. 71. Конструктивные исполнения замка «ласточкин хвост»

В соответствии со стандартом первый тип выполняется с углом клина $\alpha=40^\circ$ и 60° , а второй тип с углом $\alpha=60^\circ$ и 90° .

Максимальную предельную центробежную силу замок выдерживает (т.е. не разрушается и деформируется в допустимых пределах) при углах α , близких к 60° . Отход от него в ту или другую сторону мотивируется следующим:

- уменьшение угла α до 40° приводит к снижению ширины замка B и росту ширины выступа диска, что дает возможность увеличить прочность выступа или разместить на диске большее число лопаток. В таком замке велики силы, действующие по контактным граням, и прекращение перемещения хвостовика в пазе при колебаниях лопатки (силовое замыкание) по частоте вращения наступает раньше, чем в хвостовиках с углом 60° и 90° . Поэтому хвостовики с углом 40° используют чаще при посадке в паз с натягом до 0.015 мм для увеличения жесткости заделки и повышения собственной частоты лопатки. Однако угол α менее 40° вызывает возрастание контактных давлений и концентрацию напряжений по рабочим поверхностям хвостовика и в углах паза диска;
- увеличение угла α до 90° снижает уровень контактного давления на рабочих площадках и с посадкой хвостовика в паз с зазором обеспечивает при колебаниях лопатки высокий эффект демпфирования за счет малых перемещений в лопатке. Отрицательная сторона такого решения - интенсивное изнашивание рабочих поверхностей, фреттинг-коррозия и усталостное разрушение хвостовика.

Поэтому для достижения эффекта демпфирования используют хвостовики с углом $\alpha=60^\circ$ и 40° со скругленными рабочими поверхностями.

Искривление профиля лопатки на трактовой поверхности хвостовика является причиной неравномерного распределения эквивалентных нормальных напряжений по длине замка (по ширине обода диска) в зоне радиуса r . На рис. 72,а показано изменение этих напряжений в отношении к номинальным напряжениям

$$\frac{\sigma}{\sigma_{ном}}$$

Как видно в местах приближения профиля к границе трактовой поверхности напряжения

при изгибе лопатки возрастают в 2,5..5 раз. Поэтому рекомендуемое минимальное расстояние профиля от кромки трактовой поверхности $b=r$, $C=0,25r$.

Уменьшение этого влияния достигается у второго типа замка (см. рис. 71), где профильная часть по сравнению с первым типом отдалена от зоны контакта рабочих граней замка. Отдаление на 6-10 мм дает снижение концентрации напряжений в галтели при растяжении на – 25% при изгибе – на 10%.

При большой искривленности профиля, когда контур профиля «свисает» над трактовой площадкой замка, можно использовать усложненный третий тип замка с полкой хвостовика, где можно реализовать отдаление профильной части лопатки от замка, как у второго типа и в итоге получить лопатку с ножкой.

У всех трех типов замка увеличение радиуса r снижает концентрацию напряжений. Высота хвостовика определяется соотношением $h/b \geq 1,0$. При уменьшении высоты хвостовика (при $h/b \leq 0,8$) влияние контактных давлений на концентрацию напряжений в галтели увеличивается настолько, что при $h/b=0,6$ это повышение не удастся компенсировать увеличением радиуса галтели r .

Если угол установки лопатки в диске $\gamma > 0$ (см. рис. 72), то линия действия нормальной силы N по обе стороны выступа диска не совпадает и возникает крутящий момент, вызывающий стесненное кручение выступа. При этом, кроме касательных появляются дополнительные нормальные растягивающие напряжения σ_2 в перемычке выступа. При $\gamma=0$ $\sigma_2=0$, следовательно увеличение угла γ снижает прочность выступа диска.

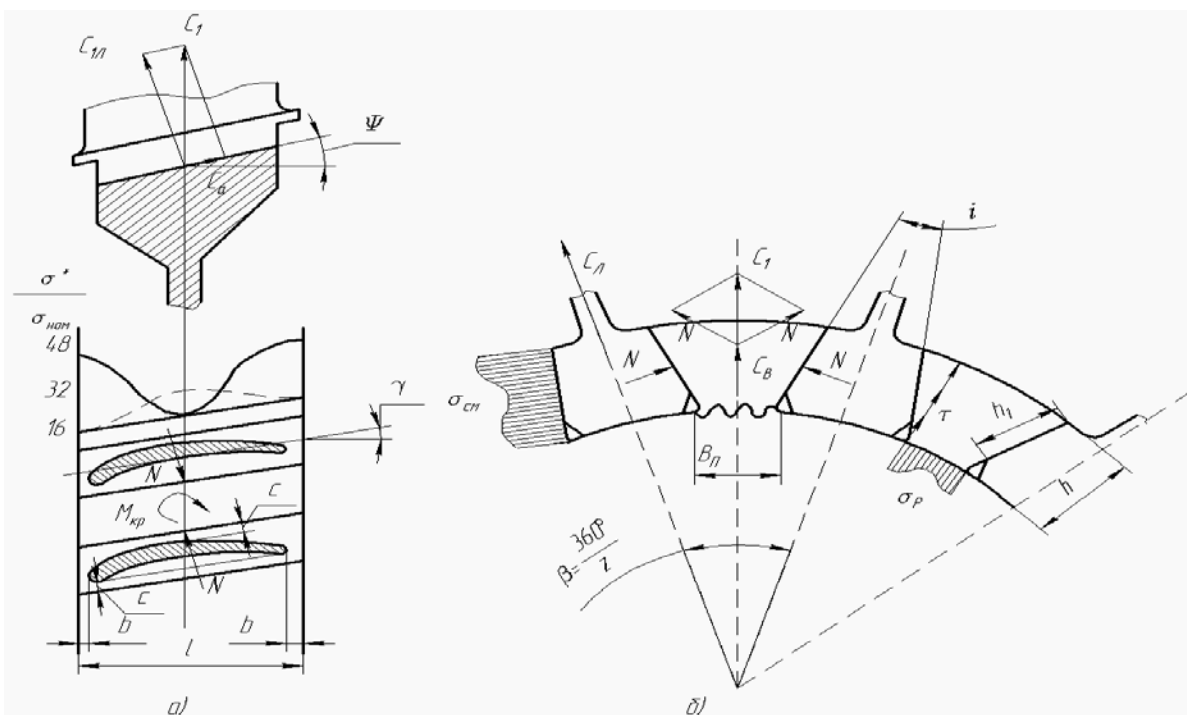


Рис. 72. Особенности нагружения хвостовика типа «ласточкин хвост»

- а) минимальные расстояния от пера до трактовой площадки хвостовика – $v=r$, $c=0,25r$; возникновение $M_{кр}$ стесненного кручения при $\gamma > 0$; концентрация напряжений в хвостовике σ^* из-за искривленности профиля при изгибе ($\sigma_{ном}$) (сплошная линия на стороне корытца);
 б) силы и напряжения, действующие в элементах замка «ласточкин хвост»

При совместном действии на лопатку статических и переменных сил, соответствующих первой изгибной форме, наиболее опасным местом на рабочей поверхности хвостовика является точка выхода хвостовика из диска. Здесь действуют наибольшие напряжения от изгиба и растяжения, а от контактных давлений при перемещении лопатки в процессе колебаний возникает коррозия трения (фреттинг – коррозия). Все это снижает сопротивление усталости материала хвостовика. Для уменьшения отрицательного действия коррозии трения на хвостовиках наносится покрытие (медь, серебро, двусеристый молибден) толщиной

0,003...0,005 мм.

Хвостовик лопатки устанавливается в паз диска с зазором 0,01...0,04 мм. Меньшие значения относятся к замкам меньшей длины (до 60...80 мм), а большие – к замкам большей длины и к лопаткам с полочными связями.

При выборе хвостовика нужно поступать следующим образом:

- по известным геометрическим характеристикам профиля в корневом сечении и углу установки профиля γ подбирается по стандарту такой хвостовик первого типа, на верхней (трактовой) площадке которого размещается заданный профиль, как показано на рис. 72,а;
- определяется минимальная ширина перемычки выступа из условия размещения Z лопаток (рис. 72,б)

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

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

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

где $C_1 = C_L \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \frac{180}{z}\right)}{\sin\frac{\alpha}{2}} + C_B;$ $N = \frac{C_L}{2 \cdot \sin\frac{\alpha}{2}};$ $F_P = B \cdot \frac{l}{\sin\gamma};$

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

Видео.1. Моделирование напряженного состояния в диске при вытяжке лопатки из замка в пакете ANSYS.

4.4.2. Елочный замок

Елочный замок используется на первых вентиляторных ступенях ТРДД для размещения большего числа лопаток на колесе при малых значениях относительного диаметра втулки. Учитывая, что рабочие температуры на первой группе ступеней не велики (50-300°C) и перераспределения нагрузок между зубьями за счет пластической деформации материала здесь практически не будет, число пар зубьев хвостовика выбирается обычно не более двух. Поэтому конструкцию и размеры хвостовика формируют для конкретных условий. При массе лопатки 5...24 кг шаг и высоту зубьев приходится увеличивать в 2...2,5 раза по сравнению с максимальным значением шага для турбинных лопаток (рис. 73) (по стандарту $S_{max}=6\text{мм}$).

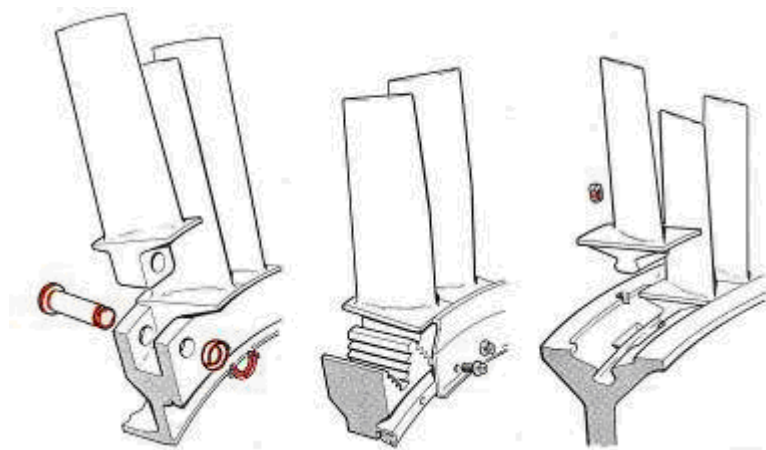


Рис. 73. Конструктивное исполнение замков лопаток (шарнирный, елочный, ласточкин хвост с поперечным пазом в диске)

4.4.3. Шарнирное соединение лопатки с диском

Шарнирное соединение (рис. 74) характеризуется относительным зазором

$$\bar{f} = \frac{r_{\text{отв}} - r_{\text{штифта}}}{r_{\text{отв}}} = 0,5 \dots 0,15$$

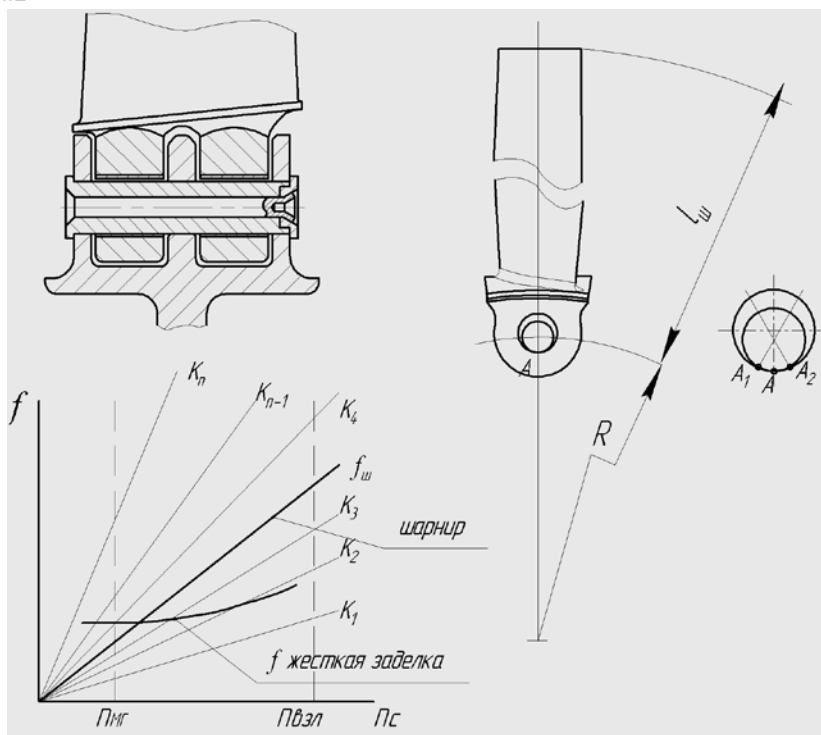


Рис. 74. Шарнирное соединение лопатки с диском и резонансная диаграмма лопатки с шарнирным подвесом и с хвостовиком «ласточкин хвост»

При колебаниях лопатки по основной форме деформации ее не велики и поэтому лопатку можно считать физическим маятником, совершающим колебания с частотой

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

где n_c секундная частота вращения.

Центробежные силы прижимают лопатку к штифту в точке А. Эта точка контакта при колебаниях перемещается по окружности штифта (лопатка обкатывается вокруг штифта) и радиус подвеса R изменяется, что приводит к некоторому увеличению собственной частоты. Учитывая, что структура формулы $f_{ш}$ соответствует выражению для гармоник возбуждающей силы $f = K \cdot n_c$, можно заметить что, варьируя параметрами R и $l_{ш}$ можно отстроить лопатку от резонансных колебаний во всем диапазоне частот вращения ротора.

Это основное преимущество шарнирного соединения. Его можно рассматривать как средство отстройки от резонанса. Другой положительный фактор – отсутствие изгиба лопатки относительно оси подвеса (O_x) и, следовательно, напряжения в пере ниже, чем при жесткой заделке. Однако усложнение конструкции и увеличение массы, негерметичность и связанное с этим искажение (уменьшение) поля давлений у втулки, изнашивание и фреттинг–коррозия элементов подвеса ограничивают применение соединения такого типа.

4.4.4. Выбор конструкции фиксатора лопатки

Фиксирование лопатки в диске от смещений вдоль оси двигателя зависит от конструктивного исполнения ротора. Чтобы правильно спроектировать фиксатор (контровки, штифты и др.), необходимо знать, какие силы на него действуют. Покажем это на примере замка "ласточкин хвост".

На фиксатор действует осевая сила от действия газовых и осевой составляющей центробежных сил лопатки. Следует также добавить центробежную силу от масс самого фиксатора и вибрации. Осевая составляющая от центробежных сил $C_{Л2}$ на первых ступенях компрессора при $\psi > 0$ (рис. 72,а) может быть больше разности газовых сил и осевое усилие, достигающее часто больших значений (несколько тонн), будет направлено против полета. Простая пластинчатая контровка в этом случае не может быть использована по условию прочности. Поэтому следует стремиться сделать $\psi=0$, тогда $C_{Л2}=0$

В зависимости от направления равнодействующей осевых сил можно определить место установки фиксатора. Однако, учитывая вибрации и случайные нагрузки, осевую фиксацию лопатки следует предусматривать в обе стороны (по полету и против полета).

Все многообразие фиксирующих устройств можно разделить на два основных типа: групповые, когда одним элементом фиксируются все лопатки на диске и индивидуальные. Групповую фиксацию можно осуществлять разрезными кольцами прямоугольного сечения (рис. 75).

Критериями для выбора индивидуальных фиксаторов могут быть простота конструкции, удобство монтажа и надежность. На рис. 75 приведены фиксаторы, выполненные из стали 1Х18Н105 или сплава ЭИ 437Б, обладающие примерно одинаковой надежностью, подтвержденной широкой эксплуатацией. Анализируя конструкцию фиксаторов, можно дать несколько рекомендаций по выбору индивидуального фиксатора. Резьбовой штифт, который сам должен быть зафиксирован (обычно делается углубление керном по контуру резьбы), имеет тот недостаток, что операция "совместного" сверления и нарезания резьбы происходит в собранном рабочем колесе, есть опасность возникновения неконтролируемых повреждений и концентраторов напряжений. Такая фиксация очевидно возможна только при установке лопатки в паз диска с некоторым натягом (0,01...0,03 мм).

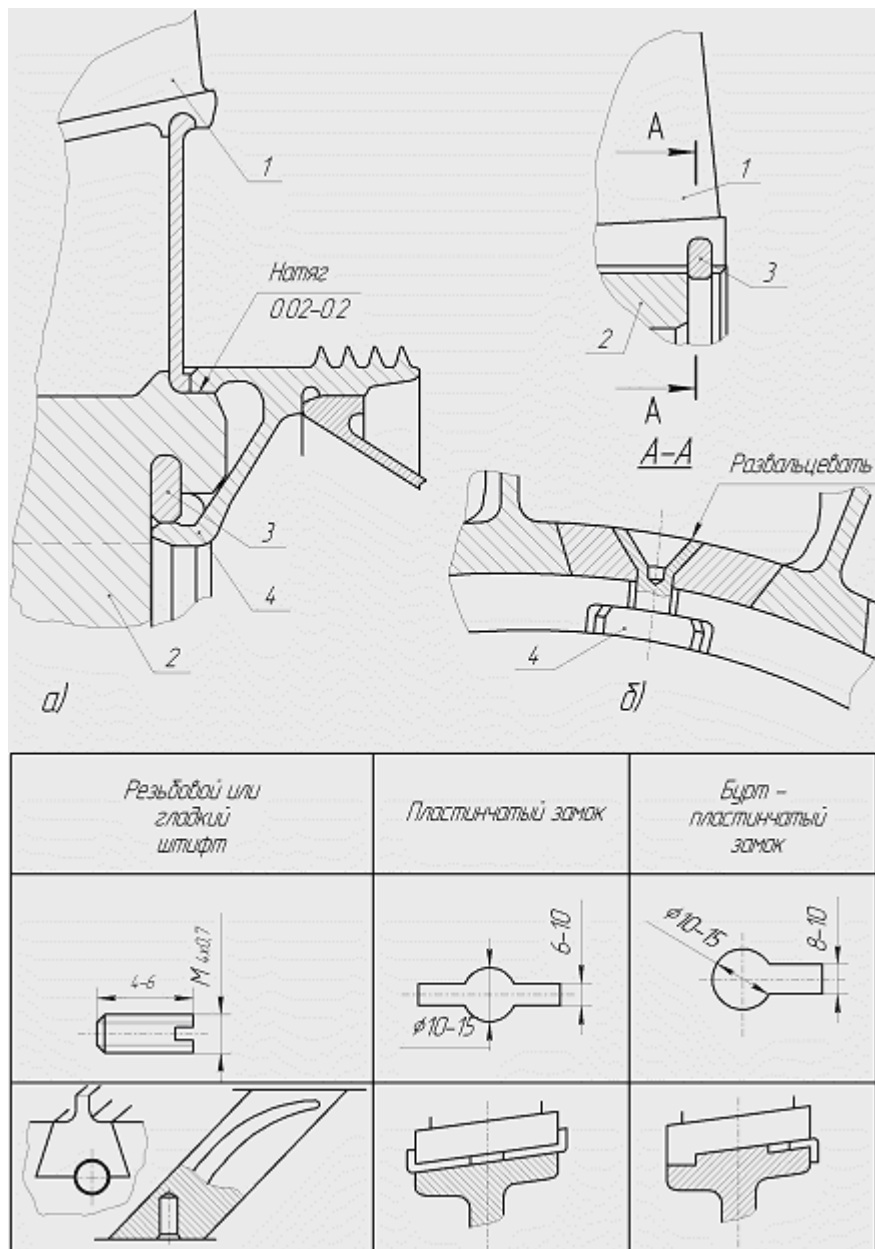


Рис. 75. Фиксация лопаток в диске. Групповые фиксаторы: а – для 1-й ступени вентилятора ТРДЦ; б – для остальных ступеней компрессора (1 – лопатка, 2 – диск, 3 – кольцо, 4 – замок для кольца); таблица – индивидуальные фиксаторы

Пластинчатые контровки имеют ограничения по длине отгибаемой части из-за возможных усталостных разрушений по линии сгиба. Действительно, отгибаемая часть представляет собой консольную балочку, при совпадении собственной частоты которой с какой-либо частотой возбуждения возможны различные колебания. Поэтому длина отгибаемого “усика” находится в пределах 3...5 мм и строго регламентируется нормативными конструкторскими документами.

4.4.5. Использование технологий Blisk и Bling

В последнее время широкое распространение получили роторы, выполненные по технологиям Blisk и Bling (рис. 76). Blisk - означает выполненные заедино с лопатками диск, а Bling – выполненное заедино с лопатками кольцо. Первый тип используется в роторах диско-барабанного и дискового типа, а второй – в роторах барабанного типа.

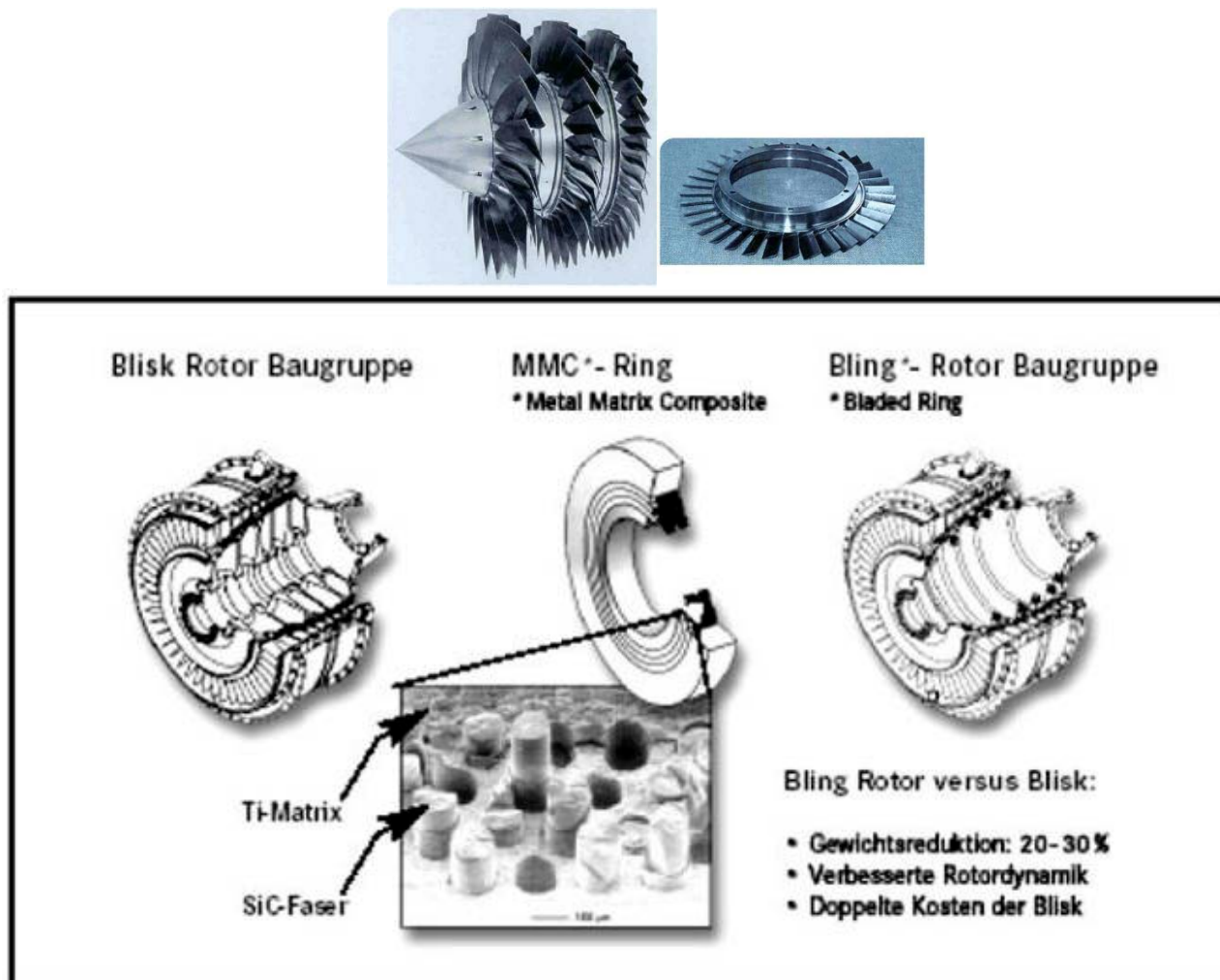


Рис. 76. Роторы, выполненные по технологиям Blisk и Bling

Использование данных технологий позволяет существенно снизить массу ротора, уменьшить количество деталей, сохранять балансировку в процессе ресурса. Однако, они требуют дорогостоящей технологии, разработки специальной технологии ремонта и разработки специфических демпфирующих устройств (традиционные демпфирующие устройства устанавливаются в местах стыков лопаток и дисков, а здесь таких стыков нет).

Роторы по технологии Bling (по сравнению с роторами по технологии Blisk) имеют меньшую массу на 20...30%, улучшенную динамику ротора, однако в несколько раз дороже, так как обычно выполняются из композиционных материалов (титановая матрица с использованием связующего их карбида кремния).

Роторы по технологии Blisk обычно изготавливаются: электрохимическим методом, фрезерованием или сваркой (рис. 77). На данном рисунке изображено соединение сваркой трением с последующей фрезерной обработкой (фирма MTU). Отечественные фирмы используют электронно-лучевую сварку.

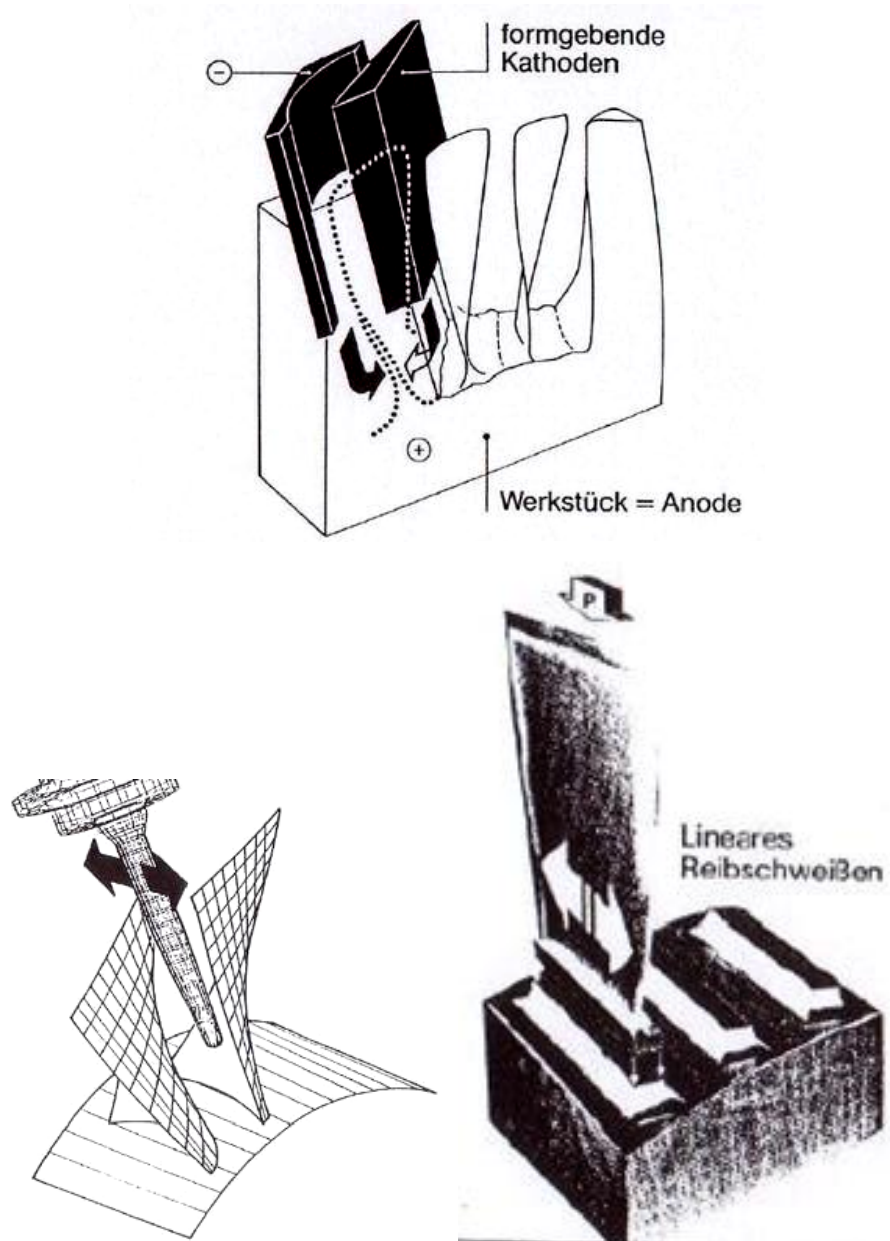


Рис. 77. Технологические методы изготовления роторов по технологии Blisk

[Видео](#). Изготовление колеса компрессора фрезерованием по технологии Blisk

5. Статор компрессора

Будем считать статором весь комплекс неподвижных элементов, обеспечивающих сжатие воздуха в осевом компрессоре на расчетных и нерасчетных режимах: корпус, направляющие аппараты (НА), трактовые кольца, а также систему управления компрессором (РНА и клапаны перепуска воздуха), систему управления радиальными зазорами и систему отбора воздуха (рис. 78).

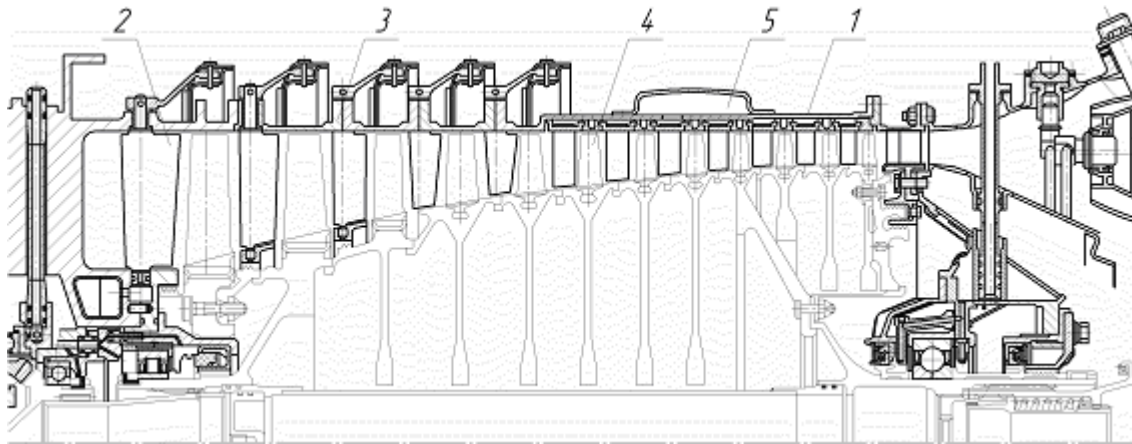


Рис. 78. Статор компрессора ТВaД ТВ2-117:

1- корпус с продольным разъемом, 2 – ВНА (входной направляющий аппарат) двухпорный регулируемый, 3 – РНА (регулируемый направляющий аппарат) двухпорный, 4 – направляющие аппараты, консольные, 5 – ресивер системы перепуска воздуха

Назначение статора выражается в том, чтобы завершить процесс сжатия в каждой отдельной ступени (первая фаза сжатия происходит в РК) за счет торможения потока в диффузорных каналах решетки профилей НА и, таким образом, завершить сжатие в компрессоре в целом.

5. 1. Требования к статору компрессора

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

Прочность корпуса, НА. На статор действует весь спектр статических нагрузок, кроме центробежных сил. Лопатки НА испытывают действие и переменных нагрузок, и газовых сил.

Жесткость корпуса, НА и трактовых колец. Корпус, входя в силовую схему двигателя, испытывает изгибные и крутильные деформации. Что непосредственно влияет на радиальные зазоры. К отрицательному эффекту приводит неравномерное распределение жесткости в поперечном сечении корпуса и трактового кольца. В этом случае при изменении температуры происходят неодинаковые термические деформации корпуса в различных точках окружности и искажение радиальных зазоров. Недостаточная жесткость в осевом направлении при действии газовых сил приводит к уменьшению переднего (относительно НА) осевого зазора по втулочному сечению.

Герметичность корпуса. При высоких степенях повышения давления (25-40 и выше) негерметичность фланцевых и других соединений корпуса, а также клапанов, лючков и штуцеров, расположенных на корпусе, из-за утечек рабочего тела начинает существенно влиять на КПД компрессора.

Непробиваемость корпуса при обрыве рабочих лопаток и их фрагментов.

Технологичность. Имеются требования по рациональному использованию материала, по минимизации трудоемкости при изготовлении и сборке компрессора, включая балансировку ротора. Также требования по ремонтпригодности, доступу для осмотра лопаток при эксплуатации двигателя по состоянию.

Минимизация массы.

Удовлетворение этим требованиям может влиять на конструктивное исполнение статора. Так регулируемые ВНА оказываются в составе опоры (компрессор ВД ТРДД GE90), а стремление к увеличению жесткости стыка с камерой сгорания приводит к использованию корпуса с двойной стенкой, или внутренний корпус камеры сгорания может быть связан с наружным корпусом через НА последней ступени и т.д.

Уровень 2 обеспечивает работу компрессора на расчетном режиме, а во взаимодействии с элементами уровня 3 и на нерасчетных режимах.

Анализ конструкции начнем с элементов 2-го уровня.

5.2. Корпус компрессора

Корпус может быть неразъемным, с поперечным разъемом, с продольным разъемом, комбинированный - с продольным и поперечными разъемами, с двойной стенкой.

5.2.1. Неразъемный корпус

Неразъемный корпус (рис. 79) чаще имеет цилиндрическую форму из условия монтажа НА и трактовых колец. Его преимущества - неизменная окружная жесткость, герметичность, высокая технологичность и меньшая масса по сравнению с другими типами корпусов, возможность смонтировать неразъемный (сварной, например) ротор при разъемных НА.

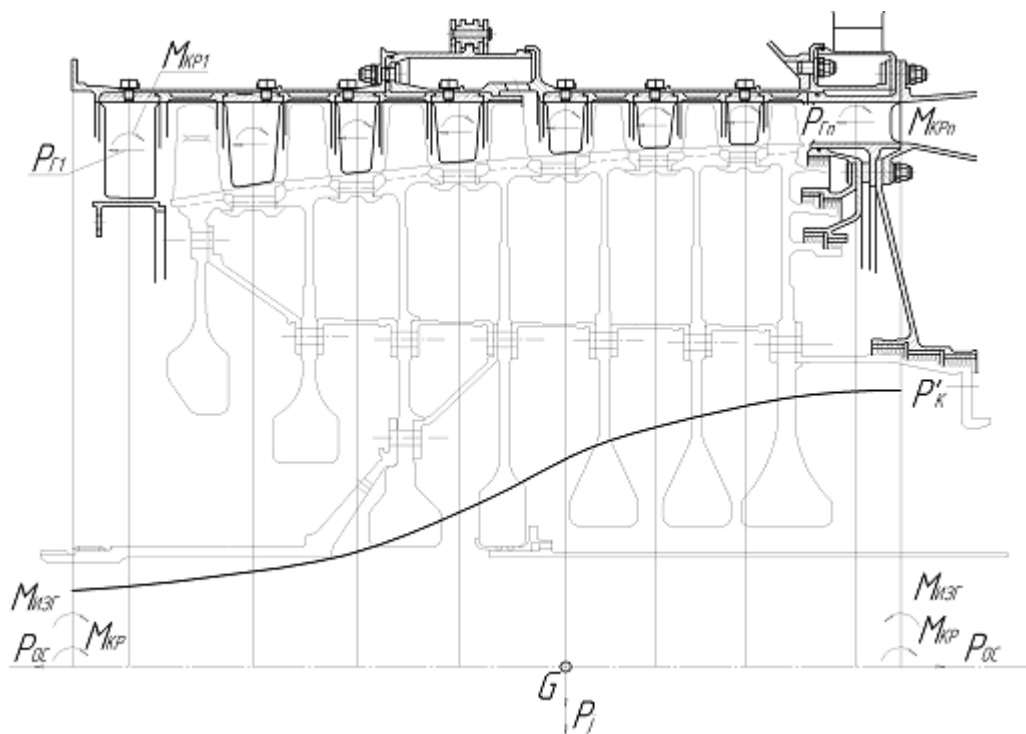


Рис. 79. Схема нагружения статора на примере компрессора ВД ТРДД НК-56:

$P_{Г}$ - газové силы, действующие на лопатки, $M_{КР}$ - крутящие моменты от газových сил, $M_{изг}$, $P_{ос}$, $M_{КР}$ - изгибающий момент, осевая сила и крутящий момент в системе корпуса всего двигателя, G - сила тяжести, P_i - сила инерции, $P'_{К}$ - сила внутреннего давления

5.2.2. Корпус с поперечными разрезами

Корпус с поперечными разрезами (рис. 80) при сравнении с неразъемным облегчает проведение и контроль монтажных операций (радиальные зазоры и др.), а при разъемном роторе позволяет использовать неразъемные НА разных конструктивных исполнений и оптимизировать выбор материала корпуса, например, на первых ступенях титановые сплавы, на последних – жаропрочные сплавы.

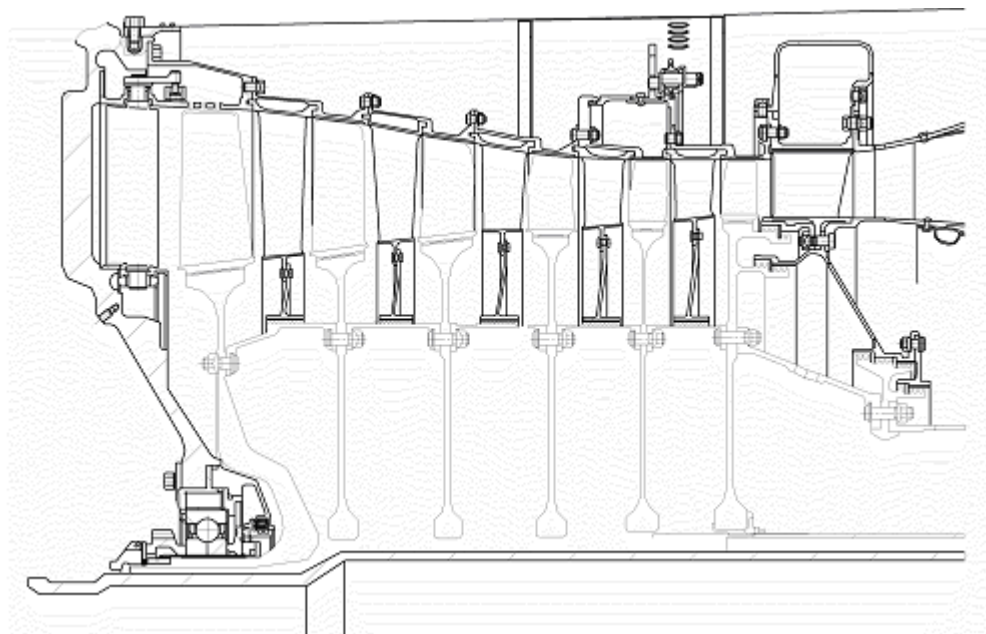


Рис. 80. Корпус с поперечными разрезами компрессора ВД ТРДД НК-8

Поперечные фланцы увеличивают жесткость корпуса и если их размещать в плоскости вращения рабочего колеса, то можно повысить непробиваемость корпуса. Однако такой корпус при сравнении с неразъемным имеет худшие весовые характеристики и приносит трудности в герметизации.

5.2.3. Корпус с продольным разъемом

Корпус с продольным разъемом ([рис.78](#)) имеет то преимущество, что сборка компрессора возможна с окончательно отбалансированным, неразъемным ротором, облегчается контроль осевых и радиальных зазоров.

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

5.2.4. Корпус с двойной стенкой

Будем считать корпус выполненным с двойной стенкой, если наружная стенка является элементом силовой системы корпуса двигателя, а вторая служит только для крепления НА и трактовых колец (рис. 81-82). В зависимости от конструкции этих элементов стенка может состоять тоже из 2-3 стенок (КВД GE90).

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

Конструкция внутренней стенки такова, что сама стенка или ее отдельные части имеют возможность свободно расширяться при нагреве. Например, в конструкции компрессора ВД ТРДД V2500 (рис. 81) жесткая связь внутренней стенки с наружной сделана только в одном сечении, в других сечениях эта связь не жесткая (телескопическое соединение с уплотнительным кольцом). Это обеспечивает, во-первых, свободную осевую и радиальную деформацию более нагретой внутренней стенки, во-вторых, при изгибе силового корпуса двигателя, т.е. наружной стенки, такая деформация на внутреннюю стенку не передается (рис. 83). Следовательно, внутренняя стенка мало деформируется по профилю полета и по режимам работы двигателя и таким образом определяет малое изменение радиальных зазоров и обеспечивает стабильность их по ресурсу.

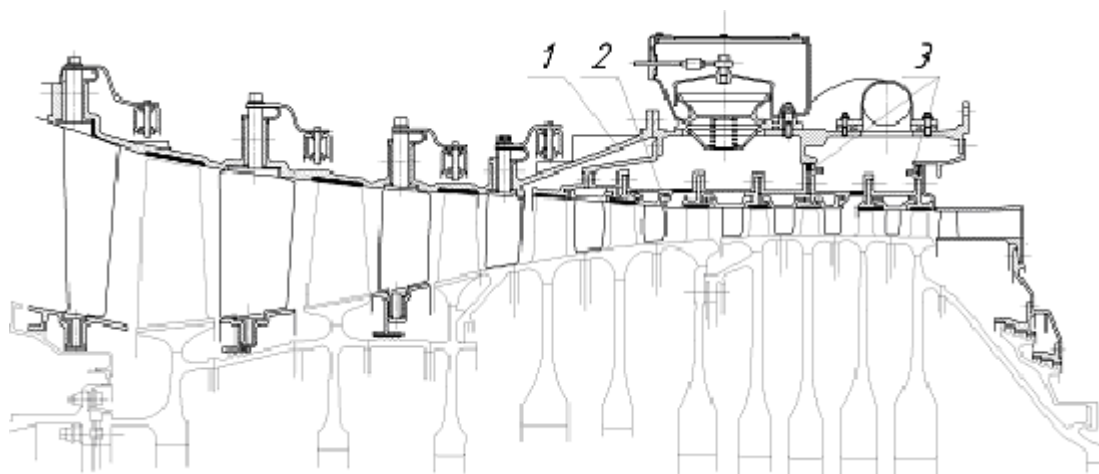


Рис. 81. Корпус с двойной стенкой компрессора ВД ТРДД V2500:

1 - наружная стенка, 2 – внутренняя стенка, 3 – нежесткие связи внутренней стенки с наружной (телескопическое соединение)

На рис. 82 изображен КВД с двойной стенкой статора, которая распространена на всю длину компрессора. Отметим, что связи внутренней и наружной стенки делят пространство между ними на ряд отдельных кольцевых ресиверов, используемых для организации перепуска и отбора воздуха. Таким образом, ресиверы органически вписываются в конструкцию корпуса.

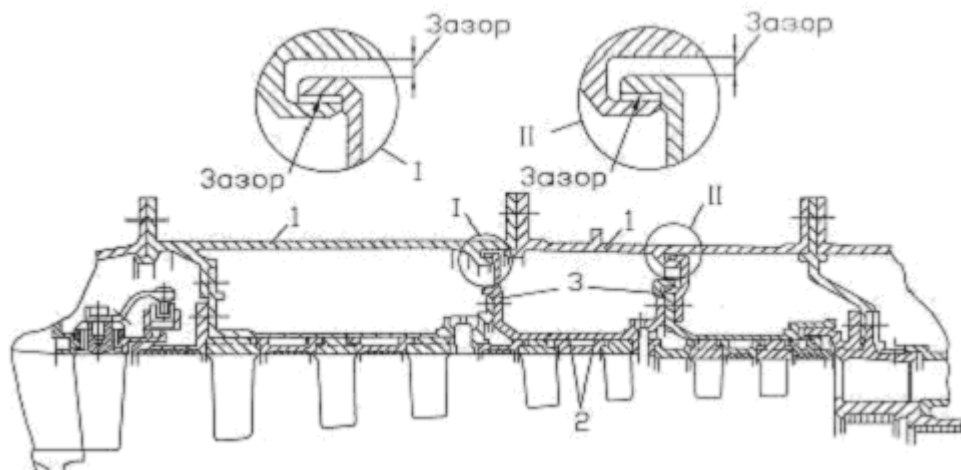


Рис. 82. Корпус с двойной стенкой компрессора ВД

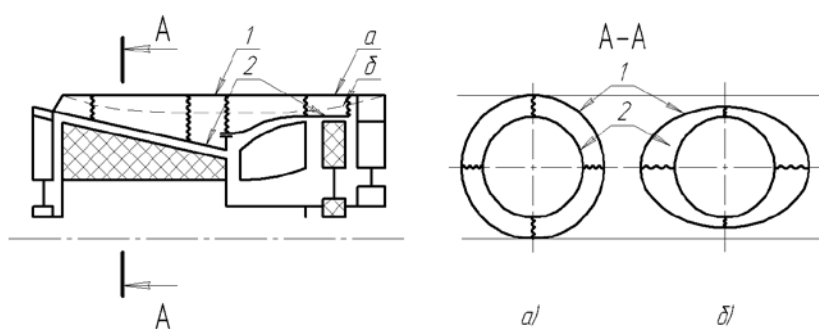


Рис. 83. Схема взаимодействия наружной и внутренней стенки в корпусе с двойной стенкой: а) исходное положение, б) при действии изгибающего момента (1–наружная стенка, 2 - внутренняя стенка)

5.2.5. Конструкция фланцевых соединений корпуса

Конструктивные очертания корпуса любого типа представляют собой цилиндрическую или коническую оболочку с фланцами и определяются формой проточной части. Конструкция и закрепление НА и трактовых колец предопределяют тип и конструкцию внутренней полости корпуса. Конструкция системы перепуска воздуха (ресивер, клапаны), конструкция РНА и системы управления РНА, конструкция отборов воздуха – все это определяет внешнюю архитектуру корпуса. Сама оболочка, толщина которой назначается по результатам прочностного расчета (2...5 мм), может формироваться из листового материала с использованием химического фрезерования, раскатанных точеных колец, литых элементов из титановых сплавов ВТ9Л и стали ХМ45МВТЮБР и др.

Конструкция фланцевых соединений должна обеспечить центрирование элементов корпуса, прочность и герметичность при минимальных габаритах. Она регламентируется нормативными документами. По способу центрирования фланцев в сборе выделяют три типа фланцевых соединений (рис. 84):

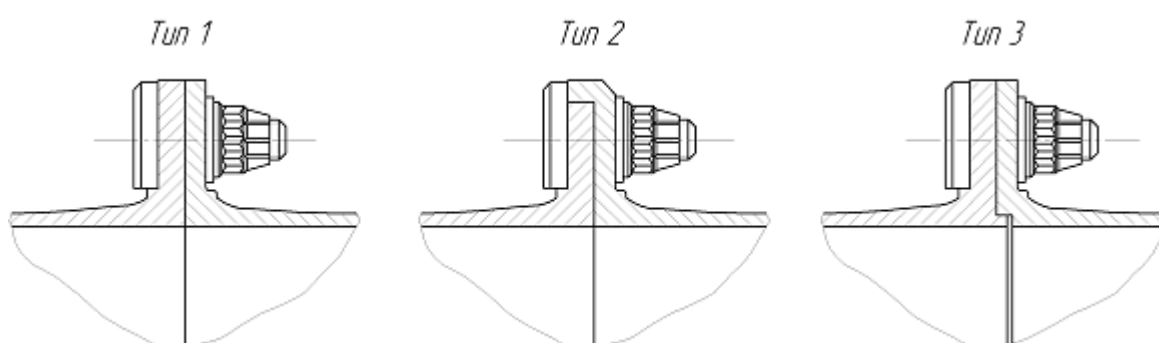


Рис. 84. Типы фланцевых соединений корпусов: тип 1 - с центрированием болтами (штифтами); тип 2 - с центрированием по наружной центрирующей поверхности; тип 3 - с центрированием по внутренней центрирующей поверхности

В каждом из выделенных типов соединения возможно использование различных комбинаций крепежных элементов:

- болты с многогранными головками и самоконтрящиеся гайки;
- болты с многогранными головками и самоконтрящимися анкерными (закрепленные на фланце) гайками;
- болты с шестигранными головками и пластинчатыми контровками в сочетании с несамоконтрящимися анкерными гайками;
- болты с круглыми головками и лысками, препятствующими провороту болтов, в сочетании с самоконтрящимися гайками или шестигранными гайками с пластинчатыми контровками;
- в соединении, где затруднена затяжка гаек ключом и применение анкерных гаек, в одном из фланцев выполняются резьбовые отверстия для ввинчивания винтов с шестигранными головками или отверстия для шпилек в сочетании с самоконтрящимися или шестигранными гайками.

Болты, шпильки и гайки следует применять с резьбами М5, М6, М8, М10.

Центрирование фланцев в соединениях типа I осуществляется центрирующими призонными болтами или штифтами, число которых должно составлять примерно 1/3 общего числа болтов. Штифты следует устанавливать в промежутках между болтами. Центрирующие поверхности болтов и штифтов должны выполняться диаметрами 5,6,8 или 10 мм с посадкой $b12$.

Определение размеров фланцев 3-го типа, показанных на рис. 85, следует проводить по соотношениям (все данные в мм):

$$D_1 = D + 2 \cdot d_5 \pm 1; \quad D_2 = D - 2 \cdot d_5 - 1;$$

$$D_3 = D - d_5 - 3.5 \text{ (для болта с круглой головкой и лыской);}$$

$$D_4 = D + 2 \cdot d_5 + 3;$$

$$e_2 = (3..4) - 0.2; e_3 = (3.5..5) + 0.2,$$

где d_5 - диаметр резьбы болта.

Толщина "в" фланцев (как и количество болтов) должна выбираться из условий статической прочности и обеспечения герметичности стыка и находится в пределах 4..7 мм.

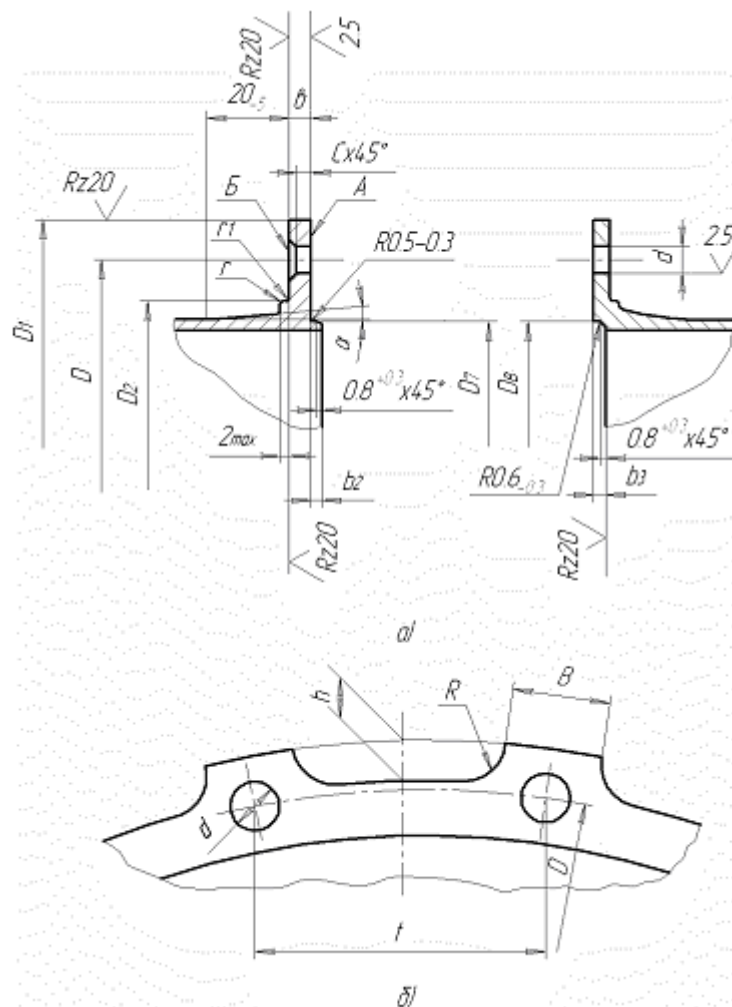


Рис. 85. Выбор размеров фланцев соединения третьего типа.

а) – рекомендуемые размеры фланца типа 3, б) – геометрия фланца с облегчением

Шаг отверстий t на фланцах можно принять равным $(3.5..7) \cdot d$ болта (рис. 85,б), а для корпусов, нагруженных избыточным давлением более 0,5 МПа, - $(3..5) \cdot d$ болта. Для снижения веса в промежутках между отверстиями допускается выборка материала (см. рис. 85,б). Контур выборки не должен пересекать окружность, на которой расположены оси отверстий.

Переход от фланца к оболочке рационально сделать коническим с углом $\alpha=5-7^\circ$ и длиной катета 15-20 мм (см. рис. 85). Непараллельность поверхностей А и Б должна быть не более 0.05 мм. Смещение отверстий с диаметрами d от номинального положения 0.03..0.08 мм для центрирующих болтов и 0.15..0.20 мм для остальных.

5.3. Направляющие аппараты

Проектирование НА проводят с учетом общих требований к конструкции статора:

- минимизация потерь в процессе сжатия воздуха,
- точность изготовления лопаток и установки их в НА,
- осевая и окружная жесткость,
- живучесть, под которой понимается свойство лопатки сохранять работоспособность при возникновении трещин до момента ее быстрого роста,
- вибропрочность,
- технологичность,
- минимизация массы.

5.3.1. Типы направляющих аппаратов

Анализ большого разнообразия конструкций НА можно упростить, вводя классификацию по ряду признаков: по виду закрепления лопаток, по условию сборки компрессора, по условию сборки самого НА, по степени соответствия вышеназванным общим требованиям к НА. Такой подход позволяет оценить преимущества и недостатки каждой конструкции и показать область их применения.

По виду закрепления лопаток НА разделяют на консольные и двухопорные (рис. 86). Крепление лопаток только в периферийном сечении в сравнении с двухопорным снижает жесткость и вибропрочность (повышает вибровозбудимость), имеет отрицательный результат по живучести. Именно этими минусами и очерчивается область применения консольного закрепления: его рационально использовать при умеренной высоте воздушного тракта (до 60-80 мм). Преимущества же по КПД, по технологичности и массе делают такое решение привлекательным.

Двухопорное крепление в периферийном и втулочном сечении неравноценны по жесткости, т.к. втулочная опора смещается при деформациях НА под действием перепада давлений. Однако общая жесткость, вибропрочность и живучесть в таком исполнении могут быть достигнуты с меньшими усилиями. По технологичности, массе, потерям в процессе сжатия эта схема проигрывает первой.

По условию сборки компрессора обе схемы НА разделяют на два вида: с продольным разъемом и без разъема, необходимость таких исполнений рассматривалась при анализе схем корпусов компрессора. Отметим только необходимость во всех исполнениях соединения НА с корпусом, чтобы исключить окружные перемещения под действием газовых сил.

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

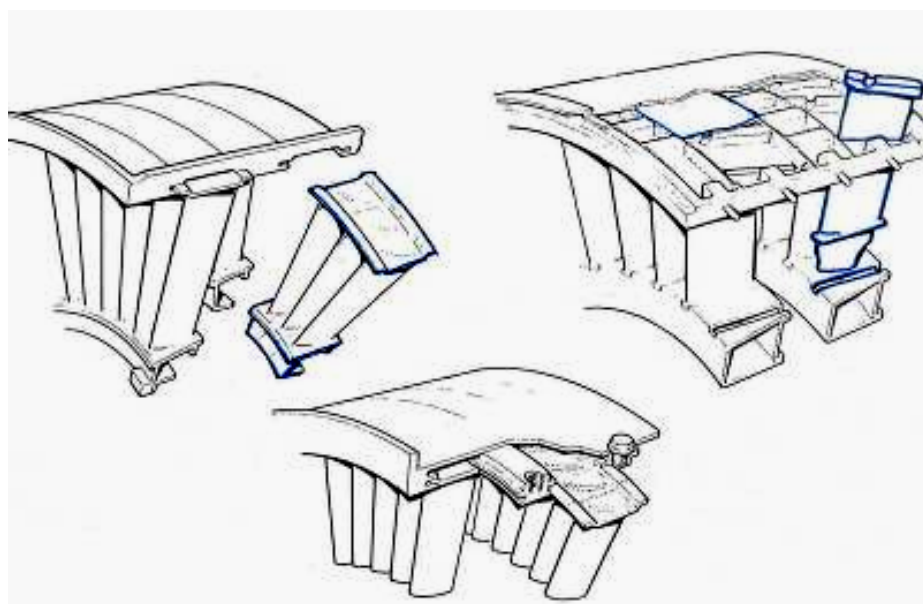


Рис. 86. Конструкция НА компрессора

5.3.1.1. Неразборные конструкции направляющих аппаратов

Неразборные конструкции (рис. 87) обычно сводятся к простому исполнению – оба кольца (или одно при консольном закреплении), выполненные из листового материала или кольцевых заготовок имеют просечки по контуру профиля лопатки, в которые и набираются лопатки в приспособлении. Соединение лопаток с наружным кольцом может быть паяным, сварным или выполненным способом электроклепки.

Первые два способа имеют общий недостаток – низкий предел выносливости конструкции, особенно сварное соединение, поэтому требуют при изготовлении дополнительных операций по упрочнению. Отметим и низкую ремонтпригодность конструкции, т.к. замена дефектной лопатки затруднительна. Последний способ, как показал опыт его применения в компрессоре ТРДД Д-36, дает нестабильное соединение.

Соединение лопатки со вторым кольцом, которое конструктивно используется как элемент лабиринтного уплотнения, может быть таким же, как и с кольцом на периферии, но возможна и установка лопаток в просечки с зазором. В последнем случае обеспечивается свободное расширение, важное особенно для последних ступеней компрессора, и реализуется демпфирование колебаний лопаток, а центрирование кольца обеспечивается минимизацией зазоров по контуру профиля лопаток и числом задействованных в центрировании лопаток.

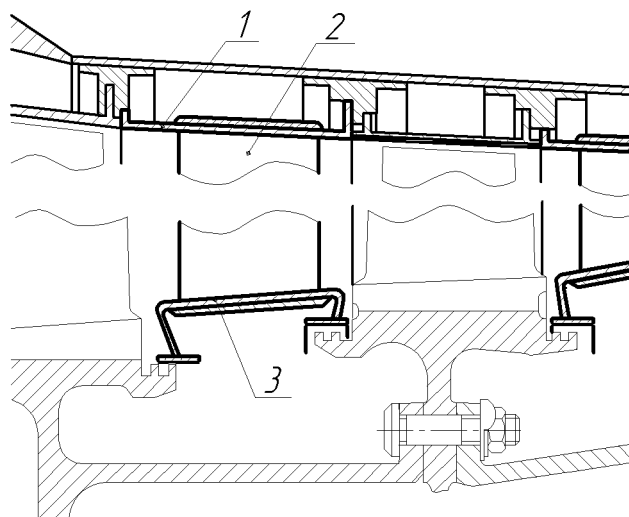


Рис. 87. Неразборные НА компрессора ТВД НК-12:
1 – наружное кольцо; 2 – лопатка; 3 – внутреннее кольцо

5.3.1.2. Разборные конструкции направляющих аппаратов

Для рассмотрения элементов НА рассмотрим опять [рис.79](#), [рис.80](#) и [рис.86](#). В одном случае соединение лопаток с периферийным кольцом происходит с помощью замка «ласточкин хвост» и лопатки конструктивно представляют собой обращенную рабочую лопатку. Конструкция поэтому получается технологичной, т.к. для изготовления лопаток НА используется весь инструментарий изготовления рабочих лопаток. Лопатки устанавливаются в паз от зазора до натяга 0.01...0.03 мм. Периферийное неразъемное кольцо НА крепится к корпусу 15-17 болтами.

Во втором примере лопатка устанавливается по периферии в Т-образный паз, который реализуется в конструкции корпуса с поперечным разъемом. В других двигателях, например в семействе ТРДД RB-211 разъем может быть продольным.

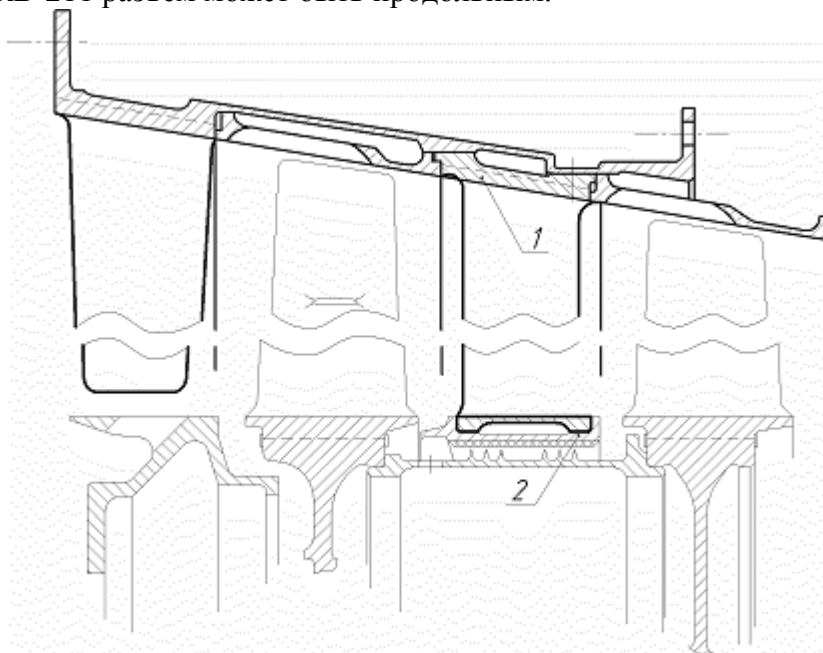


Рис. 88. Разборный НА компрессора СД ТРДД НК-56 (крепление лопаток в наружном кольце замком «ласточкин хвост» с предварительной установкой в канавку внутреннего кольца:
1 – наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо)

Втулочное кольцо НА может иметь тот же Т-образный паз или полку с элементом крепления лопаток к лабиринтному кольцу болтами или заклепками. При конической наружной стенке корпуса возможно использование замка «ласточкин хвост» в периферийном кольце НА и внутреннего кольца с наружным углублением (рис. 88), когда на лопатки, набранные во внутреннее кольцо, надвигается наружное с пазами «ласточкин хвост», сжимая их между кольцами.

Из преимуществ разборной конструкции НА выделим точность исполнения и сохранения по ресурсу геометрии межлопаточных каналов, вибропрочность, которая определяется тремя компонентами: исключение нагрева в технологии изготовления НА и применение упрочняющих операций, обеспечивают высокий предел выносливости, трение в сочленениях определяет эффективное конструктивное демпфирование колебаний. У такого исполнения присутствует высокая жесткость конструкции и хорошая ремонтпригодность.

Понятно, что разборная конструкция проигрывает неразъемным НА по массе и технологичности при изготовлении.

Если по наружному кольцу лопатка приваривается, а по внутреннему используется соединения, применяемые в разборных НА, такую конструкцию НА можно назвать *смешанной* (рис. 89). Цель здесь преследуется одна – упростить конструкцию и снизить массу.

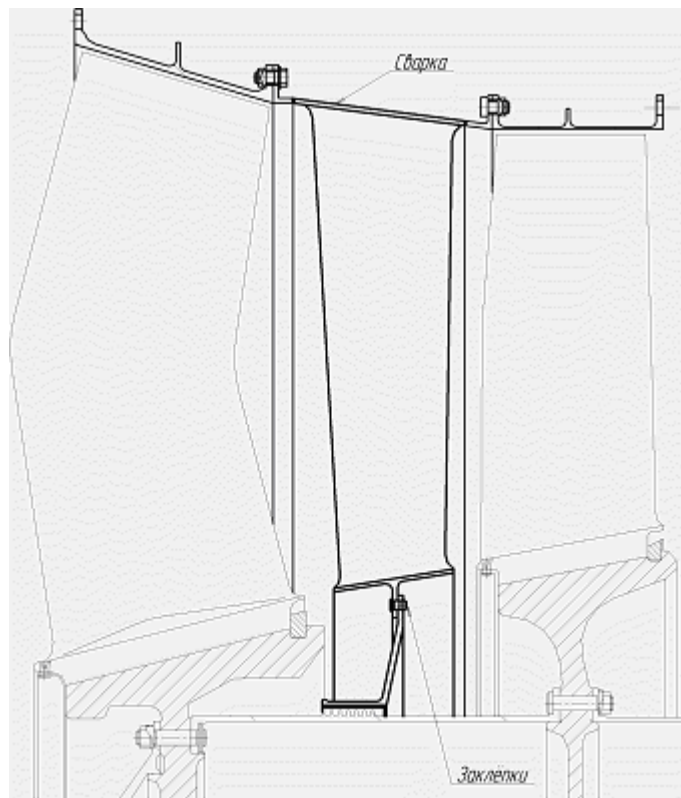


Рис. 89. НА смешанной схеме первой ступени вентилятора ТРДД НК-8

5.3.2. Требования к точности изготовления НА

При проектировании НА исходят из того, что профили лопаток и углы установки их в контрольных сечениях известны. Задача состоит в том, чтобы обеспечить точность расположения лопаток по фронту решетки, выдерживая заданный шаг и углы установки, как в периферийном, так и во втулочном сечениях (рис. 90).

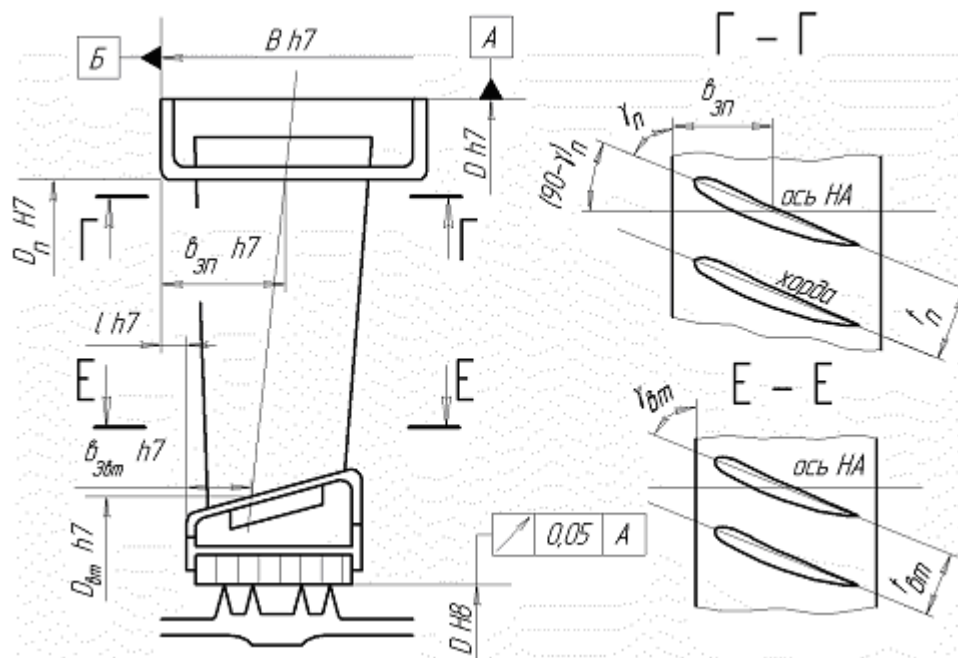


Рис. 90. Геометрические параметры, определяющие точность изготовления НА

Необходима точность исполнения базовых поверхностей, определяющих положение НА в корпусе, а также точность расположения элементов втулочного кольца относительно периферийного. Следует учитывать, что конструктивные углы на входе и выходе и хорда профиля НА изменяются по радиусу в соответствии с выбранным законом закрутки в ступени.

Требования к точности изготовления пера и к углам установки его лопаток в оба кольца такие же, как и для рабочих лопаток. Параметр шероховатости R_z пера и других элементов НА выше, чем у рабочих лопаток на один класс.

В разборной конструкции НА выступание и утопание элементов лопатки относительно трактовых поверхностей лимитируется (0.2...0.4 мм), т.к. увеличиваются гидравлические потери.

5.3.3. Прочность НА

Статические напряжения в лопатках консольных НА определяются как в балках переменного сечения при косом изгибе при действии распределенной нагрузки, а в случае 2-х опорной схемы при действии распределенной нагрузки и сосредоточенной силы (рис. 91).

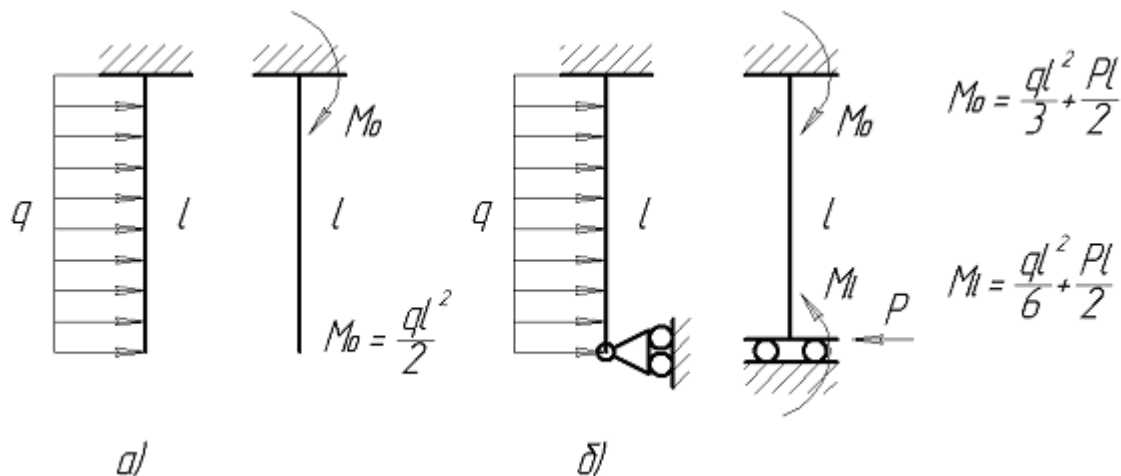


Рис. 91. Расчетные схемы НА и формулы изгибающих моментов для простого случая $q = const$ и при постоянном поперечном сечении лопатки:
а) – консольный НА, б) – двухопорный

Используя модели, представленные на рис. 91, можно решить задачу об изменении переднего осевого зазора относительно НА δ_{nep} при действии газовых сил. Осевые перемещения втулочного сечения складываются из прогиба лопатки и податливости заделки. Определив деформации лопатки относительно главной центральной оси инерции:

$$\xi_{\max} = \frac{ql^4}{8EY_{\eta}} \text{ - для консольного НА;}$$

$$\xi_{\max} = \frac{ql^4}{24EY_{\eta}} + \frac{Pl^3}{12EY_{\eta}} \text{ - для двухопорного НА,}$$

можно перейти к деформации по оси X (оси двигателя)

$$X = \xi_{\max} \cdot \sin \gamma.$$

Тогда запас, определяющий гарантии зазора:

$$n = \frac{\delta_{nep}}{\xi_{\max} \cdot \sin \gamma \cdot k} \geq 2,$$

где $k=2..4$ - коэффициент, учитывающий податливость заделки на периферии. Точное решение легко получается при использовании конечно-элементных моделей.

5.4. Трактовые кольца

Трактовые кольца над рабочими колесами в составе статора определяют радиальные зазоры в ступенях. Отсюда требования к конструкции кольца:

- точность выполнения базовых и рабочих поверхностей,
- жесткость и исключение коробления по режимам,
- упреждение металлического касания лопаток о рабочую поверхность кольца и «титанового пожара».

Конструктивно трактовое кольцо устанавливается в корпусе по базовым поверхностям (рис. 92) и фиксируется в окружном и осевом направлении. На рабочие поверхности наносится защитное покрытие, которое должно гарантировать отсутствие касание ротора о статор «металл – по металлу» и обеспечивать минимальные радиальные зазоры при деформациях ротора и статора. С этой целью выполняются эксцентричное точение диаметров рабочих поверхностей трактовых и лабиринтных колец.

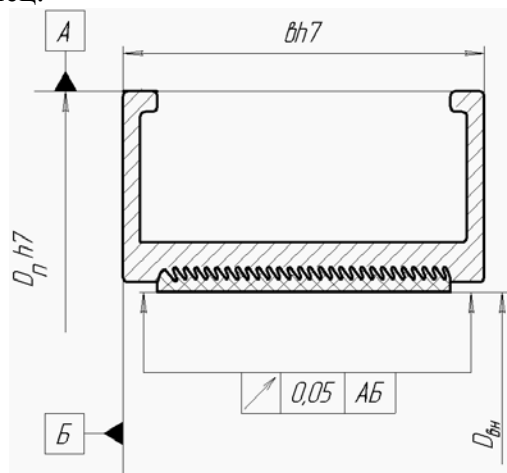


Рис. 92. Геометрические параметры, определяющие точность изготовления трактового кольца

Считается, что покрытие толщиной 1...3 мм на трактовых кольцах и на втулках лабиринтов (втулочное сечение) позволяет снизить монтажные зазоры на 30-50 %. В зависимости от максимальной температуры воздуха в ступени композиции рекомендуются разные покрытия (табл. 7).

Таблица 7

| $t^{\circ}C$ | Композиция покрытия | Способ нанесения |
|--------------|---|----------------------|
| 250-300 | Тальковое покрытие (тальк, алюминиевая пудра, лак) | Кистью |
| 400 | Альмографитовое | Напыление |
| 600 | АНБ (алюминий, нитрит бора) | Плазменное напыление |
| 700 | Смесь (никель, медь, нитрит бора) | Плазменное напыление |
| Более 700 | Сотовые вставки (только для лабиринтных уплотнений) | Пайка |

Трактовое кольцо как таковое может отсутствовать в компоновке статора: тогда покрытия наносятся непосредственно на стенку статора.

5.5. Конструктивное исполнение устройств управления компрессором и радиальными зазорами

В данном разделе рассмотрено конструктивное исполнение устройств управления компрессором и радиальными зазорами.

5.5.1. Устройства перепуска воздуха

Реализуя перепуск воздуха из компрессора, необходимо организовать коммуникации, способные, пропустить заданный расход. При этом нарушается целостность кольца НА и корпуса и возникает проблема утечек рабочего тела и опасность возбуждения колебаний лопаток. Все это позволяет обозначить требования к конструкции устройств перепуска:

- обеспечение заданного расхода воздуха,
- герметичность,
- снижение отрицательного эффекта возбуждения колебаний лопаток,
- прочностная надежность,
- минимизация массы.

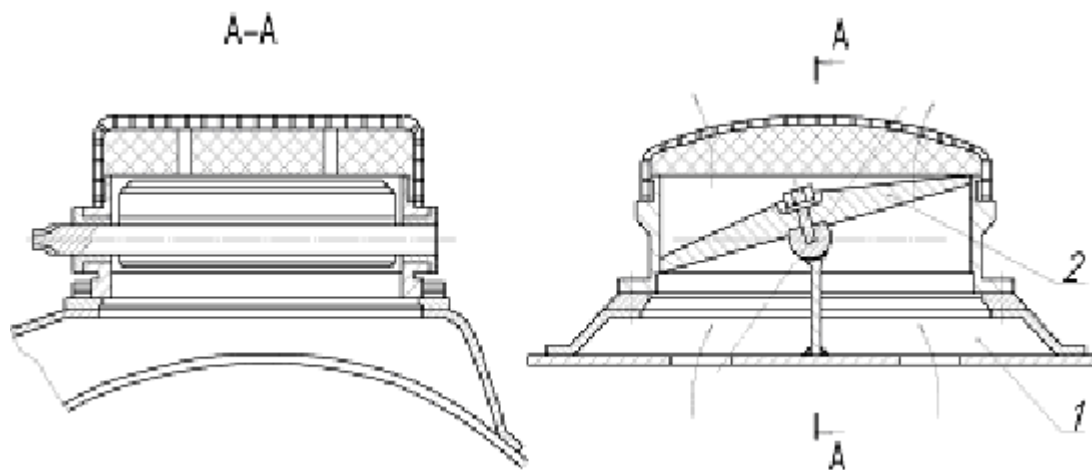


Рис. 93. Клапан перепуска с заслонкой на компрессоре ТВД НК-12, обеспечивающий перепуск из двух смежных ступеней одновременно: 1 - ресивер; 2 - заслонка

В устройствах перепуска в качестве исполнительных механизмов применяются клапаны разных типов: клапаны с заслонкой, лепестковые и тарельчатые. По критерию герметичности клапаны с заслонкой и лепестковые уступают тарельчатым. Это определяет и область их использования. Клапаны с заслонкой (рис. 93) входят в конструкцию компрессоров двигателей первых поколений с $\pi_{к\sigma} = 7-9$ (НК-12, НК-4), лепестковые (рис. 94) на двигателях с $\pi_{к\sigma} = 10-13$ (НК-8, НК-86, НК-144) и тарельчатые в компрессорах с $\pi_{к\sigma} = 15-20$ и выше (рис. 95).

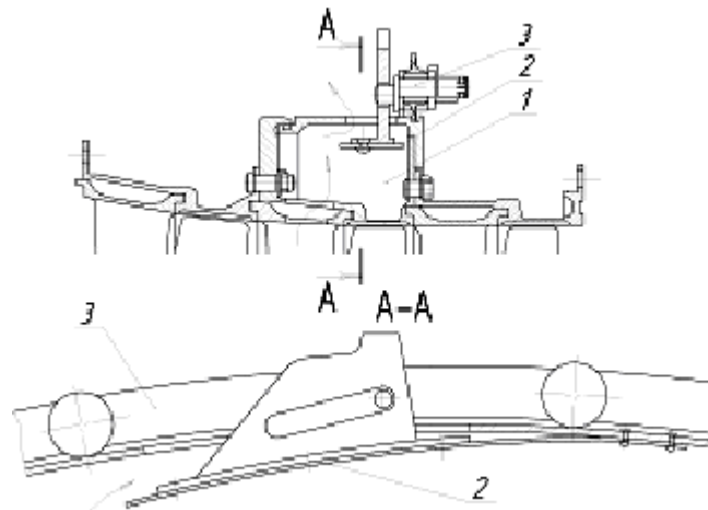


Рис. 94. Клапан перепуска лепестковый на КВД ТРДД НК-8:
1 - ресивер; 2 - лепесток клапана; 3 - управляющее кольцо

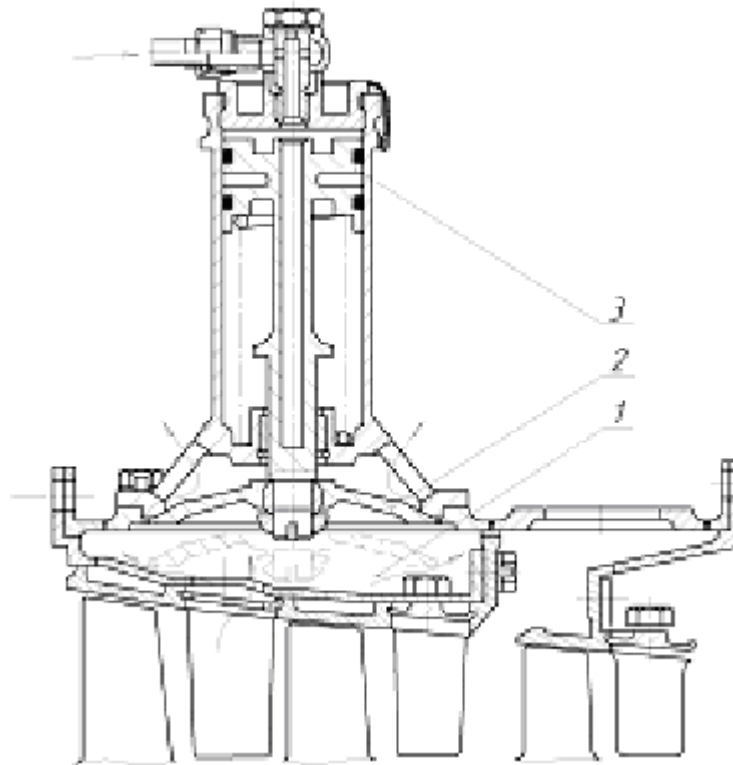


Рис. 95. Клапан тарельчатый на компрессоре ПС-90А:
1 - ресивер; 2 - тарелка клапана; 3 - управляющий цилиндр

На рис. 96 изображено два положения клапана тарельчатого типа, в качестве рабочего тела для управляющего органа которого используется воздух. В нормальном положении (перед запуском двигателя) клапан под действием пружин открыт. При запуске двигателя, по мере набора оборотов ротора, давление воздуха в компрессоре растет, и воздух от последней ступени компрессора через изображенный справа штуцер и канал в ребре попадает внутрь клапана (в полость между чашеобразной подвижной частью и закрепленной с помощью болта неподвижной крышкой) и закрывает его.

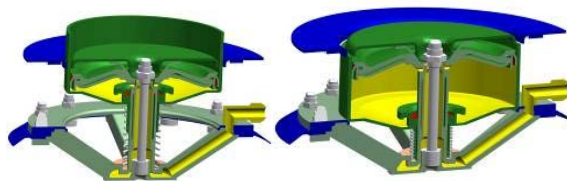


Рис. 96. Клапан тарельчатый КВД ТРДД Д-36

На рис. 97 изображен клапан еще одного типа, с использованием сдвижных графитовых пластин (двигатель «Эвон»), в двух положениях: «открыто» и «закрыто». Клапан представляет собой плоский корпус (прямоугольную крышку) с рядами окон для выхода воздуха, закрытых металлическими сетками. Изнутри крышка представляет собой идеальную плоскость, на которой расположены окна и по которой перемещаются графитовые пластины. Графитовые пластины закреплены в сдвижном корпусе, соединенном штоком с гидроцилиндром. Воздух из компрессора поддавливает изнутри графитовые пластины и прижимает их к корпусу, тем самым, обеспечивая высокую герметичность при закрытом клапане. В силу малости коэффициента трения графитовых пластин о плоскость металлического корпуса не требуется большое усилие в гидроцилиндре при срабатывании клапана.

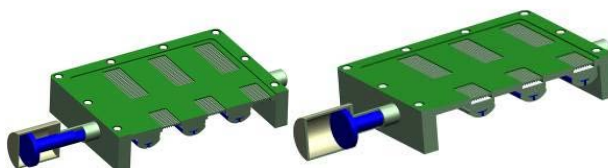


Рис. 97. Клапан ТРД «Эвон»

Обычно воздух выпускается через окна, выполненные в системе наружного кольца НА между лопатками (рис. 98) равномерно по всей окружности, чтобы обеспечить равномерное поле скоростей давлений перед и за НА. С этой целью в зоне отбора могут быть увеличены осевые зазоры. Далее через отверстия в корпусе воздух попадает в собирательный объем-ресивер, на котором расположены 2-3 клапана по окружности. Ресивер, выполняется кольцевым (рис. 99), если корпус не имеет продольного разъема, в противном случае ресиверы выполняются отдельно на каждой половине корпуса.

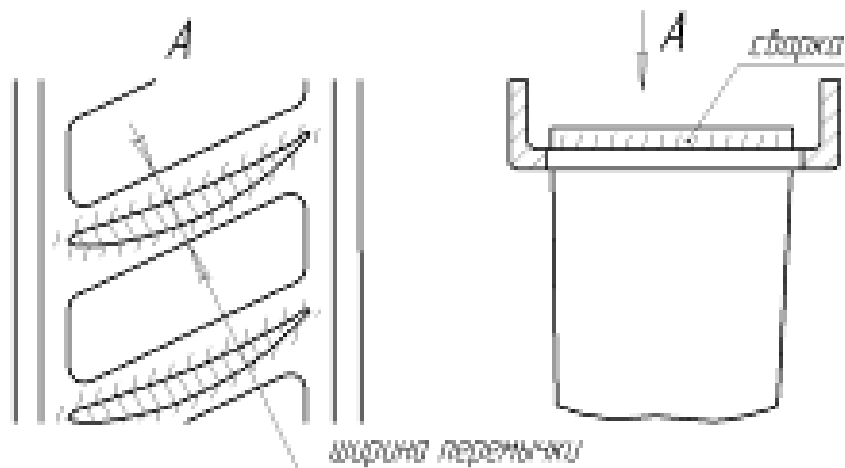


Рис. 98. Размещение окон перепуска воздуха между лопатками в наружном кольце НА

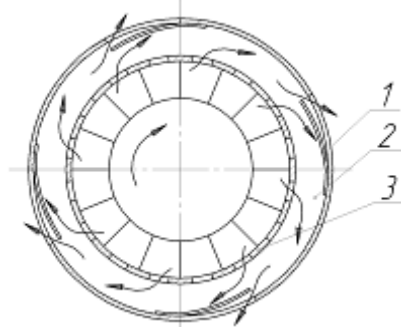


Рис. 99. Схема перепуска воздуха из компрессора: 1 - лепестковый клапан; 2 - ресивер; 3 - направляющий аппарат с окном перепуска

Сформулируем рекомендации по проектированию перепуска.

Площадь перепускных окон стремятся сделать возможно большей, т.к. именно окна лимитируют расход. На рис. 98 хорошо видно, что стремление увеличить площадь окон уменьшает толщину перемычки, это часто является причиной разрушения НА. Поэтому, если обеспечить требуемую площадь в НА не удастся, прибегают к щелевому перепуску (рис. 100).

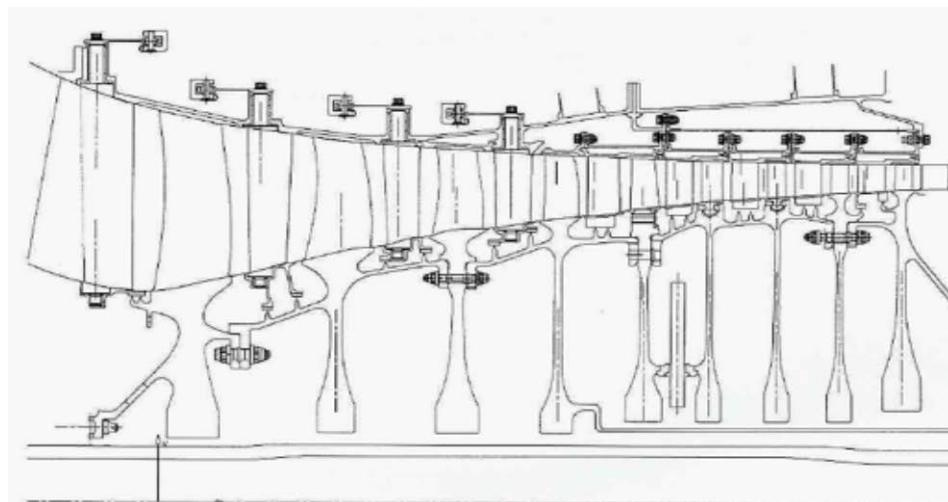


Рис. 100. Компрессор ВД фирмы MTU с щелевым перепуском воздуха

Отбор должен быть равномерным по окружности, чтобы исключить возбуждение

колебаний лопаток в момент отбора воздуха. По этой же причине несколько увеличивают осевой зазор между НА и рабочим колесом (до $0.6S$ венца) следующей ступени. При выборе проходных сечений в системе «клапаны-ресивер-окна-НА» исходят из того, что значение приведенной скорости потока λ : в окнах или щелях отбора $\lambda_{отб} = 0,5..0,6$, в ресивере $\lambda_{рв} = 0,05...0,08$ и в клапанах перепуска $\lambda_{клат} = 1,0$.

В многоступенчатом компрессоре поясы перепуска назначаются через 3-4 ступени.

Управление клапанами перепуска осуществляется по приведенным оборотам командным блоком, подающим импульс на открытие клапаном на оборотах ниже $n_{м.г.}$. Исполнительные механизмы работают на масле, воздухе и с помощью электропривода.

5.5.2. Регулируемые направляющие аппараты

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.

5.5.2.1. Конструктивное исполнение РНА

Эволюция конструкции регулируемых НА позволяет выделить ряд этапов: от управления одной ступенью до управления 7...10 ступенями и от механизма управления, расположенного на внутреннем кольце, до общепринятого теперь управления приводным кольцом, размещенным снаружи. И здесь рубежным является серийный ТРДДФ J-79 фирмы Дженерал Электрик, конструкции РНА (7 ступеней из 17) которого оказалась удачной настолько, что в разных вариациях использована на многих двигателях разных фирм (рис. 101).

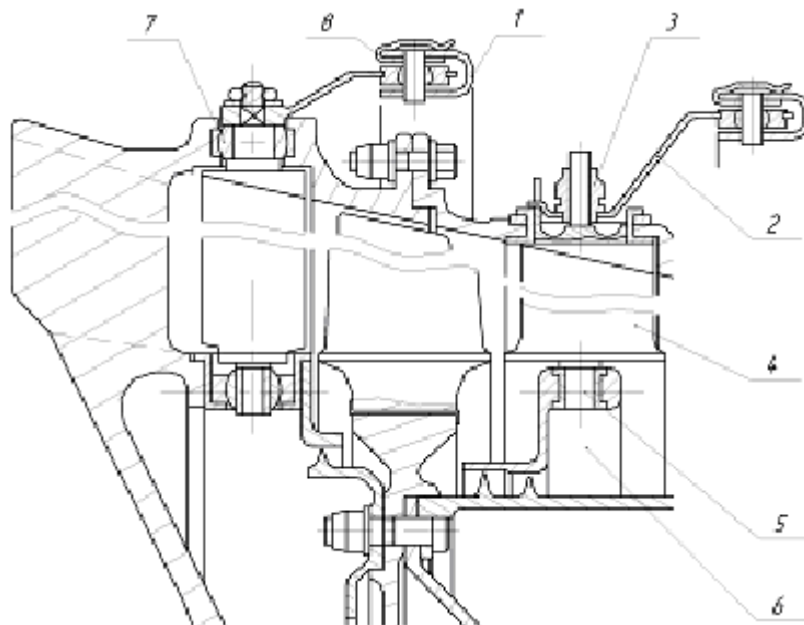


Рис. 101. Конструкция РНА ТРД J-79 фирмы Дженерал-Электрик:

1 – управляющее кольцо; 2 – рычаг (поводок); 3 – подшипник скольжения (периферийная опора); 4 – лопатка; 5 – подшипник скольжения (нижняя опора); 6, 7 – сферические опоры; 8 – фиксатор оси рычага

РНА могут быть двухопорными и консольными. Конструкция консольных 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 «пятка» 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 (подшипники качения использованы только в компрессоре ТВаД ТВ 2-117). 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. Как показал опыт, наиболее полно отвечает этим требованиям материал МР (металлорезина), разработанный в 60-е годы в Куйбышевском авиационном институте под руководством профессора Сойфера А.М. МР представляет собой композицию, составленную из проволочной спирали. Путем хаотической укладки спирали формируется заготовка, которая помещается в пресс-форму и прессуется в холодную до размеров готовой детали. Дальнейшей механической обработке деталь не подвергается. Диаметр проволоки 0.05...0.3 мм, диаметр спирали 0.2...3.0 мм, материал X18H10T, X12H20T3P. При прессовании вводятся наполнители типа графита и дисульфида 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 двухпорных 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 (рис. 102).

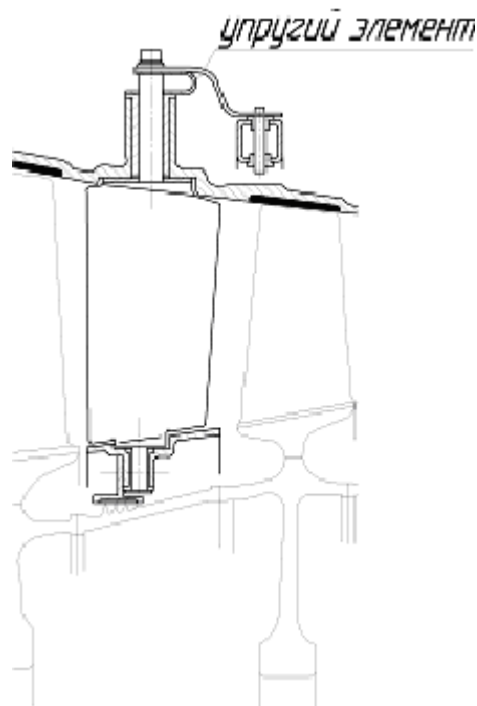


Рис. 102. Конструкция РНА ТРДД V-2500 с упругим элементом

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-93), образованной в корпусе с двойной стенкой: температура кольца и корпуса в этом случае разнится мало, но усложняется управление кольцом через стенку.

Рычаг связывается с кольцом через ось. Для исключения защемления рычага в кольце во многих конструкциях используется шаровой шарнир (сферический подшипник), гарантирующий свободу во взаимном положении рычага и кольца.

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.

Проблема состоит в том, что для устранения заедания в сочленениях оси и рычага делают зазоры, а при наложении вибрации в этом случае резко возрастает изнашивание по контактным поверхностям. Изнашивание оси рычага бывает настолько велико, что требует замены при обслуживании. Такие же явления имеют место и в сочленениях элементов системы управления. Задача конструктора устранить эти дефекты.

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.

На [рис.103а](#), [рис.103б](#), [рис.103с](#), [рис.103д](#), [рис.103е](#) представлено конструктивное исполнение РНА КСД НК-38СТ.

Процесс проектирования РНА можно представить так. Газодинамическим расчетом формируются исходные данные: профили лопаток, треугольники скоростей для характерных режимов, диапазон регулирования по углу, закон регулирования.

Выбирается место установки оси на профиле, диаметр и длина цапф и «пяточков». Проверяется отсутствие задевания пера за наружную поверхность тракта при повороте лопатки.

Определяются газовые силы, составляется расчетная схема и производится оценка напряжений и запасов прочности, проектируются размеры цапф и при необходимости перепрофилируется лопатка.

Выбором конструкции опор и условия сборки, конструкции крепления рычага на оси и радиальной фиксации лопатки завершается формирование конструкции РНА.

Принимается решение о центрировании приводного кольца и конструкции сочленения рычага с кольцом, выбирается схема и конструкция системы управления РНА.

[Видео.1.](#) Моделирование работы системы РНА двигателя НК-38СТ в пакете ADAMS.

[Видео.2.](#) Моделирование работы гидроцилиндра РНА в пакете ADAMS.

[Видео.3.](#) Моделирование перемещения тяги в системе РНА в пакете ADAMS.

[Видео.4.](#) Моделирование работы вала приводов в системе РНА в пакете ADAMS.

[Видео.5.](#) Моделирование перемещения крепления лопаток РНА в пакете ADAMS.

[Видео.6.](#) Моделирование перемещения лопаток РНА в пакете ADAMS.

[Видео.7.](#) Моделирование перемещения вала приводов в системе РНА в пакете ANSYS.

5.5.2.2. Управление РНА

Управление РНА единичной ступени обычно осуществляется одним агрегатом с гидравлическим или электрическим приводом с непосредственной связью с приводящим кольцом.

При большом числе РНА используется несколько схем управления: привод рычагом с управлением углом поворота и расстоянием от точки опоры (ТРДД CFM56), разновысокие рычаги на общей оси с получением нужного угла поворота за счет высоты рычага (ТРДД ПС-90А), рычажная система с приводом от одного гидроцилиндра (ТВад ТВ2-117). Первые две схемы представлены на рис. 104.

Если силу от исполнительного механизма прикладывать к приводному кольцу в одной точке окружности, то неизбежно смещение кольца относительно оси двигателя и его деформация, что может вызвать нарушение связи рычагов с кольцом. Поэтому при диаметре кольца 700 мм и более делается двойной привод.

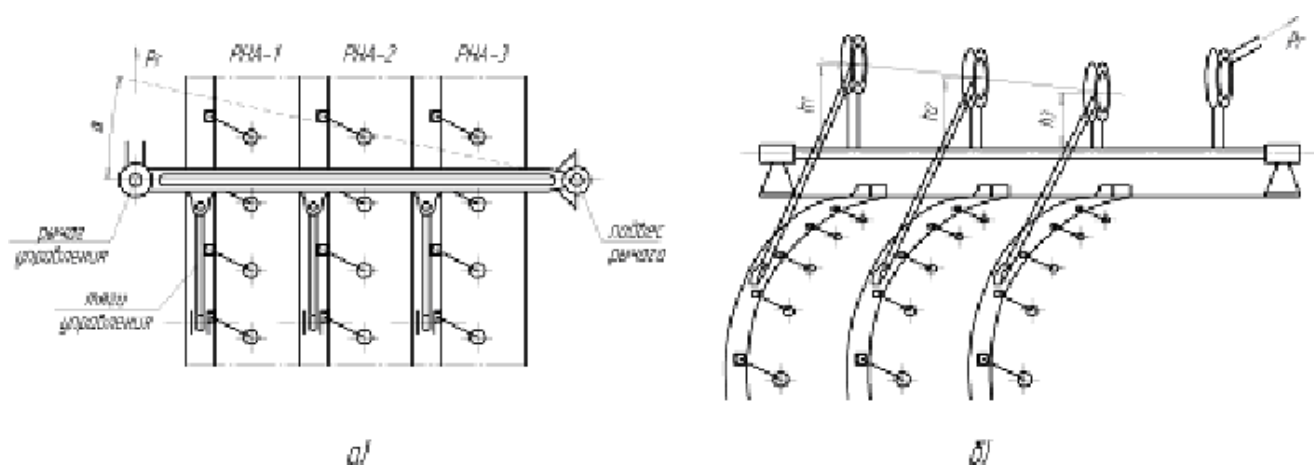


Рис. 104. Схемы управления РНА:

- а) – управление рычагом, перемещаемым гидроцилиндром (сила P_r) на угол α ,
- б) – управление валиком с разновысокими плечами

На рис. 105 изображено конструктивное исполнение системы управления РНА одного из малоразмерных двигателей фирмы Роллс-Ройс с поворотным корпусом.

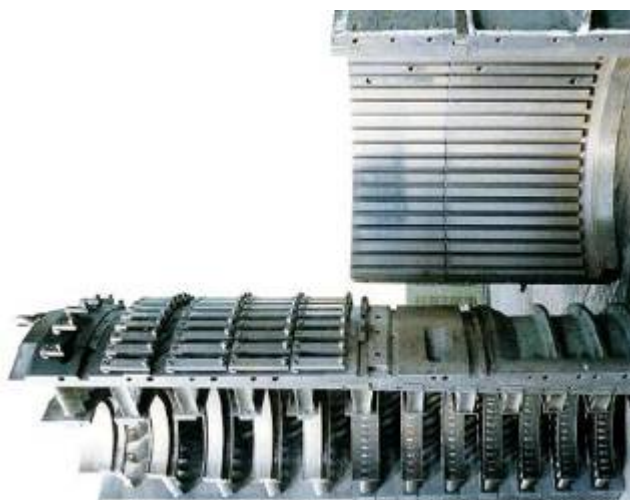


Рис. 105. Система управления РНА компрессора двигателя фирмы Роллс-Ройс

5.5.3. Управление радиальными зазорами

Наиболее ощутимый эффект на последней группе ступеней КВД при $\pi_{к\Sigma} = 25-45$. Используются два подхода: непосредственное охлаждение стенки статора и повышение тепловой инерционности статора. Покажем их реализацию на двух двигателях.

Компрессор ВД ТРДД ПС-90А $\pi_{к\Sigma} = 35.5$ (рис. 106). Охлаждение статора на участке последних 5 ступеней из 13 осуществляется воздухом, отбираемым за вентилятором, который подается двумя трубопроводами через заслонки управления в ресивер и далее через многочисленные отверстия перфорированной перегородки натекает по нормали на поверхность корпуса, охлаждает его и уходит во II контур. Система управления радиальными зазорами активная.

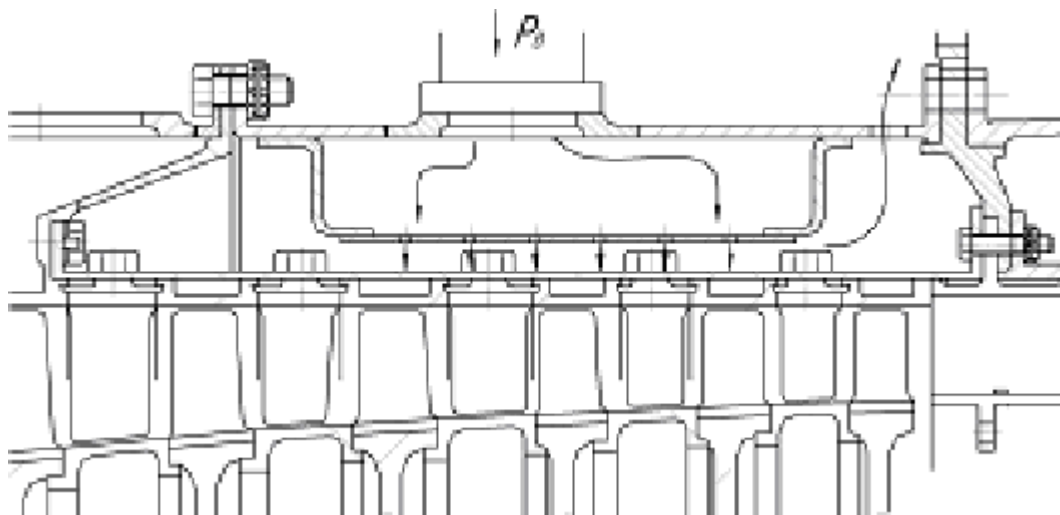


Рис. 106. Управление радиальными зазорами в КВД ПС-90А $\pi_{к\Sigma} = 35.5$

Компрессор ВД ТРДД GE-90 $\pi_{к\Sigma} = 44-45$ (рис. 107). Управление радиальными зазорами пассивное. Воздух, отбираемый за 4 ступенью компрессора ВД для охлаждения и наддува лабиринтов опоры турбин ВД и НД и системы разгрузки в турбине НД, проходит над средней и последней группой ступеней, охлаждая или нагревая корпус.

Однако главную роль здесь в поддержании постоянства радиальных зазоров играют элементы, повышающие термоинерционность корпуса (рис. 107). Согласование деформаций ротора и статора определяется тепловой деформацией массивных колец: каждому стационарному режиму работы двигателя будут соответствовать свои деформации ротора и статора. Трактовые кольца, закрепленные за эти массивные кольца, определяют минимальные радиальные зазоры.

Подобная картина наблюдается и на переходных режимах (сброс газа и приемистость, запуск и останов).

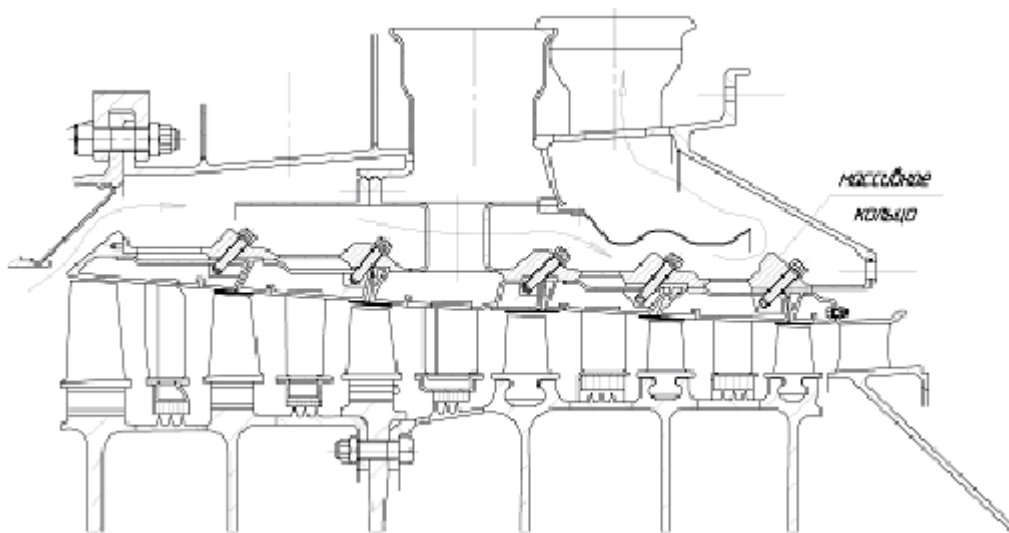


Рис. 107. Управление радиальными зазорами в КВД GE-90 $\pi_{K\Sigma}=44-45$

Время становления теплового равновесия статора (массивного кольца) при переходе на новый режим работы двигателя можно приближенно оценить по формуле:

$$\tau_K = \frac{-\ln \frac{t_B - t_K}{t_B - t_{Кнач}}}{\frac{\alpha \cdot F}{m_K \cdot C_P}},$$

где $t_B - t_{Кнач}$ - разность температур воздуха и кольца в начале переходного процесса;

$t_B - t_K$ - то же в новом установившемся режиме;

α - коэффициент теплоотдачи от воздуха в тракте к статору (корпусу);

F - поверхность теплообмена;

m_K - масса кольца (статора).

Следовательно, чтобы согласовать теплоинерционность ротора и статора приходится увеличивать время становления теплового равновесия статора, т.е. уменьшать α и F и увеличивать массу статора, что в нашем случае определяется массой кольца m_K .

При запуске и повышении режима тонкостенное трактовое кольцо нагревается быстрее и стремится уйти на больший диаметр. Однако массивное непрогретое кольцо удерживает его.

При останове и понижении режима трактовое кольцо быстро охлаждается и есть опасность резкого уменьшения диаметра кольца и, следовательно, радиального зазора, но массивное кольцо исключает такие деформации, удерживает его.

Как видно из рис. 107, тонкостенное трактовое кольцо крепится к кольцу с большой массой, наклоненными под углом 45° штифтами, что позволяет исключить коробление кольца при нагреве, преобразуя частично радиальные перемещения в осевые.

Оба метода дают лучший результат, если корпус не имеет продольного разъема, в противном случае наблюдается оваллизация корпуса из-за массивных продольных фланцев и искажения радиального зазора.

5.5.4. Отборы воздуха

Корпус компрессора - это тонкостенная оболочка ($\delta=2..3$ мм) и фланцы отбора воздуха встраивают в эту оболочку чаще сваркой встык, чтобы получить шов равнопрочный с основным материалом.

Главная задача: исключить нагружение фланца изгибом и осевой силой со стороны трубопровода отбора (рис. 108), проходящего через II контур ТРДД. При тепловых деформациях вдоль оси двигателя точка А – фланец на статоре компрессора смещается относительно точки В – фланца на наружной оболочке, а точка В₁ на трубопроводе при различных тепловых деформациях относительно точки В.

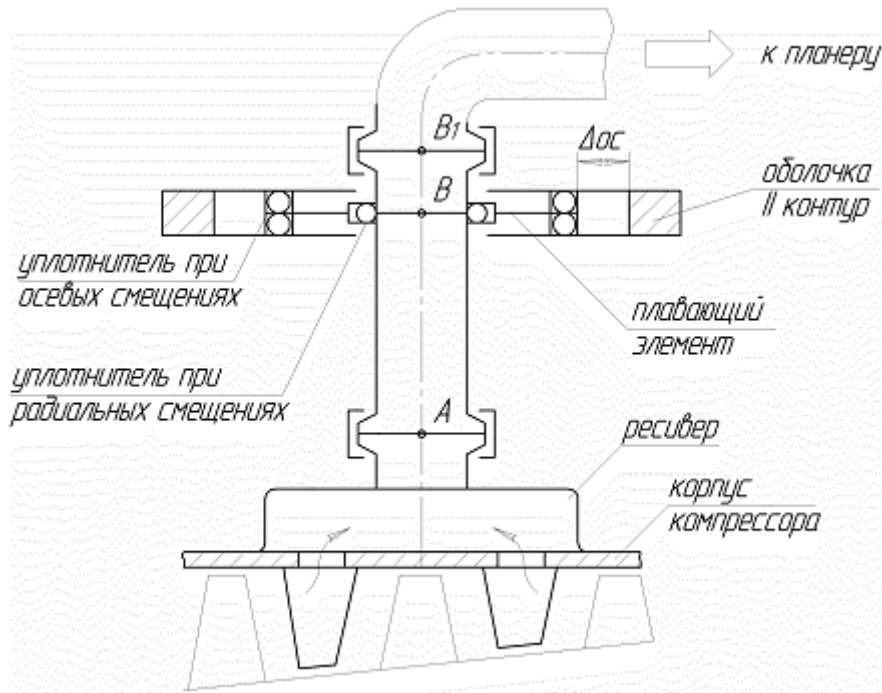


Рис. 108. Схема отбора воздуха на самолетные нужды с плавающим элементом

Если не предусмотреть свободу таких перемещений, то фланец на статоре будет нагружаться изгибом и осевой силой. С этой целью используют плавающее уплотнение на наружной оболочке (рис. 109) и другие решения.

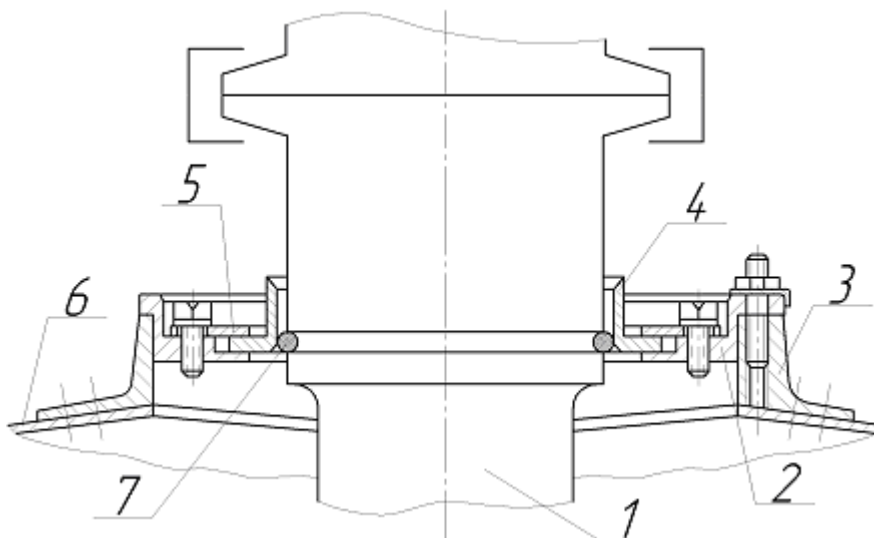


Рис. 109. Конструкция элемента системы отбора с плавающим элементом:
1 – труба отбора; 2 – корпус для

плавающего элемента; 3 – фланец на оболочке; 4 – плавающий элемент; 5 – крышка для плавающего элемента; 6 – оболочка II контура; 7 – резиновое кольцо (уплотнитель при радиальных смещениях)

И это еще не все. В точке B_1 к трубопроводу отбора присоединяется трубопровод самолетной части системы, следовательно, он должен быть выполнен так, чтобы обеспечить свободу перемещений точки B_1 относительно мотогондолы.

Существует и еще одна задача – уменьшить гидравлические потери в II контуре при обтекании трубопроводов отбора, для этого трубопроводы заключают в обтекатели.

В случае, если пилон подвески двигателя на самолете размещается во II контуре ТРДД, трубы самолетных систем присоединяются непосредственно к фланцам на статоре и все названные затруднения отпадают.

6. Конструкционная прочность элементов компрессора

Под конструкционной прочностью принято понимать прочность деталей или элементов конструкции в реальных условиях эксплуатации с учетом конструкционных, металлургических и технологических факторов. Структура конструкционной прочности дана на рис. 110.

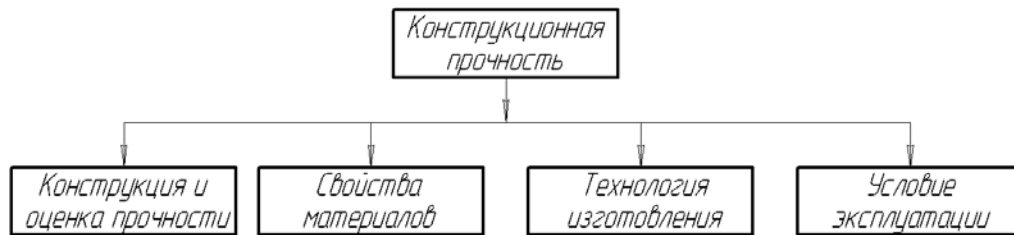


Рис. 110. Структурная схема конструкционной прочности

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

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

$$K_V = \frac{\sigma_{-1} - \psi \cdot \sigma_m}{\sigma_v}$$

где σ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле нагружения,
 ψ - коэффициент влияния средних напряжений цикла,
 $\psi=0.2..0.35$ - для сталей и $\psi=0.4$ - для титановых сплавов.

6.1. Выбор материалов

Одним из определяющих параметров конструкционной прочности является материал детали, его характеристики. Анализ условий работы деталей компрессора, сделанный ранее, позволяет сформулировать критерии выбора материалов: малая плотность ρ , высокая удельная прочность σ_B/ρ и удельная выносливость σ_{-1}/ρ , сопротивление эрозии и износу, чувствительность к концентраторам напряжений, технологичность.

Диапазон рабочих температур в компрессоре от отрицательных на входе до 900К и более на выходе предопределяет широкий выбор материалов, от алюминиевых сплавов и композиционных материалов на входе до титановых сплавов и жаропрочных «турбинных» сплавов на выходе:

Лопатки НА – алюминиевый сплав ВД17, титановые сплавы ВТ8, ВТ9, жаропрочные сплавы ХН70МВТЮБ, ХН45МВТЮБР,

Лопатки рабочие – ВД17, ВТ8, ВТ9, ХН70МВТЮБ,

Диски и элементы ротора - ВТ8, ВТ9, 13Х11Н2ВМФ, ХН70ТЮР, ХН73МБТЮ,

Валы – 13Х11Н2В2МФ, ХН68ВМТЮК,

Детали корпуса – ВТ20, ХН45МВТЮБ.

Выбор материалов это отдельная инженерная задача. Поэтому набор материалов для изготовления деталей авиационного ВРД, а это от 70 до 120 наименований, в разных конструкторских коллективах не может быть одинаковым и причины этому – разные эксплуатационные условия, подходы к оценке качеств материала и, наконец, традиции. Так необходимо понимать и эти рекомендации по применяемым материалам.

Механические характеристики и химический состав материалов, применяемых при изготовлении компрессоров, рекомендуется брать из справочника ВИАМ.

Алюминиевые сплавы использовались для изготовления рабочих лопаток и других деталей компрессора двигателей первых поколений. Жаропрочный дуралюмин ВД17, имея температурный предел 250°C, плотность $2.75 \cdot 10^3$, высокую удельную прочность при растяжении – 18.2, обладает низким пределом выносливости – 165МПа.

К этому необходимо добавить эрозию поверхности лопаток при попадании в тракт песка и твердых частиц, что снижает предел выносливости и несущую способность. Поэтому естественно стремление к использованию композитных материалов (КМ) для изготовления лопаток и других элементов на передней группе ступеней компрессора.

Композитный материал (КМ) это искусственно созданный материал, состоящий из матрицы (связующего) и арматуры (наполнителя). В качестве матрицы чаще всего используют полимерные материалы, например, эпоксидные смолы (ЭД-5) или металлы (Al, Ti), а в роли арматуры стеклянные, углеродные и борные волокна, обладающие высокой прочностью (2000...4000МПа).

Основным несущим элементом является арматура, а матрица передает усилия между слоями арматуры и придает детали нужную форму. Следовательно, при использовании КМ конструктором создается одновременно деталь и материал.

Диапазон допустимых температур КМ определяется матрицей и для полимерных КМ составляет 250...300°C, а для КМ с металлической матрицей 450...500°C.

Отмечая высокие удельные параметры, демпфирование в материале и малую плотность выделим главную особенность КМ – возможность управлять прочностью и жесткостью конструкции. Меняя структуру, материал нитей, углы укладки их можно повышать прочность в нужном направлении, производить частотную отстройку и обеспечивать демпфирование.

Однако КМ, являясь анизотропными, обладают недостаточной прочностью и жесткостью при поперечном сдвиге и отрыве, малой контактной прочностью, эрозионной стойкостью и ударной вязкостью.

Титановые сплавы, как и в свое время алюминиевые, сделали революцию в авиации. Имея почти в два раза меньшую плотность, титановые сплавы имеют прочность стали, сохраняя ее до 500°C.

Но титановые сплавы весьма чувствительны к технологии их получения. В зависимости от микроструктуры и присутствия газонасыщенных зон, в которых отмечается высокая твердость и хрупкость, механические свойства у материала будут не одинаковы по объему.

Микроструктура равноосного типа обеспечивает максимальную усталостную прочность, а микроструктура игольчатого типа максимальную жаропрочность. Газонасыщенные зоны, если они залегают внутри детали, могут стать причиной разрушения, т.к. обнаружить их практически невозможно. Отсутствие этих дефектов материала не гарантируется производством.

Другим недостатком титановых сплавов, имеющих низкую теплопроводность (в 5 раз меньшую, чем у сталей), является возникновение прижогов глубиной 2..3 мм при шлифовании и полировании, что приводит к изменению микроструктуры материала, снижению твердости на $HR_c=100...150$ и падению выносливости на 20...25%.

Большую опасность приносит и так называемый «титановый пожар» - самовозгорание титановых сплавов при задевании элементов ротора о статор при давлениях порядка 1МПа и температурах около 400°C.

Процесс горения идет настолько стремительно, что за несколько секунд раскаленный металл выплескивается за пределы корпуса компрессора, создавая аварийную ситуацию.

Поэтому на последней группе ступеней должно быть исключено соседство титановых деталей на роторе и статоре: детали изготавливают из жаропрочных сталей и сплавов.

6.2. Выбор заготовки

Идея конструкционной прочности – состоит в том, чтобы оптимизировать конструкцию элемента или детали по многим критериям таким образом, чтобы выжать из нее все: прочность, массу, ресурс, стоимость.

Именно, поэтому ответственность за такую, казалось бы, чисто технологическую операцию как выбор заготовки для основных деталей переходит к конструктору, так как вид заготовки влияет на их прочностные характеристики. Разумеется, задача эта решается совместно с металлургами и технологами.

Так заготовку рабочей лопатки можно получить горячей штамповкой, изотермической штамповкой и высокоскоростной штамповкой. При этом предел выносливости будет неодинаковым: более высоким он будет у лопатки полученной высокоскоростной штамповкой.

По этой же причине конструктор определяет группу контроля детали и коэффициент использования материала (КИМ).

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

6.3. Пути повышения конструкционной прочности

Покажем возможности повышения конструкционной прочности (возрастание запаса по пределу выносливости K_v) на примере одной из основных деталей – рабочей лопатке компрессора.

Проведем анализ влияния различных факторов на статическую прочность (среднее напряжение цикла σ_m), предел выносливости σ_{-1} и уровень переменных напряжений σ_v .

Статическая прочность детали (σ_m). Три основных принципа позволяют оптимизировать несущую способность и массу *рабочих лопаток*:

- минимизация плотности материала,
- минимизация напряжений растяжения от действия центробежных сил за счет выбора закона распределения площадей по высоте лопатки,
- разгрузка от нагружения лопатки изгибом при действии момента от газовых сил моментом противоположного действия от центробежных сил.

(Отметим, что принципы минимизации плотности материала и закон оптимального распределения площадей действуют и при проектировании дисков и вала, соединяющего роторы компрессора и турбины ВД).

При прочих равных условиях напряжения растяжения линейно зависят от плотности материала.

С другой стороны при $\rho=const$ напряжения растяжения определяются только законом распределения площадей сечений по длине лопатки. В реальных условиях проектирования площадь $F(r)$ изменяется по сложному закону, т.к. при профилировании лопатки решаются в первую очередь задачи газодинамические. Поэтому, проектируя перо, трудно выполнить распределение площадей по закону с каким-то аналитическим соотношением.

Центры масс сечений лопатки смещают относительно радиальной оси лопатки таким образом, чтобы возникающие элементарные моменты от центробежных сил были бы направлены против моментов от газовых сил. Такая операция называется разгрузкой или компенсацией нагружения от газовых сил.

Как видно из рис. 111, общее правило компенсации состоит в том, что смещение центра масс по любой оси должно быть в направлении деформации пера от действия момента газовых сил M_r .

Учитывая, что M_r меняется по режиму работы двигателя и по режиму полета, полной разгрузки не делают, а коэффициент компенсации назначают равным $k=0,6..0,7$, тогда $M_{ц.в.} = k * M_r$

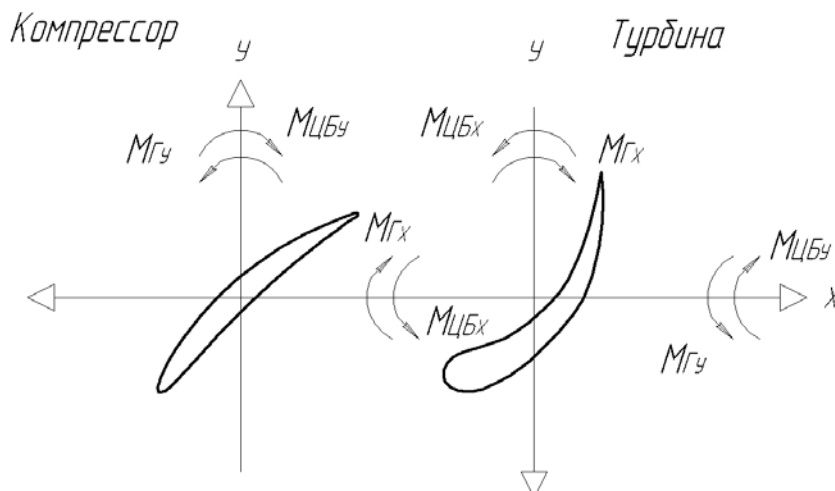


Рис. 111. Направление моментов M_r и $M_{ц.в.}$ при компенсации,

◁ — направление выноса центров масс

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

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

Малоцикловая усталость, вызываемая переходными процессами в двигателе, обычно выражается пределом повторности σ_{-1}^Z - переменным напряжением, при котором разрушается образец при числе циклов Z с низкой частотой нагружения (5-15 Гц).

Долговечность при одинаковом уровне напряжений в случае с повторно-статическим нагружением оказывается значительно ниже долговечности с высокочастотным нагружением при прочих одинаковых условиях.

Поэтому важное значение при анализе нагружения и разрушений деталей имеет учет малоциклового нагружения и особого рассмотрения одновременного действия этих двух циклических нагрузок. Считается, что σ_{-1} и σ_{-1}^Z линейно зависимы.

Предел выносливости и предел малоциклового усталости деталей обычно ниже этих характеристик для гладких образцов, т.к. на них оказывает влияние конструкция детали, определяющая концентрацию напряжений (сочетание толщин и жесткостей, радиусы скругления и т.д.), схема нагружения, шероховатость, дефекты в материале и др.

Поэтому задача конструктора состоит в том, чтобы геометрические параметры, материал и технические требования к изготовлению проектируемой детали гарантировали бы заявленные σ_{-1} и σ_{-1}^Z .

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

Одним из таких технологических методов является **поверхностно-пластическое деформирование (ППД)**, эффект которого состоит в следующем.

После любой обработки резанием в тонком поверхностном слое возникают микрповреждения в виде линий скольжения или микротрещин, которые неравномерно распределяются в этом слое. При воздействии внешней нагрузки эти повреждения являются источниками концентрации напряжений и направлением распространения усталостных трещин. При этом если в поверхностном слое действуют растягивающие напряжения, скорость распространения усталостных трещин растет, а сжимающие тормозят их распространение.

Универсальный высокоэффективный метод ППД обеспечивает наведение в поверхностном слое остаточных сжимающих напряжений и рост линий скольжения самой разной ориентации.

Знак остаточных напряжений всегда обратный деформации, следовательно, для получения сжимающих остаточных напряжений поверхностный слой надо растянуть, что и обеспечивается, например, при бомбардировании его дробью.

Сжимающие напряжения и разориентировка линий скольжения в поверхностном слое и есть причина повышения предела выносливости.

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

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

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

Пневмодробеструйное упрочнение более жесткий процесс и используется для упрочнения крупногабаритных деталей корпуса компрессора, дисков с умеренными

требованиями к шероховатости, шестерен из цементированных сталей. Для разгона стальных шариков диаметром 1.0..1.4 мм используется кинетическая энергия воздушной струи.

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

Виброупрочнение. Различают виброголовку и виброшлифование.

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

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

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

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

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

Фреттинг-коррозия или контактная коррозия – это процесс разрушения металла на плотно контактирующих поверхностях из-за повторяющихся относительных тангенциальных микросмещений (достаточна амплитуда 0.25 мкм).

Разрушение заключается в образовании на поверхности взаимного касания язвенок и продуктов коррозии в виде пятен и порошка, которые являются концентраторами напряжений и снижают предел выносливости.

Фреттинг-коррозия появляется в замках крепления лопаток, на затянутых фланцевых стыках, призонных болтах, на центрирующих поверхностях шлицевых соединений, на сопряженных поверхностях валов с дисками, кольцами подшипников и др.

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

Необходимо отметить, что в гальванических покрытиях также наводятся остаточные напряжения: при покрытии кадмием, цинком и свинцом – сжимающие, при покрытии серебром

– слабые растягивающие, а при нанесении никеля, хрома и кобальта явно растягивающие (315-470МПа).

6.4. Снижение переменных напряжений

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

6.4.1. Воздействие на источник возбуждения

Источники возбуждения колебаний лопаток имеют газодинамическую природу: окружная неравномерность газовых сил на входе, провалы скорости и давления в аэродинамических следах лопаток и стоек опор, неравномерный по окружности отбор и перепуск воздуха, неравномерность газовых сил, вызванная геометрическими отклонениями в межлопаточных каналах решеток профилей.

Воздействие на источники возбуждения преследует цель уменьшить амплитуду возбуждающей силы или изменить ее частоту.

Основным источником возбуждения от газовых нагрузок является окружная неравномерность давления в воздухозаборнике, достигающая 8..10%. При гармоническом анализе такой неравномерности наибольшей интенсивностью обладает первая гармоника и если принять ее значение за единицу, то интенсивности 2 и 3 гармоник будут выглядеть как 0.3:0.1 и далее по убывающей.

Поэтому лопатки 1 и 2 ступени компрессора должны быть отстроены от возможных резонансов с 1, 2 и 3 гармониками.

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, 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.

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. 112).

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 Т получает два импульса возбуждающей силы $P_{газ\ max}$ и $P_{газ\ min}$ (зона закрочного следа) в направлении своего движения у, т.е. возбуждающая сила и перемещение лопатки находятся в фазе и работа возбуждающих сил в этом случае максимальна.

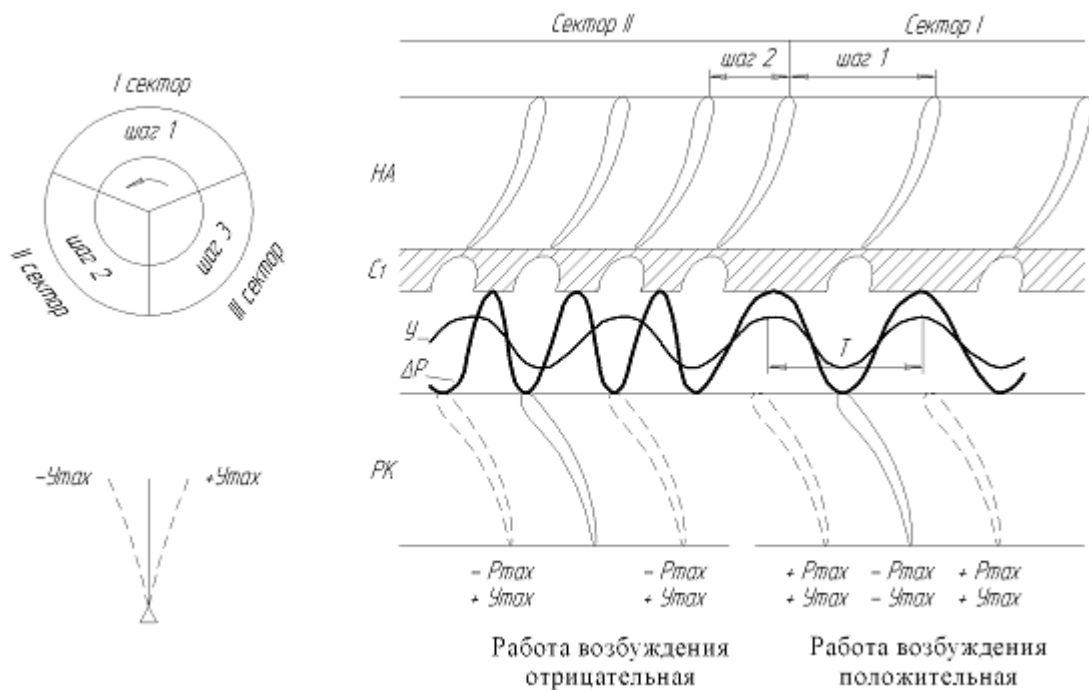


Рис. 112. Снижение амплитуды колебаний рабочей лопатки за счет разношагицы лопаток впереди стоящего НА:
 а) разделение НА на секторы с разным шагом разделения лопаток,
 б) схема колебаний рабочей лопатки, стоящей за НА,
 в) развертка решетки профилей НА и положение лопатки РК при колебаниях; изменение скорости C_1 за НА, изменение возбуждающей силы P и амплитуды колебаний рабочей лопатки y в зависимости от шага

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

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

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

[Видео.1](#). Картина течения в канале ВНА-РК-НА.

[Видео.2](#). Пульсации давления в канале ВНА-РК-НА.

6.4.2. Частотная отстройка

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

Обеспечение конструкционной прочности лопаток при проектировании связано с отстройкой от резонансов.

Как указывалось выше, первые и вторые ступени компрессора должны быть отстроены от резонансов по 1, 2 и 3 гармонике неоднородности поля на входе, т.к. эффективных мер воздействия на этот вид возбуждающих сил нет.

Для последующих ступеней наиболее опасными являются гармоники $k=2..6$ и $k=zHA$ (z - число лопаток HA перед и за ступенью) и тогда частота возбуждения

$$f_{\text{возб}} = kn_C$$

где k – номер гармоники к частоте вращения ротора

n_C - частота вращения ротора.

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

Наиболее наглядно резонансные частоты выявляют с помощью резонансной диаграммы (рис. 113,а), где наносятся гармоники возбуждения, изменение собственной частоты по режимам и диапазон рабочих режимов. Пересечение линий гармоник возбуждения и кривых собственных частот определяют резонансы на данной частоте возбуждения.

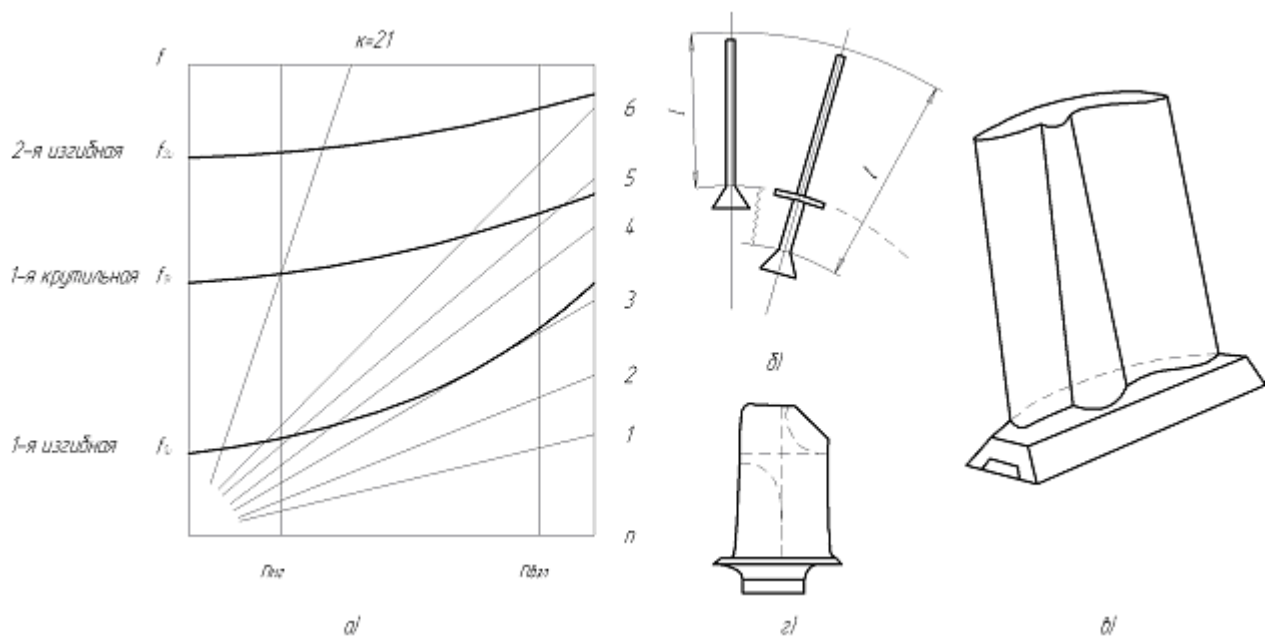


Рис. 113. Частотная отстройка от резонансов:
а) резонансная диаграмма, б) лопатка с ножкой,
в) лопатка с профилем Шварова, г) «усечение» пера

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

Учитывая, что рабочая лопатка находится в поле центробежных сил, увеличения собственной частоты достигают увеличением массы периферийной части лопатки и увеличением площади (жесткости) корневых сечений.

Управлять собственной частотой позволяют и конструктивные приемы: бандажные связи, удлиненная ножка хвостовика, профиль Шварова, «усечение» пера и др. (рис. 113,б, в, г).

Профиль Шварова (рис. 113,в), названный в честь изобретателя, представляет собой увеличение толщины профиля вдоль оси лопатки в форме конической балочки. Учитывая, что утолщение расположено на корытце опасных отрывов потока не происходит и гидравлические потери сравнимы с потерями в решетке с антивибрационной полкой, тем более что усиление может быть не по всей высоте лопатки.

В случае необходимости отстройки при сложных формах колебаний иногда прибегают к «усечению» пера (рис. 113,г). Часто эта мера временная до получения отстроенной лопатки.

6.4.3. Демпфирование колебаний

Демпфирование связано с отбором энергии от колеблющейся системы, в нашем случае лопаток, на необратимую работу аэродинамических сил и сил трения. Демпфирование эффективно на резонансе, когда возбуждающая сила и перемещения наибольшие, а эта отбираемая от системы энергия максимальна.

Эффект демпфирования можно выразить логарифмическим декрементом затухания

$$\delta = \ln \frac{y_n}{y_{n+1}}$$

где y_n и y_{n+1} амплитуды колебаний n -го и $n+1$ циклов.

Аэродинамическое демпфирование обеспечивает декремент $\delta=0.06..0.09$. Последние значения относятся к титановым и композитным лопаткам.

Рассеяние энергии колебаний за счет трения разделяют на конструкционное демпфирование и демпфирование за счет внутреннего трения.

Конструкционное демпфирование проявляется обычно в работе трения по плоскостям контакта различных элементов лопатки. Для усиления эффекта заглушения колебаний в конструкцию вводят специальные устройства – демпферы, которые могут размещаться в замке, в пространстве ограниченном полкой хвостовика и удлиненной ножкой, в бандажных связях и, наконец, в пере лопатки (рис. 114).

Внутреннее трение в металлах невелико ($\delta=0.001..0.015$ - у ВТ-9), но в композитных материалах оно значительно: $\delta=0.16..0.28$ при деформациях изгиба и $\delta=0.06..0.109$ при кручении.

На рис. 114 показаны экспериментально исследованные демпферы:

а) сочетание скругленного хвостовика с двумя тросами специального плетения
б) раззорование верхнего зуба елочного замка, в) штифтовой демпфер (2 штифта), г) демпфирование по плоскостям контакта антивибрационных полок,
д) демпфирование по плоскостям контакта лопаток и проволочного бандажа,
ж) демпфирование за счет трения в кольцевом неразъемном тросе соединенным жестко с каждой лопаткой, з) 3 слоя фольги 0.1 мм, приклеенной по профилю лопатки.

В конструкции НА демпферы размещают в элементах крепления лопаток (рис. 115).

При этом необходимо учитывать два обстоятельства:

- необходимость установки демпфера при проектировании компрессора неочевидна, т.к. опасные переменные напряжения в лопатках выявляются только при испытаниях тензометрированием,

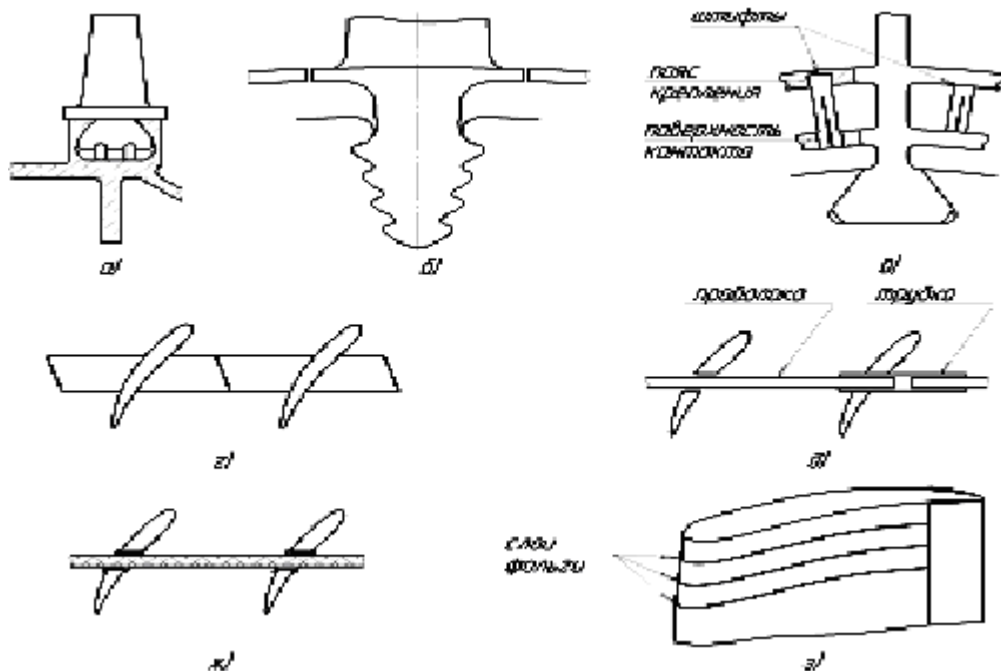


Рис. 114. Размещение демпферов в элементах рабочих лопаток:

в хвостовике: а) в хвостовике “ласточкин хвост” с закруглёнными гранями два профилированных троса разреженной структуры, б) “раззорование” хвостовика ёлочного типа по рабочей поверхности первой пары зубьев;

в зоне ножки хвостовика: в) штифтовый демпфер (2 разрезных штифта) с креплением в верхней полке и с рабочей поверхностью контакта в нижней;

в связях лопаток: г) трение по контактным поверхностям антивибрационных полок, д) составной проволочный бандаж с телескопическими трубками, установленный в отверстия пера лопаток с зазором – трение в контакте лопатки и бандажа, находящегося в поле центробежных сил, ж) цельноплетеный (без разъёма) тросовый бандаж, жёстко скреплённый с каждой лопаткой – диссипация энергии колебаний при трении по многочисленным контактам проволок;

в пере: з) снятый слой по перу и спинке (до 0,6 мм) заполняется слоями фольги и клея

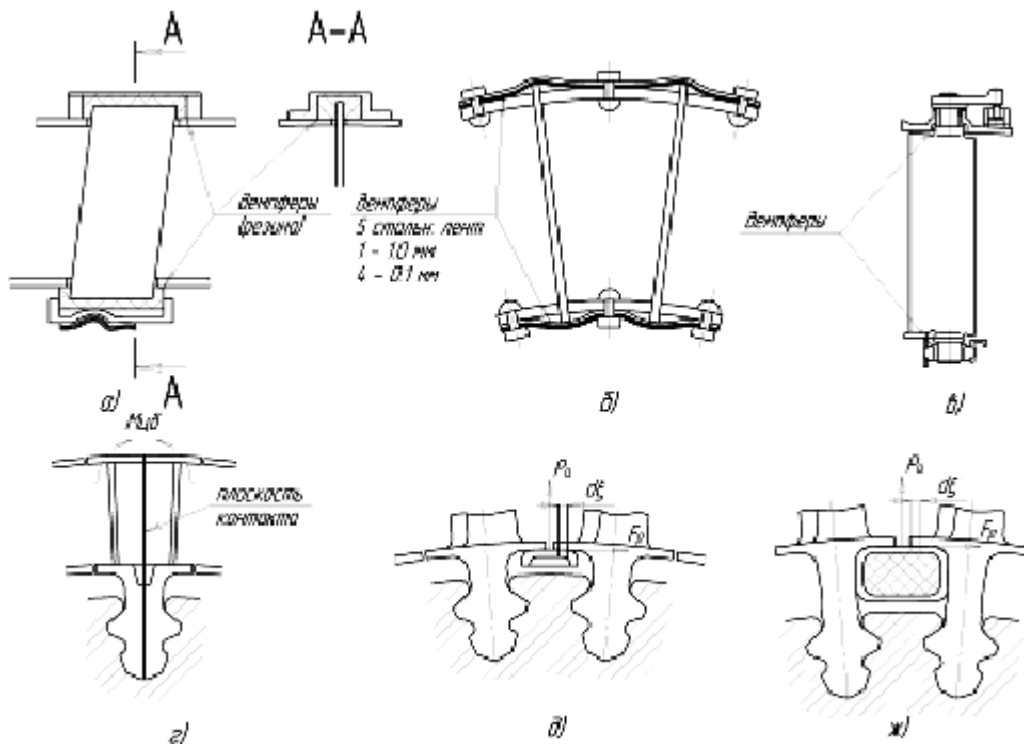


Рис. 115. Реализованные конструкции демпфирующих устройств лопаток:

а) резиновые демпферы НА вентиляторной ступени (LF507), б) пластинчатые демпферы лопаток НА вентилятора: набор 5-ти лент прижатых заклепками: к концам лопатки, в) втулки-подшипники из материала МР с наполнителем для лопаток РНА (АЛ-41Ф), г) турбинные лопатки с бандажными полками 2 лопатки в одном пазе диска с

притертой поверхностью контакта (Д-36, Д18Т), д) демпферы в зоне полки хвостовика – грузы контактирующие с полками (Д-30), ж) вариант д, но нагрузку выполняют уплотнительные элементы (НК-56)

- для установки демпфера необходимо предусмотреть определенный объем в конструкции РК и НА.

Все сказанное не означает, что демпферы не устанавливаются при проектировании. Демпферы, не лимитирующие ресурс двигателя, законно закрепляются в конструкции двигателя.

Рекомендации к проектированию демпферов. Демпфер должен иметь логарифмический декремент затухания $\delta \geq 0.05..0.07$, снижать переменные напряжения до $\delta_v = 30..60 \text{ МПа}$, иметь малые габариты и ресурс не менее ресурса компрессора.

Работа сил трения будет тем выше, чем больше сила трения и перемещение. Значит, при прочих равных условиях демпфер следует размещать в местах с максимальным перемещением. Для этого нужно провести анализ частот и форм колебания лопатки и определить наиболее опасные формы и перемещения отдельных элементов лопатки.

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

Видео. Моделирование сборки и работы штифтового демпфера.

7. Особенности конструкции центробежных и осецентрированных компрессоров

Высокая степень повышения давления в одной ступени (6-10) – это главное преимущество центробежной ступени перед осевой, которое определяет в настоящее время интерес к осецентрированным компрессорам.

[Видео](#). Рабочее колесо центробежного компрессора.

7.1. Согласование расходов воздуха в осевых и центробежных ступенях

Параметры центробежной ступени показаны на рис. 116.

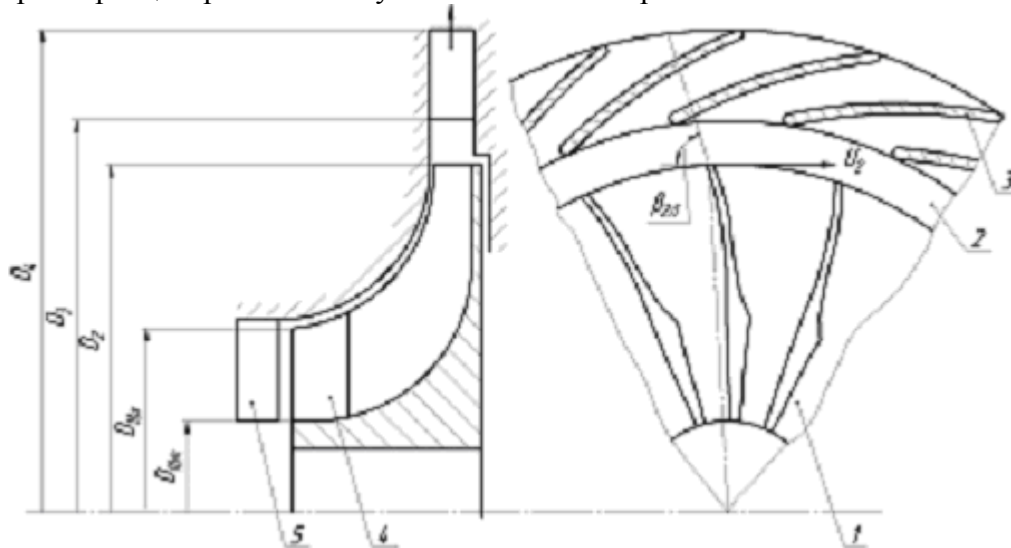


Рис. 116. Геометрические параметры центробежной ступени:

1 - рабочее колесо; 2 - безлопаточный диффузор; 3 - лопаточный диффузор; 4 - вращающийся направляющий аппарат (ВНА); 5 - неподвижный направляющий аппарат (ННА)

Как и в осевом компрессоре, воздух подходит к РК ЦБК со скоростью c_1 под углом α_1 к фронту решетки. Связанная с диском решетка профилей выполнена таким образом, что обеспечивает заданный кинематический угол β_1 и диффузорность межлопаточных каналов. Из-за прочностных и технологических преимуществ в ЦБК авиационных двигателей часто используются РК с радиальным выходом с углом $\beta_2 (\beta_{2л}) = 90^\circ$ (рис. 117).

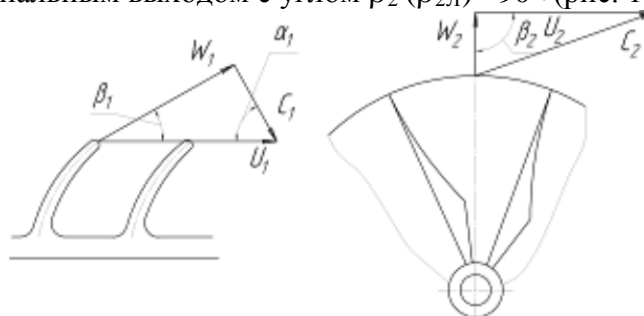


Рис. 117. Треугольники скоростей в РК на входе и на выходе

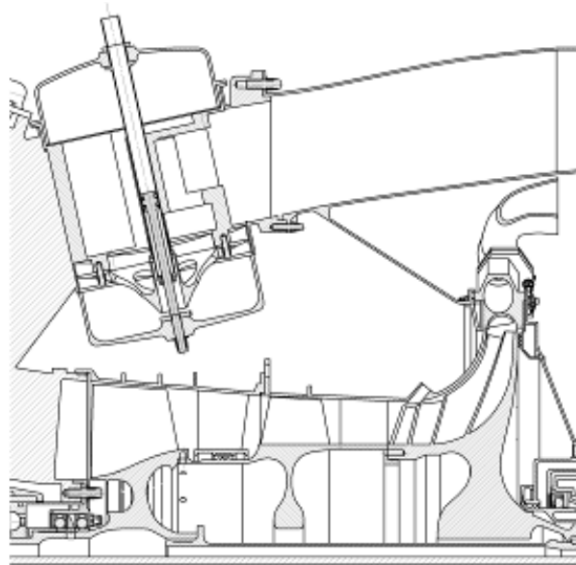


Рис. 118. Осецентрированный компрессор ТРДД PW530 с клапаном перепуска воздуха

Анализируя особенности осецентрированного компрессора необходимо учитывать, что при работе на пониженных частотах вращения может произойти потеря устойчивости, т.к. расход воздуха через осевую ступень оказывается значительно больше, чем пропускает центробежная ступень, а в итоге может произойти заклинивание центробежной ступени.

Поэтому для согласования расходов осевого и центробежного компрессора и для облегчения запуска производят перепуск части воздуха (10..15%) через клапаны перепуска (рис. 118).

Влияние клапанов на положение рабочей линии на характеристике осецентрированного компрессора показано на рис. 119.

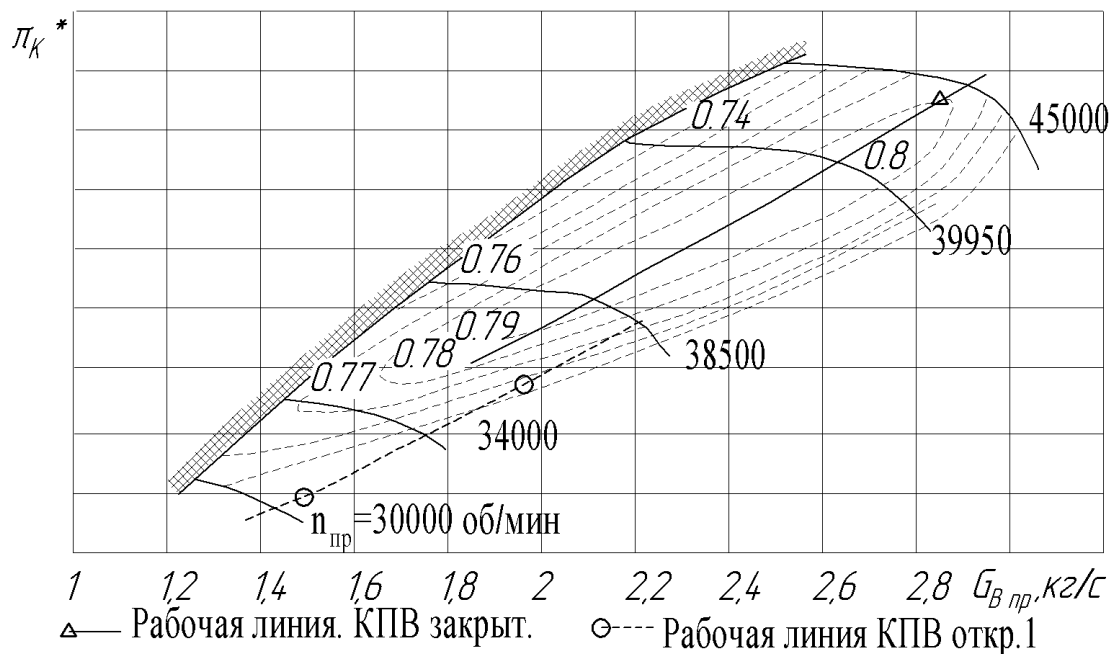


Рис. 119. Характеристика осецентрированного компрессора

Тарельчатые клапаны перепуска воздуха открыты на режимах запуска, малого газа и на

переходных режимах.

Проточная часть осевого компрессора в ряде случаев (например, в ТРДД PW300) ниспадает на подходе к РК центробежной ступени. Это позволяет уменьшить радиальные габариты ступени.

[Видео.1](#). Изменение геометрии лопаток центробежного колеса в зависимости от требуемых параметров компрессора.

[Видео.2](#). Построение 3-D модели центробежного колеса.

7.2. Особенности нагружения ротора и статора

Осевая сила. Рассмотрим общий случай – ступень с полуоткрытым колесом с лабиринтом или другим уплотнением на обратной стороне диска (рис. 120). **Осевая сила, действующая на РК**, определяется алгебраической суммой осевых газодинамических сил, действующих на отдельные элементы колеса, и направлена против потока, т.е. вперед

$$P_{oc} = -(P_1 + P_2) + P_3 + P_4$$

Сила P_1 , действующая на площадь входного канала, выражена через параметры потока воздуха: давление p_1 , плотность ρ и осевая скорость c_{1a}

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{вг}^2) (p_1 + \rho c_{1a}^2)$$

Сила P_2 , действующая на участке поверхности колеса, ограниченной разностью диаметров $(D_2 - D_1)$, с переменным давлением воздуха p по радиусу. Обычно принимают, что давление изменяется по квадратичной параболе:

$$p = p_2 \left(\frac{r}{R_2} \right)^2$$

$$P_2 = \frac{2\pi p_2}{R_2^2} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr = \frac{\pi}{8} p_2 \left[D_2^2 - D_1^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]$$

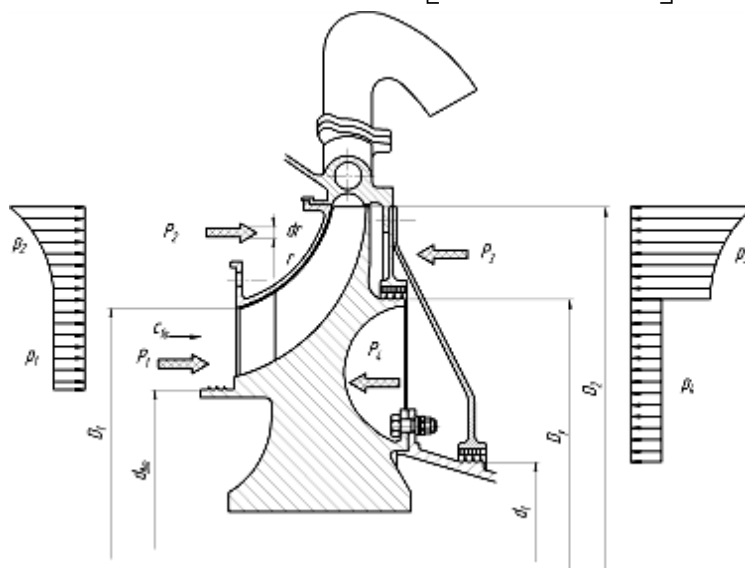


Рис. 120. Осевые силы, действующие на полуоткрытое колесо центробежной ступени

Сила P_3 действует на заднюю стенку колеса от периферии до лабиринтного уплотнения. Для упрощения расчета принимают линейное распределение давления по радиусу.

$$P_3 = \frac{1}{2} (p_2 - p_y) \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_y^2)$$

Сила P_4 действует на площадку ниже лабиринта

$$P_4 = \frac{\pi}{4} P_4 (D_y^2 - d_1^2)$$

При оценке общего баланса сил, действующих на ротор осецентрированного компрессора и ротор турбины, лабиринтное уплотнение может и не потребоваться.

Статор центробежной ступени имеет плоские стенки, на которые действуют силы давления (рис. 121), крутящий и изгибающий моменты.

Резкое уменьшение диаметра передней стенки корпуса от D_2 до D_1 и изменение сопротивлению изгибу и кручению вызывают необходимость усиления передней стенки (LF507) или введения корпуса с двойной стенкой (PW300 и др.).

В последнем случае, когда передняя стенка работает на разности давлений, усиления может и не быть. Задняя стенка всегда нагружена разностью давлений.

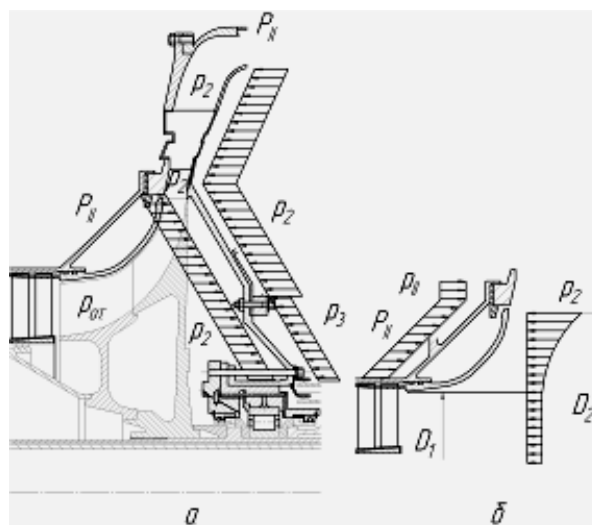


Рис. 121. Осевые силы, действующие на статор центробежной ступени:
а – общая схема нагружения; б – силы, действующие на переднюю стенку

Нагружение рабочего колеса центробежными силами.

При расчете на прочность рабочего колеса центробежной ступени обычно прибегали к введению так называемой приведенной удельной массы, когда нагрузки от центробежных сил и температурных деформаций воспринимались только диском, а жесткость лопаток на растяжение не учитывалась. Тогда, используя приведенную плотность материала, диск рассчитывается обычными методами. Однако это приводит к двукратному завышению напряжений в диске и к увеличению массы колеса.

Использование конечно-элементной модели исключает этот недостаток.

Отметим, что распределение напряжений в колесе по радиусу аналогично картине распределения напряжений в диске ротора осевого компрессора.

Как и в осевом компрессоре лопатки рабочего колеса испытывают воздействие переменных газодинамических сил, возникает опасность резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения.

Возможны колебания лопаток на жестком диске, совместные колебания лопаток с диском и так называемые консольные высокочастотные колебания, когда колеблется только часть лопатки.

Опасными являются первые две формы колебания первого вида, именно они чаще становятся причиной усталостных разрушений лопаток.

7.3. Конструкция отдельных элементов

Входное устройство центробежной ступени может быть с неподвижным направляющим аппаратом (ННА), обеспечивающим предварительную закрутку воздушного потока ($C_{1u} > 0$) или без ННА ($C_{1u} = 0$). В качестве ННА в осецентрированном компрессоре выступает НА последней ступени осевого компрессора.

Рабочее колесо. В авиационных ГТД используются полуоткрытые колеса, входная часть которого может быть с вращающимся направляющим аппаратом (ВНА) или без него. ВНА может быть выполнен зацело с рабочими лопатками или на отдельном диске, как на LF507.

Для обеспечения заданной густоты решетки число лопаток на периферии увеличивается за счет лопаток укороченной длины.

Важным моментом при выборе конструкции колеса является угол на выходе $\beta_{2л}$. При $\beta_{2л} = 90^\circ$ лопатки расположены радиально, что упрощает технологию изготовления.

Материал колеса выбирается в зависимости от нагруженности, температуры и других условий: используется алюминиевый сплав, титановый сплав и жаропрочный сплав.

Корпус центробежной ступени сопрягается с корпусом осевого компрессора и корпусом камеры сгорания и входит в силовую схему корпуса двигателя.

Конструктивная схема корпуса центробежной ступени зависит от расположения турбинного подшипника ротора газогенератора.

Расположение подшипника перед турбиной определяет нагружение задней стенки с переходом на переднюю в зоне диффузора. Все трубопроводы к опоре проходят в зоне задней стенки.

Если опора за турбиной, то задняя стенка, нагруженная перепадом давлений, несёт на себе только элементы уплотнений.

Диффузоры центробежной ступени, предназначенные для преобразования кинетической энергии воздушного потока, выходящего из рабочего колеса в потенциальную энергию давления можно увидеть в разных исполнениях: щелевой, а за ним лопаточный диффузор в ТРДД LF507, диффузор в виде расширяющихся патрубков сложной формы в ТРДД PW300 и PW530.

Диффузоры за центробежной ступенью должны не только уменьшать скорость потока, но и устранять его закрутку относительно оси двигателя.

Осовой вход в камеру сгорания обеспечивается спрямляющим аппаратом как на ТРДД LF507 или соответствующей ориентацией патрубков-диффузоров.

Клапаны перепуска воздуха (обычно используются тарельчатого типа - 1...3 клапана) часто располагаются на передней наклонной стенке ресивера.

Видео. Конструкция модернизированного газогенератора ТВД М-601 с центробежным колесом (без осевых ступеней).

Проектные задания

Используя системный анализ провести декомпозицию компрессора, выделив существенные связи; выполнить альтернативный вариант конструкции в масштабе 1:1 с обоснованием принятых решений.

Провести расчет осевых и радиальных зазоров для всех ступеней (номинал и предельные отклонения), подобрать хвостовик лопатки и оценить непробиваемость корпуса, назначить материалы деталей.

- 1. КВД ТРДД НК-56:** выполнить ротор сварным по технологии blisk, кроме первой ступени; статор с двойной стенкой.
- 2. КВД ТРДДФ F404:** для повышения ремонтпригодности выполнить ротор разъемным; консольные НА, начиная с третьей ступени; статор с двойной стенкой, перепуск воздуха за пятой ступенью.
- 3. КВД НК-8:** выполнить ротор современной конфигурации – сварной, а начиная со второй ступени – по технологии blisk; статор с двойной стенкой; консольные НА (кроме первого); ВНА и РНА на первой ступени.
- 4. КВД ТРДД RB211-535:** выполнить ротор разъемным, по технологии blisk (кроме первого РК), статор неразъемный; НА консольные; РНА на первой и второй ступени.
- 5. КВД ТРДДФ RB199:** выполнить ротор современной конфигурации – сварной по технологии blisk (кроме первой отъемной ступени); НА консольные; РНА на первой и второй ступени и перепуск воздуха за пятой ступенью.
- 6. КВД ТРДД АИ-25:** выполнить ротор сварным по технологии blisk (кроме двух отъемных ступеней); НА консольные; ВНА, РНА на первой ступени; перепуск воздуха за шестой ступенью.
- 7. КВД ТРДД ПС-90:** выполнить ротор современной конфигурации – сварной по технологии blisk (кроме первых двух ступеней); статор с двойной стенкой; НА двухопорные; ВНА, РНА на первых трех ступенях; перепуск воздуха за седьмой ступенью.
- 8. КВД ТРДД CFM56-5C:** выполнить ротор дисковой конструкции (по типу «Спей»), начиная с третьей ступени; 3,4 и 5 ступени – с шарнирным замком; последние ступени по технологии blisk; ВНА, РНА на первой и второй ступени; перепуск воздуха за седьмой ступенью.
- 9. КВД ТРДД PW300:** для повышения ремонтпригодности выполнить ротор разъемным; на первой ступени хвостовик «ласточкин хвост» вдоль хорды, на остальных – в кольцевой паз; НА консольные; клапан перепуска перед центробежной ступенью.
- 10. КВД ТРДДФ АЛ-31Ф:** выполнить ротор сварным; первые 3 ступени по технологии blisk; НА двухопорные; статор с двойной стенкой; перепуск воздуха за шестой ступенью.
- 11. КВД ТРДД PW2000:** выполнить статор с двойной стенкой; ротор из трех частей до пятой ступени штатное исполнение, но РНА и НА консольные; 6...12 ступень - ротор по технологии blisk с консольными НА; перепуск воздуха за восьмой ступенью; на 10...12 ступенях – меры против «титанового пожара».
- 12. КВД ТРДД Д-36:** первые пять РК выполнить по технологии blisk и НА консольные; статор с двойной стенкой (по типу CFM56-5C); ВНА, РНА за первой ступенью и перепуск воздуха в базовом исполнении.
- 13. КВД ТРДД JT9D:** выполнить ротор современной конфигурации – сварной, blisk с третьей ступени; РНА на двух ступенях; перепуск воздуха за шестой ступенью; статор с двойной стенкой.
- 14. КВД ТРДД RB432:** выполнить ротор из двух частей: по технологии blisk на первых 6 ступенях; остальные – «ласточкин хвост» в кольцевой паз; на последней группе ступеней – консольные НА, РНА и перепуск воздуха за пятой ступенью по типу НК-8.
- 15. КВД ТРДДФ M88-2:** ротор выполнить по технологии blisk на первых двух ступенях, на остальных - «ласточкин хвост» в кольцевой паз; НА консольные; ВНА, РНА и перепуск воздуха за четвертой ступенью.

16. КВД ТВВД GE36: выполнить ротор разъемный по типу «Спей», рабочие колеса по технологии blisk; консольные НА на трех последних ступенях; двойная стенка со второй ступени; РНА и перепуск воздуха за четвертой ступенью.

17. КВД ТРДД LF507: выполнить ротор сварным по технологии blisk с третьей ступени; статор с двойной стенкой; ВНА, РНА на 3 ступенях, перепуск воздуха перед центробежной ступенью.

18. Компрессор Твд Т700: выполнить ротор разъемным по типу ГТД-3Ф; статор с двойной стенкой; НА двухопорные; перепуск воздуха перед центробежной ступенью.

19. КВД ТРДД V2500: выполнить ротор современной конфигурации из двух частей: до 5 ступени по технологии blisk (первого РК), с 6 по 10 – с мероприятием против «титанового пожара»; НА двухопорные по всем ступеням; ВНА и РНА на первых двух ступенях; перепуск воздуха за седьмой ступенью.

20. КСД ТРДД АТФ3: выполнить ротор сварным, последние три ступени по технологии blisk; РНА на первых двух ступенях, статор с двойной стенкой; консольные НА; перепуск воздуха за четвертой ступенью.

Контрольные вопросы

1. В конструкции осевых компрессоров используется несколько типов хвостовиков рабочих лопаток: «ласточкин хвост», елочный и шарнирный.

С чем связано, что угол при вершине «ласточкина хвоста» по стандарту может быть 40° , 60° и 90° ? Почему на вентиляторной ступени ТРДД используют хвостовики «ласточкин хвост» и елочный, а на последующих ступенях елочный не применяется? В каких случаях прибегают к использованию шарнирного замка?

2. В роторе барабанно-дисковой конструкции передачу крутящего момента и центрирование выполняют с помощью фланцевого болтового соединения, торцевых треугольных шлицев и радиальных штифтов.

Для чего и как обеспечивается центрирование в первом случае и каковы причины потери центрирования в процессе работы двигателя? Почему во втором и последнем случае упрощается решение этих задач? Как обеспечивается решение перечисленных проблем в роторе дискового типа?

3. Прочность дисков, проставок и трактовых колец обеспечивается их оптимальными конструктивными формами.

Одинаково ли напряженное состояние дисков и трактовых колец? Покажите конструктивные формы дисков и трактовых колец в порядке возрастания несущей способности. Каковы причины такого роста?

4. Для заглушения шума в авиационных ГТД широко используются звукопоглощающие конструкции (ЗПК).

Каков принцип действия ЗПК? Как настраивается ЗПК? Для чего делают двухслойные ЗПК? Как конструктивно соединяется оболочка ЗПК с фланцами и другими деталями?

5. Из всего многообразия конструктивных схем статора компрессора в последнее время конструктор все чаще выбирает неразъемный статор и статор с двойной стенкой.

С чем связан такой выбор? Есть ли между этими двумя схемами сходство? Как производится сборка компрессора в этих двух случаях?

6. Минимальные радиальные зазоры в компрессоре и турбине на крейсерском режиме и стабилизация их по ресурсу – гарантия высокой экономичности ГТД.

Каковы принципиальные трудности назначения минимальных монтажных радиальных зазоров? Какие конструктивные меры позволяют преодолеть эти затруднения? Какие методы используются для управления радиальными зазорами?

7. Резонансные колебания и автоколебания рабочих лопаток вентилятора, приводящие к росту переменных напряжений σ_v , вынуждают идти на конструктивные усложнения и, в частности, на установку антивибрационных полок.

Есть ли различие в проявлении (протекании $\sigma_v=f(n)$) радиальных колебаний и автоколебаний? Что положительное и негативное приносит антивибрационная полка? Другие методы снижения σ_v при автоколебаниях?

8. При работе нерасчетных режимах многоступенчатого осевого компрессора возможен помпаж.

Каковы причины возникновения помпажа? Какова опасность помпажа для компрессора и двигателя в целом? Как устраняется помпаж перепуском воздуха и как организуется перепуск?

9. Для устранения опасного обледенения лопаток ВНА организуется их конвективный и пленочный обогрев поверхности лопаток.

На какие поверхности профиля следует подавать тепло? До какой температуры нужно нагревать поверхность лопатки и что при этом будет происходить со льдом? Какой режим работы двигателя наиболее опасен в условиях обледенения?

10. Для исключения помпажа в осевом компрессоре ГТД используются регулируемые направляющие аппараты (РНА).

Каков механизм воздействия РНА на срывные процессы в компрессоре? Как изменяется угол установки лопаток по режимам и как это изменение обеспечивается конструкцией РНА? Каково назначение РНА на последней группе ступеней?

11. Геометрия хвостовика лопаток «ласточкин хвост» регламентируется стандартом с углом клина 40° , 60° и 90° .

Какова роль этого угла при проектном размещении лопаток в диске и при выборе посадок хвостовика лопаток в паз диска? Как влияет угол клина на демпфирующие свойства замка? Почему при угле 90° становится опасной фреттинг-коррозия?

12. При работе двигателя во время стоянки и рулежки на аэродроме во вход двигателя засасываются мелкие частицы, песок. Это вызывает эрозию поверхности лопаток компрессора и снижение их предела выносливости.

Каков механизм попадания твердых частиц в тракт? Покажите процесс эрозии и причины снижения предела выносливости лопаток? Каковы меры борьбы с попаданием твердых частиц на лопатки?

13. Шарнирный замок (хвостовик типа «проушина»), размеры которого определяются отраслевым стандартом, в современных компрессорах применяется редко.

Какое основное преимущество лопатки с таким замком (покажите это на резонансной диаграмме)? Каковы недостатки такого хвостовика? Имеется ли влияние шарнирного замка на КПД ступени?

14. «Титановый пожар» в компрессоре ВД ТРДД сделал необходимым определение защитных мер.

Каковы причины механизм проявления «титанового пожара»? При каких условиях возникает пожар? Каковы основные конструктивные меры против «титанового пожара»?

15. Сварной ротор позволяет получить преимущества по массе, по числу деталей, по стабильности балансировки в течение ресурса и др.

А каковы недостатки сварного ротора? Можно ли смонтировать такой ротор в неразъемный корпус? Каковы технология сборки и изготовления ротора в целом?

16. Один из методов управления радиальными зазорами является подогрев ротора, так называемый метод «termatic rotor».

Как происходит изменение радиального зазора при подогреве диска? Какой элемент диска следует интенсивно подогревать? На каком режиме работы двигателя осуществляется операция подогрева?

17. Композиционные материалы (КМ), обладая малой массой, высокой удельной прочностью σ_V , σ_V/ρ , возможностью управлять жесткостью, а, следовательно, собственной частотой и демпфированием постепенно начинают использоваться для рабочих лопаток компрессора.

Назовите конструктивные особенности лопатки из КМ (передняя кромка, хвостовик). Почему не изменяется собственная частота лопатки при переходе, например с титана на сталь и алюминий, и почему это изменение возможно при переходе на КМ? В чем причины высокого демпфирования (назовите величину декремента затухания)?

18. Неправильно организованный перепуск воздуха из компрессора может привести к возбуждению опасных колебаний лопаток.

Каков механизм возбуждения колебаний лопаток при парциальном отборе воздуха из компрессора? Каковы требования к пропускной способности окон, ресивера, клапанов? В каких случаях прибегают к щелевому перепуску?

19. При проектировании осевого компрессора существует проблема присоединенных объемов в случае использования двухопорных НА. Нарисуйте схему перетекания воздуха через присоединенные объемы. В чем опасность присоединенных объемов? Какие конструктивные меры используют для отсечения присоединенных объемов?

20. Высокая степень повышения давления в центробежной ступени (в 3..5 раз выше, чем в осевой) главная причина повышенного внимания к осецентрированным компрессорам.

Каковы физические основы высокого сжатия в центробежной ступени? Почему необходимо проводить согласование работы осевых и центробежной ступени? Где и как необходимо для этого организовывать перепуск воздуха?

Заключение

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

Каждый авиационный двигатель аккумулирует в себе идеи, научные достижения и технические решения своего времени. Это наследие передовой научно-технической мысли нужно бережно хранить и строить на этом обучение новых поколений конструкторов, не вдаваясь в технические подробности, а основываясь на принципах проектирования показывать наиболее ценные решения, которые имеют долговременное действие и применение.

Обучение проектированию основывается на знании фундаментальных и многих технических дисциплин. Это особенно зримо проявляется в процессе системного анализа конструкции газотурбинного двигателя и его модулей. Появление новых оригинальных конструктивных решений на основе системного анализа имеет перспективу. Дело всё в том, что математической модели творчества пока нет и на этапе замысла конструкции двигателя или другого объекта основным движущим началом является творчество и интуиция конструкторов и исследователей, располагающих научной информацией, запасом знаний и обладающих опытом создания изделий данного типа.

Отметим, что и прототипы, которые предлагает педагог своему ученику, должны носить вспомогательный характер при создании своего собственного варианта конструкции.

Список литературы

1. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
2. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин: Учебник. – Самара: ФГУП “Изд-во “Самарский Дом печати”, 2003. – 336 с.
3. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачёв С.В. и др. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.
4. Вьюнов С.А., Гусев Ю.И., Карпов А.В. и др. Под общ. ред. Хромина Д.В. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
5. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачёв С.В. и др. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. – Самара: СНЦ РАН, 2004. – 266 с.
6. Постников А.М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 286 с.
7. Дёмин Ф.И., Проничев Н.Д., Шитарев И.Л. Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 2002. – 328 с.
8. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
9. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование ВРД. Изучение и анализ конструкции: Учебное пособие. / Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 2002. – 303 с.
10. Авиационные правила, часть 33 (АП-33). Нормы лётной годности двигателей воздушных судов. Межгосударственный авиационный комитет, 1994.– 46 с.
11. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок. С.Пб.: С.Пб. – ГПУ 2004. – 390 с.

Учебное издание

Старцев Николай Иванович, Фалалеев Сергей Викторович

**КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ:
КОМПРЕССОР**

Учебное пособие (курс лекций)

Редактор
Компьютерная верстка
Доверстка

Подписано в печать _____ г. Формат _____.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. _____. Усл. кр.-отт. _____. Уч.-изд.л. _____.
Тираж ____ экз. Заказ _____. Арт. С- ____/2006

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.