

Министерство высшего и среднего специального образования  
Р С Ф С Р

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный  
институт имени академика С.П.Королева

Н.Г.Г а в р и л о в, Н.И.С т а р ц е в

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ ТУРБИН ГТД

Под редакцией проф. А.И.Б е л о у с о в а

Утверждено редакционно-  
издательским советом института  
в качестве учебного пособия

Куйбышев 1984

Г а в р и л о в Н.Г., С т а р ц е в Н.И. Проектирование осевых турбин./Под ред. проф. А.И.Белюсова: Учебное пособие. -Куйбышев:КуАИ, 1984.- 84 с.

Учебное пособие содержит анализ конструктивных исполнительных элементов осевых газовых турбин, сопоставление вариантов конструкции и рекомендации по выбору предпочтительного варианта. В пособии дан порядок проектирования как всей турбины, так и ее отдельных элементов. Оно отражает современные взгляды на проектирование высокоэффективных авиационных газовых турбин.

Пособие предназначено для студентов моторостроительных специальностей авиационных вузов и будет полезно инженерам авиадвигателестроения.

Рецензенты: к.т.н. Г.З.З а р о в, к.т.н. Г.И.И ш у т и н

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Основная задача пособия – показать мотивы выбора того или иного конструкторского решения при проектировании осевых газовых турбин авиационных ГТД и тем самым помочь конструктору делать осознанные шаги на этапах создания конструкции турбины.

Такой подход предопределил и само построение пособия, его глав и разделов. Расположение материала в пособии соответствует порядку отдельных операций при проектировании: выбор конструктивной схемы турбины, конструктивное оформление проточной части и далее переход к конструированию элементов ротора, статора и опор. В начале глав и ряда разделов формулируются критерии (требования), на основании которых затем рассматриваются преимущества и недостатки вариантов конструкции элементов турбины, и, где это возможно, даются рекомендации по выбору предпочтительного варианта. Пособие отражает современные взгляды на проблемы создания высокоэффективных осевых газовых турбин.

Как пользоваться пособием?

После выбора конструктивной схемы турбины необходимо в размерах проточной части, полученных при газодинамическом проектировании, разработать конструкцию рабочих лопаток (бандажные связи, хвостовики, фиксаторы лопаток в диске, элементы охлаждения и др), выбрать конструкцию сопловых аппаратов и величины осевых зазоров. Разработав конструкцию проточной части, следует переходить к разработке конструкции ротора (в соответствии с конструктивной схемой турбины), т.е. продвигаться от периферии к центру. Такой порядок оградит начинающего конструктора от переделок и лишних шагов при проектировании турбины.

Естественно, начиная пользоваться пособием, желательно его прочесть, но можно изучать его и по отдельным разделам по мере продвижения при проектировании турбины или читать только интересующий раздел.

Пособие написано доцентом к.т.н. Н.И.Старцевым (предисловие, гл.1,3) и к.т.н. Н.Г.Гавриловым (гл.2,4). Гл. 5 принадлежит обоим авторам.

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ТУРБИНЫ

Конструктивная схема турбины является частью конструктивной схемы всего двигателя. Поэтому выбор конструктивной схемы турбины производится во взаимосвязи с формированием конструктивной схемы двигателя.

Конструктивная схема двигателя характеризуется типом, количеством и взаимным расположением основных элементов двигателя. Она определяет силовую систему ГТД [1,2].

Силовой системой двигателя называется совокупность элементов конструкции, которые воспринимают действующие на них нагрузки и передают эти нагрузки в виде равнодействующей на летательный аппарат. Упрощенное изображение силовой системы называется схемой силовой системы или силовой схемой.

Обоснование выбора конструктивной схемы двигателя в пояснительной записке заменяет при выполнении курсового проекта разработку общей компоновки двигателя, а при дипломном проектировании позволяет целенаправленно подойти к выбору конструкции двигателя (общей компоновки) и его отдельных элементов.

I.1. Требования к конструктивной схеме

При выборе оптимального варианта конструктивной схемы турбины необходимо учитывать следующее.

1. Жесткость корпуса и ротора турбины должна быть такой, чтобы уровень деформаций корпуса и ротора не приводил к критическому изменению радиальных и осевых зазоров на всех режимах работы двигателя и при эволюциях самолета. Выполнение этого требования позволяет снизить номинальные значения радиальных зазоров и стабильно сохранять их в течение всего ресурса.

2. Тепловые деформации отдельных элементов корпуса и ротора не должны приводить к появлению опасных перемещений и напряжений, для этого необходимо, чтобы конструкция и соединение деталей, работающих при больших перепадах температур, обеспечивали свободу тепловых деформаций или минимальные температурные напряжения.

3. При выборе места установки опор следует исходить из требова-

нии стабильности осевых и радиальных зазоров, из необходимости обеспечения температурного режима элементов опоры, находящихся в газовом потоке. Кроме того, нужно учитывать число ступеней и каскадов в турбине и сохранение заданного температурного режима в масляной полости опор.

4. Следует стремиться к наименьшему числу опор для турбокомпрессора [1]. Это означает, что каждый ротор (в случае двух- и трехвальной схемы) наиболее рационально размещать на двух опорах. При таком исполнении ротор представляет собой статически определимую систему, при которой легче обеспечивается соосность подшипников и валов, и, следовательно, достигается меньший уровень напряжений в элементах системы "ротор-статор". При этом смещение подшипников приводит лишь к изменению наклона оси вращения, но не вызывает при вращении ротора никаких дополнительных нагружений рассматриваемой системы. В случае же статически неопределимой системы, т.е. при 3- и 4-опорном роторе, такое нагружение может возникнуть.

б. Конструкция турбины должна представлять собой отдельный модуль или ряд модулей.

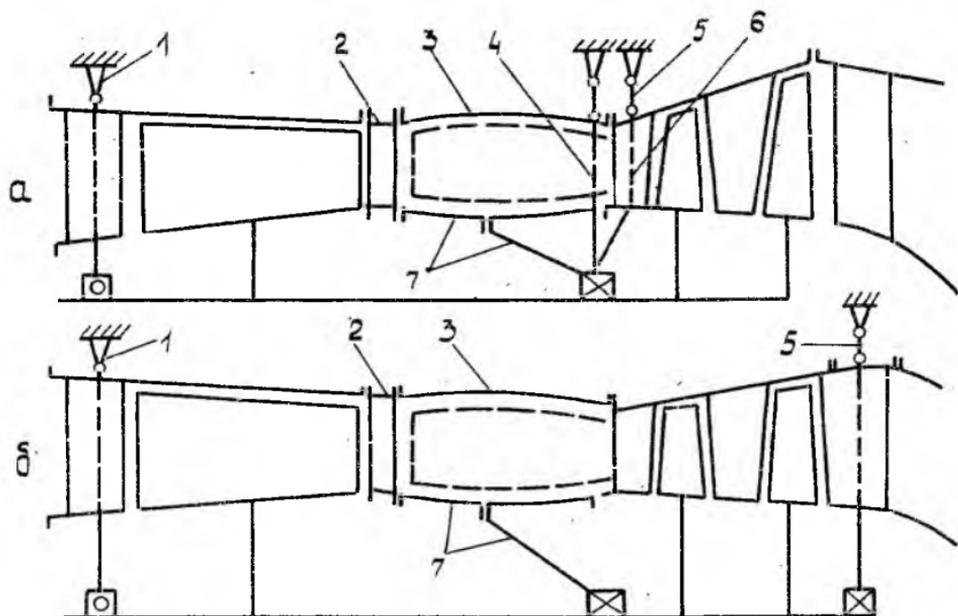
### 1.2. Поиск предпочтительного варианта конструктивной схемы

При выборе конструктивной схемы турбины задача о числе и месте расположения опор является одной из основных. Следует стремиться к минимальному числу опор, так как в этом случае упрощается конструкция всего двигателя. Но вместе с тем должны учитываться деформации ротора и статора, возникающие на критических частотах вращения и при полетах самолета. Недостаточная жесткость корпуса и ротора турбины может привести к необходимости увеличения радиальных и осевых зазоров. Поэтому при числе ступеней турбины более трех, согласно опыту создания авиационных ГТД, консольное расположение ротора обычно не используется.

Расположение опор зависит и от числа каскадов турбокомпрессора. Поэтому выбор конструктивной схемы турбины рассмотрим отдельно для одно-, двух- и трехвального двигателя. При о д н о в а л ь н о м роторе опору можно разместить перед турбиной и за ней (рис.1).

Размещение опоры перед турбиной приводит к двум вариантам силовой связи корпуса компрессора и корпуса турбины [2].

В первом варианте - с двойной разомкнутой связью - кроме наружной силовой связи, которой является наружный корпус камеры сгорания,



Р и в. 1. Схемы одновального ГТД с различными вариантами размещения опор турбины: а - опора перед турбиной с использованием двойной замкнутой силовой связи корпусов компрессора, турбины и опор; б - опора перед турбиной с использованием двойной разомкнутой связи и опоры за турбиной; 1 - основной узел подвески; 2 - направляющий аппарат последней ступени компрессора; 3 - наружная связь; 4 - вариант силового замыкания радиальными тягами, проходящими через газосборник; 5 - вспомогательный узел подвески; 6 - вариант силового замыкания через 1-СА; 7 - внутренняя связь

существует внутренняя связь между опорой турбины и корпусом двигателя (чаще всего это внутренний корпус КС в сочетании с другими деталями). Силовое замыкание внутренней и наружной связи осуществляется обычно или через направляющий аппарат последней ступени компрессора, или через стойки (ребра) в диффузоре камеры сгорания, т.е. вне зоны максимальных температур газа.

Именно благоприятный температурный режим элемента связи, находящегося в проточной части, определяет привлекательность такого решения.

Во втором варианте - с двойной замкнутой связью (реже с одинар-

ной внешней связью) – второе силовое замыкание происходит в зоне расположения опоры, т.е. перед турбиной. Оно может осуществляться радиальными связями, проходящими через внутреннюю полость лопатки 1-го силового аппарата (ТРД РД-3М-500), или диафрагмой, связывающей наружный корпус камеры сгорания с внутренним (ТРДД Д-20П), либо радиальными связями, проходящими в зоне газосборника (ТРДД Конуэй Ито 42). Если в двух последних двигателях элемент связи омывается вторичным воздухом камеры сгорания, то при проходе его через лопатку 1-го силового аппарата температурный режим будет неблагоприятным. Реализация такого конструктивного исполнения в современных высокотемпературных двигателях осложняется трудностью обеспечения прочности опоры и поэтому почти не находит применения.

В любом случае расположение опоры перед турбиной требует дополнительных конструктивных мер по организации теплозащиты и по обеспечению надежности подшипника, системы маслоподачи и суфлирования, увеличения опоры. Обычно трубопроводы маслосистемы и системы суфлирования подводят к опоре через передний пояс силового замыкания.

При расположении опоры за турбиной легче обеспечивается нужный температурный режим для всех элементов опоры.

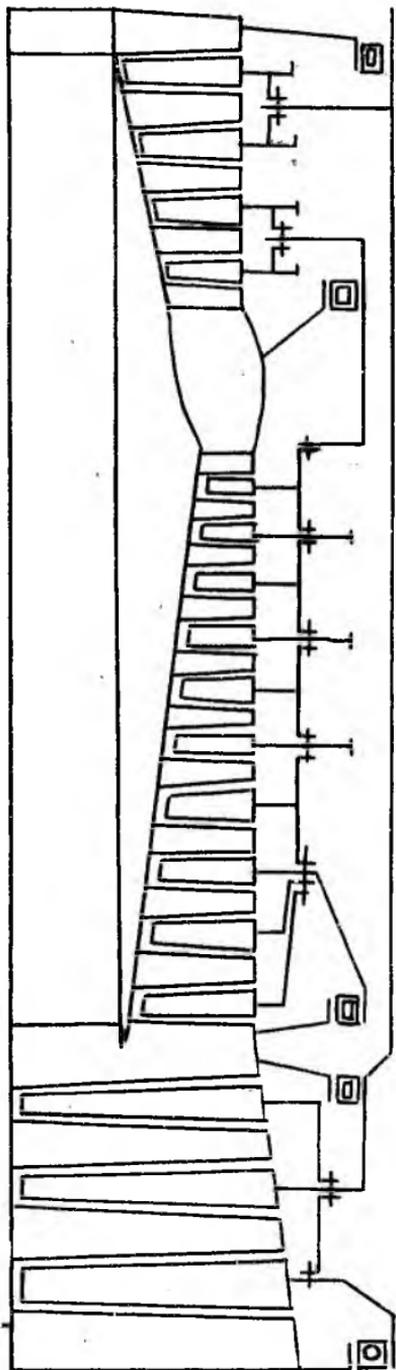
Но при таком решении увеличивается расстояние между опорами и может оказаться, что для увеличения изгибной жесткости ротора и корпуса потребуется сохранить и опору перед турбиной (ТВД НК-12МВ).

Учитывая большие трудности организации смазки и суфлирования опоры при проводке трубопроводов через проточную часть, во всех случаях расположения опоры перед турбиной систему смазки и суфлирования подвоят от задней (второй) опоры компрессора.

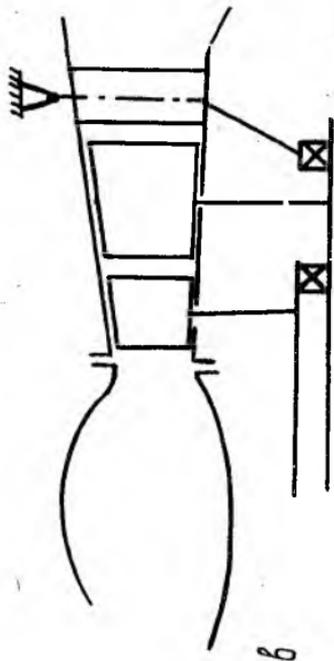
Рассмотрим несколько наиболее распространенных схем  $d \times u \times n$  вального ротора (ТРД и ТРДД) с различными вариантами размещения опор.

Первый вариант (рис.2,а) аккумулирует в себе практически все возможные расположения опор турбины одновального ротора. Действительно, при расположении опоры перед турбиной высокого давления (ВД), а опоры турбины низкого давления (НД) за турбиной можно использовать анализ размещения опор, проведенный для одновального ротора.

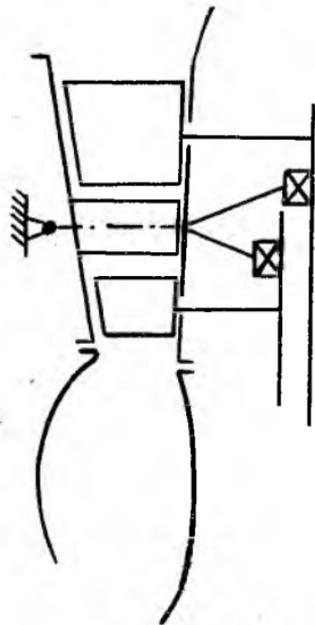
Второй вариант (рис.2,б) – с опорой между турбинами ВД и НД – позволяет разместить в одном узле (опоре) два подшипника и тем самым сократить число опор. Однако в высокотемпературных турбинах недостатком такой схемы является сложность обеспечения температурного режима силовых элементов опоры, масляной полости подшипников, трубопроводов и др. Введение элементов опоры в разрыв проточной части турбины



а



б



в

Р и с. 2. Схемы двухвального ГТД с различными вариантами размещения опор турбины: а - первая опора перед турбиной ВД, вторая - за турбиной НД; б - опора между роторами ВД и НД, совмещенная с 1-м сопловым аппаратом турбины НД; в - опора за турбиной с жесткими подшипниками.

приводит к значительным гидравлическим потерям и снижению КПД турбины. Обеспечивается это тем, что пропуск через лопатки I-го соплового аппарата турбины ЦД не только силовых стоек, но и коммуникаций подвода и отвода масла, суфлирования опоры, электропроводки от датчиков температуры температурного режима опоры и др., а также теплозащита этих элементов приводит к тому, что относительная толщина профиля лопаток получается завышенной.

Этот участок проточной части удобно использовать для ее использования при переходе на больший диаметр турбины НД (как, например, у ТТЦД ТГ-6).

Третий вариант (рис.2, в) — с использованием межвального подшипника — благоприятен тем, что наружная связь осуществляется через опору, установленную за турбиной (в области пониженных температур), и исключаются недостатки второго варианта, влияющие отрицательно на КПД турбины.

Недостаток такой схемы — появление межвального подшипника, наружное кольцо которого связано с одним ротором (например, с ротором каскада ЦД), а внутреннее — с другим (например, с ротором каскада ЦД). Обеспечение смазки и теплозащиты подшипника представляет определенные трудности.

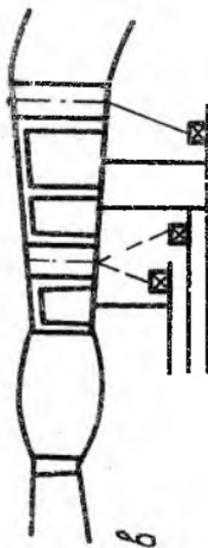
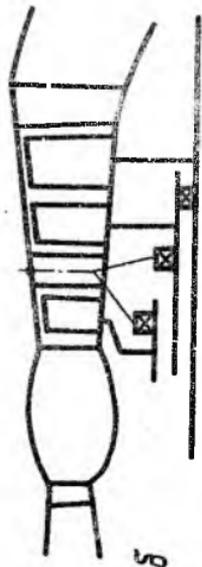
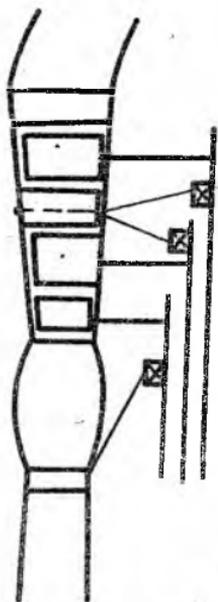
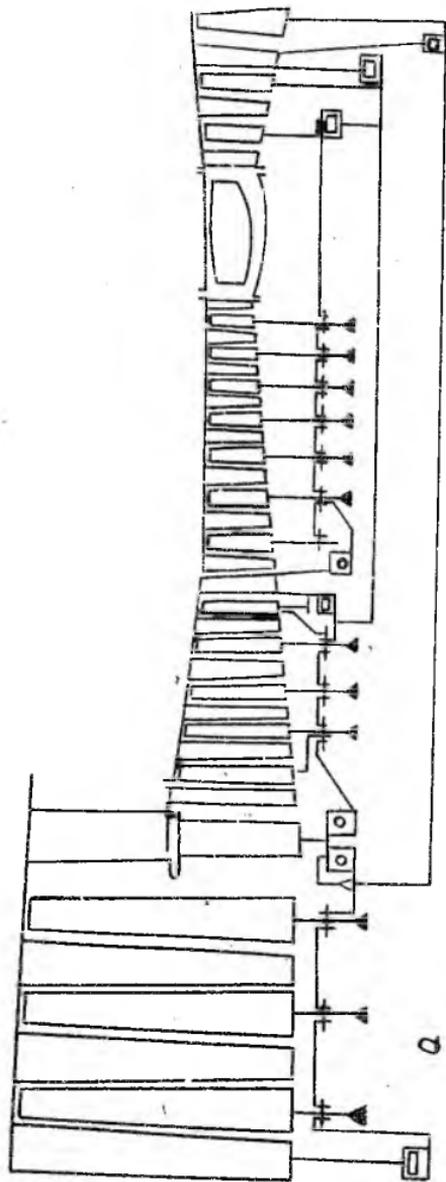
В трехвальном роторе у выполненных конструкций турбины использованы промежуточные опоры с межвальным подшипником (рис.3, а, б). Такое решение позволяет разместить все три подшипника в одном силовом узле, делает конструкцию турбины простой, облегчает проводку трубопроводов к опорам. Опора может быть расположена или за турбиной среднего давления (СД), как это показано на рис.3, а, или за турбиной ВД (см. рис.3, б).

При очевидном преимуществе первого исполнения (с точки зрения температурного режима опоры и гидравлического сопротивления в проточной части турбины) следует отметить, что межвальный подшипник находится в этом случае в более тяжелых условиях и по тепловому воздействию, и по частоте вращения, чем межвальный подшипник во втором исполнении.

При числе ступеней турбины каскада НД более трех следует вводить опору за этой турбиной. На рис.3, в, г представлены два варианта размещения опор, преимущества и недостатки которых были отмечены при анализе опор двухвального ротора (см. рис.2, а, в).

Опору за турбиной можно вводить и в схемах, показанных на рис.3, а, б, г.

Рассмотренными вариантами не исчерпываются возможности разме-



Р и с. 3. Схемы трехвального ГТД с различными вариантами размещения опор турбины: а — опора между роторами СД и НД, подшипник ротора ВД-межвальный; б — опора между роторами ВД и СД; в — одна опора между роторами ВД и СД, вторая — за турбиной; г — опора между роторами СД и НД, вторая — перед турбиной ВД

щения опор турбины в трехвальном роторе, и, следовательно, поиск оптимального варианта силовой схемы турбины с трехвальным ротором вовсе не следует ограничивать схемами, представленными на рис.3.

### 1.3. Конструирование модулей турбины

Модуль в широком понимании – это отдельный элемент двигателя, который можно автономно собрать и над которым можно осуществить все технологические операции по настройке и регулировке с тем, чтобы иметь возможность провести замену одного экземпляра на другой без доработки и регулировки при сборке двигателя или аналогичную замену в условиях эксплуатации без снятия двигателя с самолета. Этот принцип позволяет упростить и ускорить доводку, обслуживание и ремонт двигателя и значительно облегчает его эксплуатацию.

В турбине 3-вального ТРДД можно выделить следующие модули: затурбинная (задняя) опора, турбина НД, промежуточная опора, турбина СД, турбина ВД, передняя опора. Турбина по отношению ко всему двигателю тоже является модулем.

### 1.4. Расположение вспомогательного узла подвески двигателя

Крепление ТРД или ТРДД на самолете (или другом летательном аппарате) производится в двух плоскостях. При этом передняя плоскость подвески (или основной узел подвески) обычно проходит через переднюю опору у ТРД и через среднюю опору у ТРДД, т.е. возможно ближе к центру масс двигателя, задняя же плоскость (вспомогательный узел подвески) – через одну из опор турбины. От выбора места расположения плоскости передней и задней подвесок зависит ряд конструктивных характеристик элементов двигателя, в том числе и турбины. Отсюда вытекает необходимость решения ряда задач, связанных с местом расположения основного и вспомогательного узлов подвески, еще на этапе выбора конструктивной схемы как двигателя, так и турбины.

1. Место установки основного и вспомогательного узлов крепления должно быть выбрано так, чтобы при всех прочих равных условиях на них передавались минимальные нагрузки. Для этого основной узел подвески следует приближать к центру масс двигателя и увеличивать расстояние между основным и вспомогательным узлами подвески. Последнему требованию отвечает расположение подвески на задней опоре турбины.

Однако такое решение должно быть приведено в соответствие с изгибной жесткостью корпуса двигателя, чтобы увеличение расстояния между узлами подвески не вызвало возрастания прогиба корпуса, так как это, в свою очередь, привело бы к необходимости увеличить радиальные зазоры (для исключения касания ротора и корпуса).

2. Размещение и конструкция узлов подвески должны обеспечивать свободу температурных (тепловых) перемещений корпуса двигателя. Так как осевая фиксация двигателя обеспечивается основным узлом подвески, тепловые перемещения корпуса двигателя в осевом направлении происходят за счет вспомогательного узла.

3. Размещение и конструкция узлов подвески должны также допускать изменение положения корпуса двигателя относительно основного узла подвески, чтобы исключить деформации элементов двигателя при возможных деформациях элементов конструкции самолета, к которым крепится двигатель. Это также обеспечивается вспомогательным узлом, путем введения в него нескольких шарниров.

4. Подвеска не должна влиять на изменение радиальных зазоров в турбине. Для этого необходимо обеспечить жесткость опоры турбины, на которой размещается вспомогательный узел подвески, или плоскость размещения этого узла отдалить от плоскости размещения ближайшего рабочего колеса или соплового аппарата турбины.

5. Стойки (ребра) задней опоры являются источником возбуждения колебаний рабочих лопаток последней ступени турбины. Для уменьшения интенсивности возбуждения следует увеличивать осевой зазор между рабочим колесом и стойками опор. Он должен составлять 1,5...4 ширины венца рабочего колеса последней ступени.

### 1.5. Выбор способа транспортировки охладителя к элементам турбины

Выбор способа транспортировки охлаждающего воздуха к сопловым и рабочим лопаткам, к дискам и опорам турбины должен быть сделан на первом этапе проектирования, так как от этого зависит конструктивное исполнение проточной части и других элементов турбины, т.е. выполнение следующих шагов в проектировании турбины.

Когда установлено место отбора охлаждающего воздуха для того или иного элемента турбины, задача конструктора состоит в том, чтобы при транспортировке охладителя обеспечить:

минимальные гидравлические потери на пути к охлаждаемым элементам турбины;

минимальный подогрев охладителя, т.е. минимальные потери хладо-ресурса (подогрев возможен от более нагретых элементов и из-за подвода к охлаждающему воздуху работы от вращающихся деталей);

снижение утечек охлаждающего воздуха, которые имеют место из-за несовершенства неподвижных уплотнений в стыках элементов корпуса и контактных и лабиринтных уплотнений в системе "ротор-статор".

Мотивы выбора места отбора охлаждающего воздуха и способов его транспортировки различны для каждого из элементов турбины. Рассмотрим их для каждого элемента в отдельности.

Сопловая лопатка I-й ступени. При выборе места отбора охлаждающего воздуха исходят из уровня максимальной температуры газа перед турбиной  $T_{г.мах}^*$ . При  $T_{г.мах}^* \geq 1450-1500$  К обычно используется сопловая лопатка с пленочно-конвективным способом охлаждения, а при  $T_{г.мах}^* < 1450-1500$  К - лопатка с конвективным охлаждением.

В первом случае для организации пленочного охлаждения обязательен отбор воздуха за компрессором высокого давления, чтобы обеспечить разность давлений охлаждающего воздуха и газа, обтекающего лопатку, 5...15% и тем самым исключить затекание горячего газа во внутреннюю ее полость. Воздух обычно забирается из каналов вторичного воздуха камеры сгорания - это самый короткий и конструктивно наиболее простой способ подвода.

Лопатка имеет две внутренние полости. Из передней полости воздух подается для пленочного охлаждения, а в задней реализуется конвективное охлаждение. В заднюю полость может быть подан воздух, предварительно охлажденный в теплообменнике. Эти две полости в некоторых конструкциях лопатки могут быть разделены еще на ряд полостей или каналов, но основной принцип отдельного подвода воздуха на пленочное и конвективное охлаждение остается везде, так как этим достигается более экономное расходование воздуха на охлаждение.

Во втором случае (при  $T_{г.мах}^* < 1450$  К) реализуется только конвективное охлаждение, отбор воздуха и подвод его к лопатке чаще такие же, как и в первом случае.

Сопловая лопатка 2-й ступени. Меньший уровень давлений за сопловым аппаратом 2-й ступени турбины расширяет возможности выбора места забора воздуха на его охлаждение, так как требуемое давление охлаждающего воздуха здесь ниже, чем в сопловом аппарате I-й ступени.

Задача определения места отбора и транспортировки охлаждающего воздуха решается в этом случае таким образом:

или это вторичный воздух из камеры сгорания, который транспор-

тируется в полости статора с двойной стенкой до кольцевого канала над сопловым аппаратом (ТРДД RB-2II), т.е. по аналогии с подводом охлаждающего воздуха для соплового аппарата I-й ступени;

или это воздух из промежуточной ступени компрессора с давлением на 5...15% выше, чем давление газа за сопловым аппаратом, где выпускается охлаждающий воздух из лопаток. Воздух в этом случае транспортируется обычно внешними трубопроводами, которые идут от ресивера на компрессоре до кольцевой полости над сопловым аппаратом.

Первый вариант конструктивно проще, однако в этом случае используется воздух с заведомо большим, чем нужно, давлением и, что особенно неблагоприятно, с большей температурой, а следовательно, и с меньшими возможностями охлаждения.

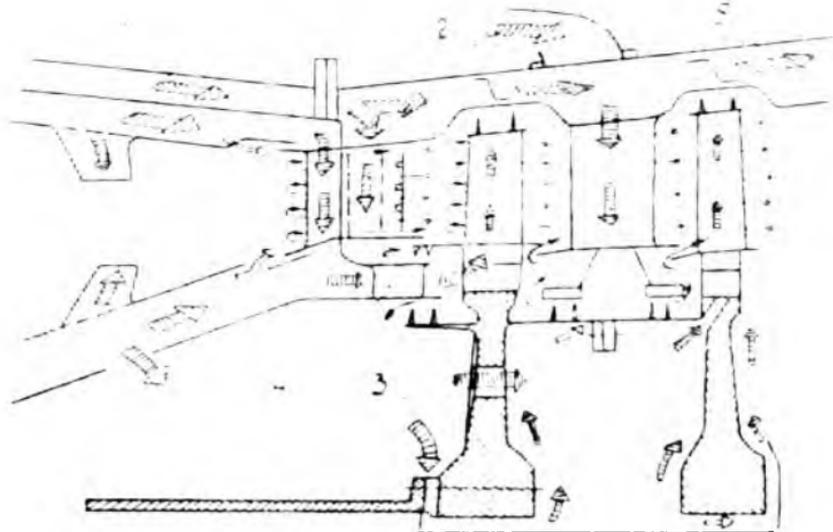
Рабочее колесо I-й ступени. Воздух, подводимый к рабочему колесу, обеспечивает охлаждение элементов диска и лопаток. Как и при выборе места отбора охлаждающего воздуха для соплового аппарата I-й ступени, необходимо исходить из уровня максимальной температуры газа перед турбиной.

При  $T_{г,мах}^* > 1500$  К воздух отбирается обычно из каналов вторичного воздуха камеры сгорания, затем охлаждается в теплообменнике или через закручивающий аппарат подводится к диску и лопаткам. Используются две схемы транспортировки охлаждающего воздуха (рис.4,5).

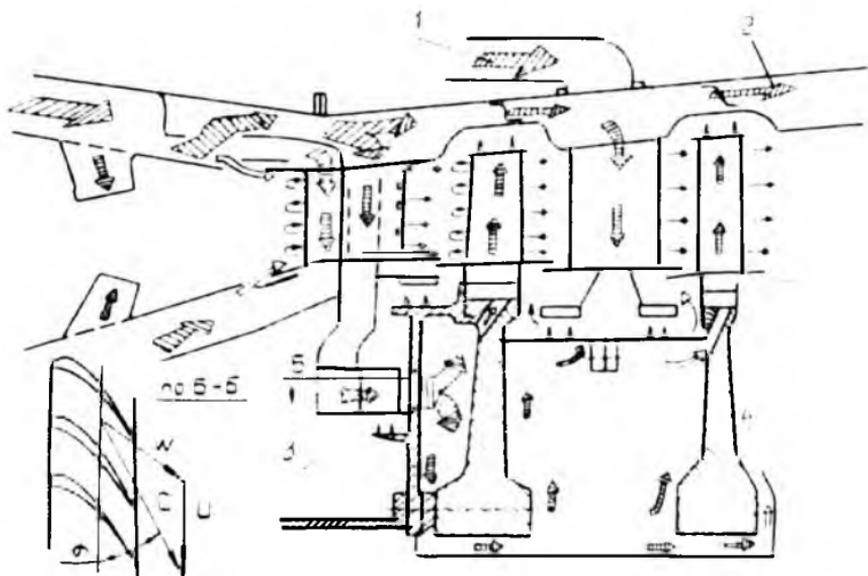
В обеих схемах воздух отбирается из внутреннего канала вторичного воздуха камеры сгорания и подается к рабочим лопаткам через подкручивающую решетку. Конструктивные усложнения во второй схеме вызваны необходимостью обеспечить отключение охлаждения рабочего колеса и частично соплового аппарата на крейсерском режиме работы двигателя. Эта схема позволяет использовать охлаждение воздуха как в теплообменнике, устанавливаемом в проточной части наружного контура ТРДД, так и в подкручивающей решетке.

При  $T_{г,мах}^* < 1500$  К можно использовать воздух с меньшими давлением и температурой из промежуточной ступени компрессора или воздух из межлабиринтной полости за компрессором.

Рабочее колесо 2-й ступени. Охлаждение рабочих лопаток 2-й ступени турбины обычно используется в 2-ступенчатых турбинах ВД ТРДД при  $T_{г,мах}^*$  около 1600 К. При температурах ниже указанной стремятся так распределить теплоперепад между ступенями, чтобы ограничиться охлаждением, например, только лопаток соплового аппарата 2-й ступени и не делать охлаждаемыми рабочие лопатки 2-й ступени, что позволяет не усложнять конструкцию и снизить массу турбины.



Р и с. 4. Схема подвода охлаждающего воздуха: 1 - воздух из промежуточной ступени, транспортируемый в корпусе КС с двойной стенкой; 2 - вариант подвода воздуха по трубам; 3 - вариант подвода воздуха к рабочему колесу 2-й ступени через отверстия в диске; 4 - подкручивающая решетка; 5 - воздух на охлаждение статора последующих ступеней



Р и с. 5. Схема подвода охлаждающего воздуха через КСА: 1-вариант подвода воздуха по трубам от промежуточной ступени компрессора; 2-воздух на охлаждение статора последующих ступеней; 3-подкручивающая решетка

Для охлаждения рабочих лопаток 2-й ступени конструктивно проще брать воздух, используемый на охлаждение рабочего колеса 1-й ступени. Тогда транспортировка воздуха не представляет затруднений: он проходит или вокруг диска 1-й ступени, или через отверстия в нем. При этом воздух может пройти предварительное расширение в подкручивающей решетке.

Кроме того, можно использовать воздух, который отбирается за промежуточной ступенью компрессора. Это воздух "дешевый" в том смысле, что на его сжатие затрачена меньшая работа, чем на сжатие воздуха, отбираемого за компрессором. Но для подачи такого воздуха нужно обеспечивать другой транспортный канал; обычно идущий вдоль вала турбины.

Последующие ступени турбины. Лопатки турбины последних ступеней (обычно это турбина НД у ТРДД) выполняются без подвода охлаждающего воздуха, их тепловой режим обеспечивается отводом тепла в диск. Поэтому задача охлаждения состоит в отводе тепла от дисков.

Воздух для охлаждения дисков последних ступеней турбины отбирается за компрессором НД (или СД) или от первых ступеней компрессора ВД. Транспортировка его обеспечивается чаще всего по межвальным каналам или по каналу между валом и специальной трубой, укрепленной концентрично валу.

Для защиты корпуса подшипников опор турбины от теплового потока поступающего от нагретых элементов турбины, и от горячего воздуха, омывающего корпус, обычно используется воздух, идущий на охлаждение турбины НД.

Зная мотивы выбора места отбора охлаждающего воздуха и способ его транспортировки к охлаждаемым элементам турбины, необходимо составить общую картину охлаждения проектируемой турбины и отметить ее стрелками на конструктивной схеме двигателя.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

### 2.1. Выбор конструкции лопаток и способа транспортировки охладителя

Существуют различные конструкции лопаток. Эти различия обусловлены способами соединения лопаток с ответными деталями ротора или статора, способами транспортировки охладителя, а также технологией изготовления лопатки и применяемыми материалами.

#### 2.1.1. М а т е р и а л ы и п о к р ы т и я

С повышением температуры газа перед турбиной снижается надежность работы лопаток, подвергавшихся вибрации и высокотемпературной газовой коррозии. Снижение вредного воздействия температур осуществляется одновременно по нескольким направлениям.

Первый путь — создание новых жаропрочных сплавов с заданными свойствами. Эти свойства успешно реализуются в лопатках с направленной кристаллизацией (из материала типа ЖС). Направление кристаллизации выбирается параллельным оси главных напряжений, т.е. по радиусу лопатки. В этом направлении прочность материала максимальна. Увеличению его прочности и термической стойкости способствует отсутствие поперечных границ между зернами отливок. Следующим шагом в улучшении свойств материала является получение монокристалльных отливок при направленной кристаллизации. В этих отливках улучшение свойств достигается благодаря ликвидации не только поперечных, но и продольных границ. Вся лопатка состоит из одного кристалла, свойства которого оптимизируются путем его строгой ориентации. Применение монокристалльных лопаток с заданной ориентацией увеличивает ресурс двигателя в 3...5 раз.

Увеличение температуры газа вынуждает применять охлаждение материала для обеспечения его прочности. Использование сжатого в компрессоре воздуха на охлаждение "горячих" деталей турбины снижает экономичность двигателя.

Для повышения экономичности двигателя разрабатывают различные керамические и композиционные материалы и совершенствуют технологии

изготовления лопаток из этих материалов. Это второй путь улучшения конструкций турбин. В качестве керамических можно рекомендовать материалы на основе нитридов кремния с добавкой связующих компонентов, получаемых методом горячего спекания. Эти материалы почти не изменяют своих свойств при температуре до 1650...1750 К и в два-три раза легче применяемых жаропрочных металлов. В композиционном материале в направлении действия напряжений укладывают волокна. Возможным материалом для их изготовления является углерод. Волокна из углерода имеют предел прочности 2800 - 3500 МПа и низкую плотность в сравнении с обычным турбинным сплавом, что позволяет получить композиты с высокой прочностью и жесткостью в области высоких температур. Распространение применения керамических и композиционных материалов сдерживается нестабильностью их свойств.

Другой перспективный путь - охлаждение горячих деталей турбины и создание термобарьерных (теплозащитных) покрытий на наружной поверхности охлаждаемой лопатки. Такие покрытия позволяют на 300...400 К повысить температуру газа или на столько же снизить температуру металла при заданной температуре газа и тем самым увеличить надежность и срок службы. Теплозащитное покрытие содержит окиси циркония (или окиси алюминия), включает соединения никеля  $Ni$  (или кобальта) с хромом  $Cr$ , алюминия  $Al$  и иттрия и добавки в разных пропорциях силиката кальция и циркониево-магниево-окиси. Толщина покрытия достигает 0,2...0,3 мм и должна быть учтена при разработке конструкции лопатки.

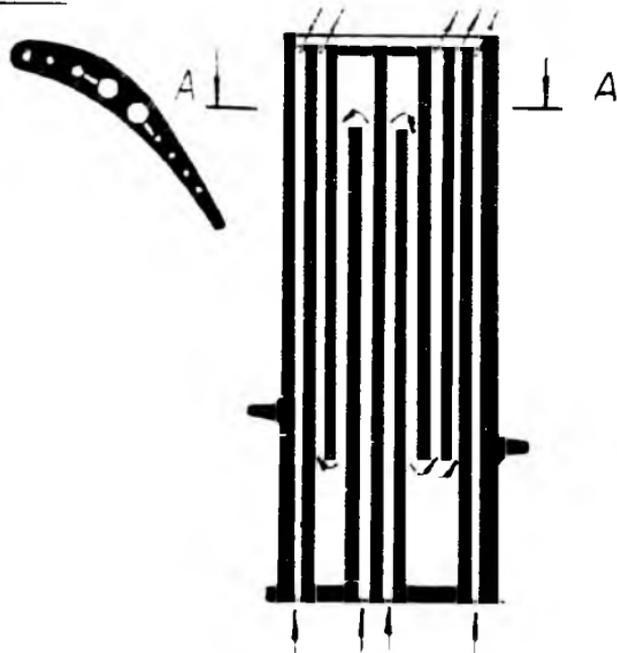
## 2.1.2. Охлаждение лопаток

Необходимость в охлаждении современных лопаточных материалов типа ЖС6У, ЖС6Ф, ВЖЛ12 возникает при температурах газа, омывающего лопатки, более 1200 К. Превышение действительной температуры лопатки над допустимой должно быть снято охлаждением. Существует два основных способа воздушного охлаждения лопатки - конвективное и пленочное (заградительное). Конвективное охлаждение применяется при температурах газа перед турбиной до  $\sim$  1450 К для сопловых и 1550 К для рабочих лопаток 1-й ступени. При более высоких значениях температуры цикла дополнительно применяют пленочное охлаждение.

При конвективном охлаждении воздух подводится к лопатке, протекает во внутренних ее полостях, охлаждает металл, а затем выпускает-

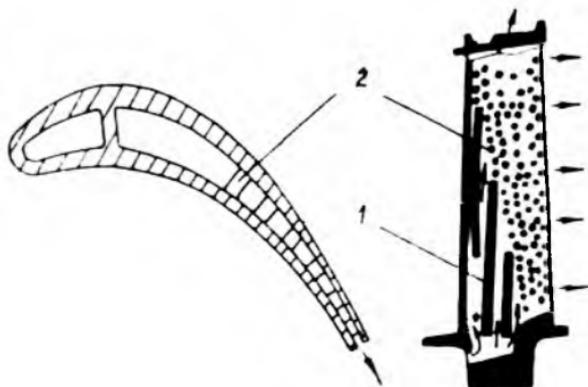
ся в газовый поток. В турбинах одинаково применены конструкции лопаток с радиально-петлевой, многоходовой и другими схемами конвективного охлаждения (рис.6,7,8). Эти схемы используются в совокупности

A - A

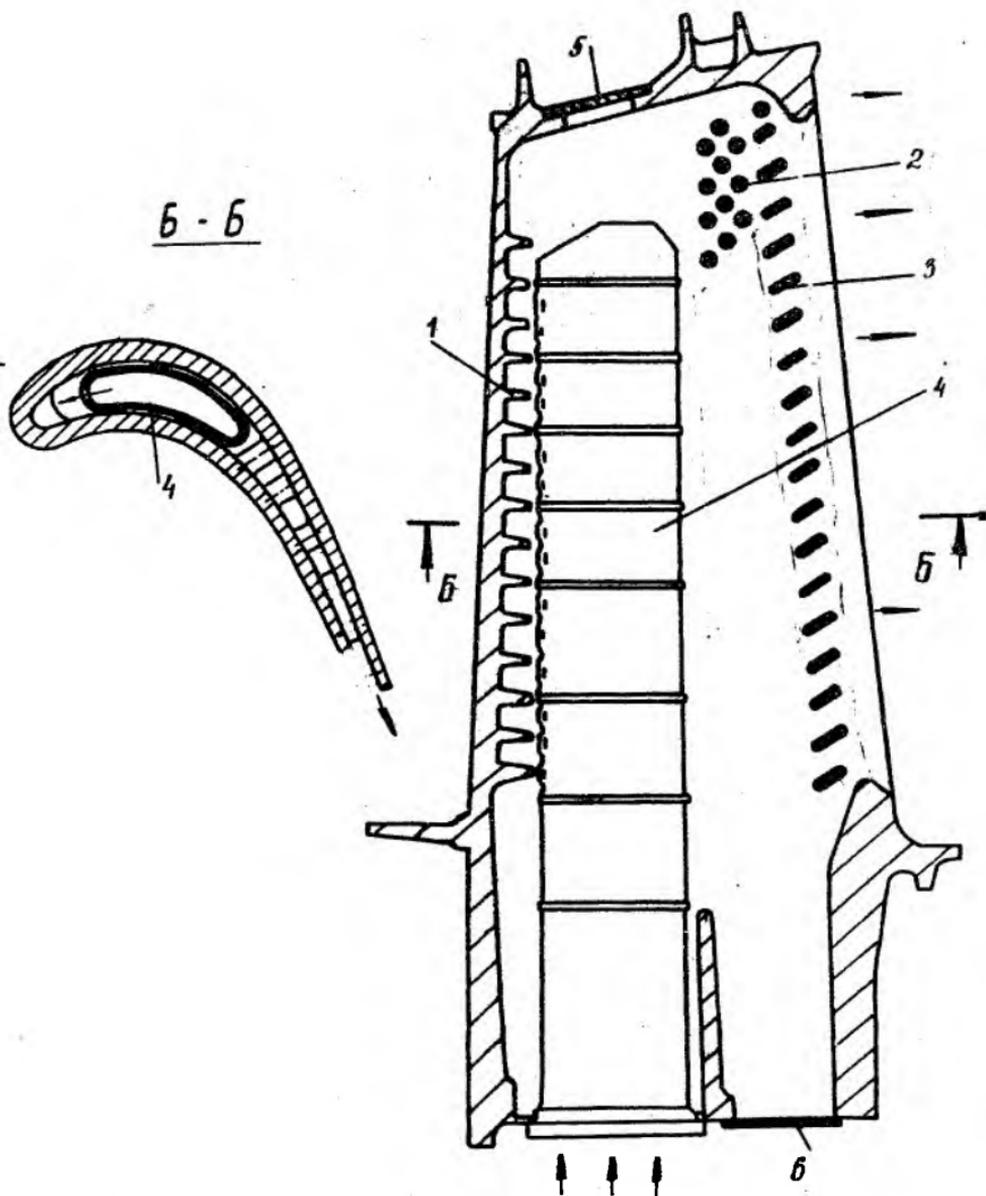


Р и с. 6. Лопатка с конвективной схемой охлаждения (2-я ступень турбины двигателя *СР 6-50А*)

с различными способами интенсификации теплообмена. Весьма эффективно струйное натекание охлаждающего воздуха на внутреннюю поверхность лопатки (рис.7). Последняя схема лучше всего реализуется в лопатках с дефлектором 4, помещенным в полость лопатки. Воздух поступает в дефлектор, откуда через про-



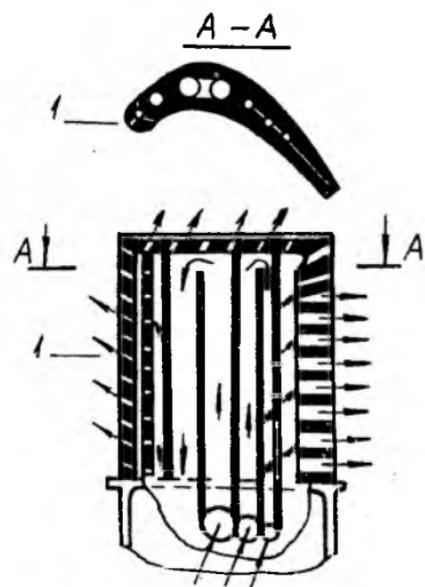
Р и с. 8. Рабочая лопатки 2-й ступени двигателя *ТИДГ-7*: 1 - ребра; 2 - штырьки



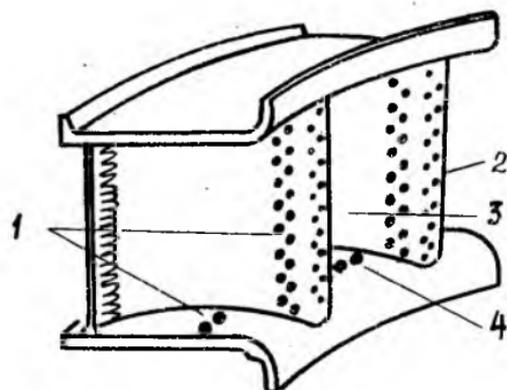
Р и с. 7. Дефлекторная лопатка: 1 - ребра; 2 - штырки; 3 - перемычки; 4 - дефлектор; 5, 6 - технологические заглушки

филированные отверстия струйки воздуха подаются на требующие охлаждения участки поверхности. У дефлекторной лопатки недостаточна надежность. Выход из строя дефлектора автоматически ведет к разрушению лопатки, особенно рабочей. Известными средствами интенсификации теплообмена являются ребра 1, штырьки 2, перемычки 3, которые увеличивают поверхность теплообмена и делают поток более турбулентным (см.рис.7,8).

При температурах газа перед турбиной более 1450 К применяется пленочное охлаждение. При пленочном охлаждении на поверхностях лопатки создается защитный слой охлаждающего воздуха. Для этого воздух выводится из внутренней полости лопатки на наружную поверхность через отверстия 1  $\phi$  0,4...1,0 мм (рис.9). Отверстия 1 выполняются на поверхностях входной кромки 2, корыта 3, полка 4 (рис.10).



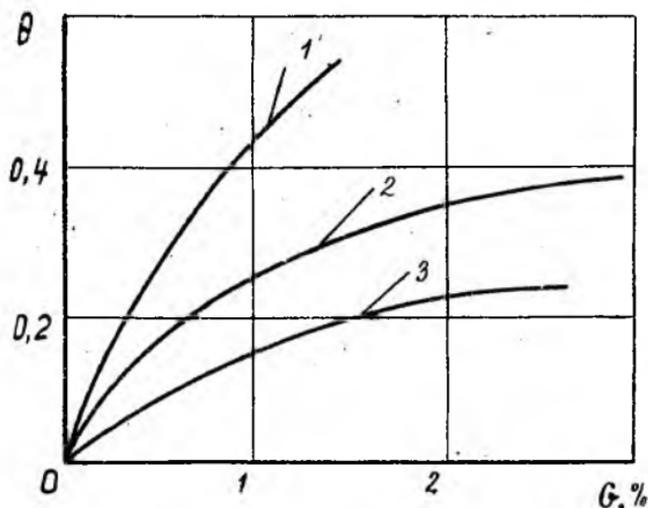
Р и с. 9. Рабочая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением для первой ступени двигателя СР 6-50А: 1 - отверстия для выхода воздуха на входной кромке



Р и с. 10. Сопловая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением для первой ступени двигателя СР 6-50А: 1 - отверстия для выхода воздуха; 2 - входная кромка; 3 - корыто; 4 - полка

Зависимость интенсивности охлаждения  $\theta$  для различных конструктивных схем от доли расхода воздуха через двигатель показана на рис.11. Величина  $\theta$  конвективного охлаждения не превышает  $\sim 0,5$ , а пленочного  $\sim 0,7$  и определяется из зависимости  $\theta = \frac{T_{г, \max}^* - T_{г, \text{ст}}}{T_{г, \max}^* - T_{г, \text{ст}}^*}$

где  $T_{p, max}^*$  - температура газа, омывающего исследуемый участок лопатки;  $T_A$  - температура лопатки;  $T_{в}^*$  - температура воздуха на входе в лопатку, которая снижена либо в теплообменнике, либо в решетке предварительной закрутки охлаждающего воздуха. Наиболее желательны лопатки с пористым охлаждением. Однако трудности получения пористости материала и защита пор от засорения не преодолены до настоящего времени.



Р и с. II. Зависимость интенсивности охлаждения от расхода воздуха для лопаток с пористым охлаждением (1); с дефлектором (2); с радиальными каналами (3)

При проектировании охлаждаемой лопатки стоит задача спроектировать такую сеть каналов ее внутренней полости, которая бы при движении охлаждающего воздуха давала возможность снизить температуру газа до получения необходимых запасов прочности.

При решении поставленной задачи обычно считается известными число лопаток в венце, наружная поверхность пера, характеристики материала.

Минимальная толщина стенки лопатки с учетом допуска обычно составляет  $1,0 \pm 0,2$  мм. Она может быть увеличена, например, для обеспечения прочности пера, для достижения заданного распределения выносов центров тяжести сечений. В рабочей лопатке толщина стенки, как правило, увеличивается от периферийного сечения пера к корневому. Это обстоятельство учитывается при размещении дефлектора и при доставке воздуха к отдельным частям пера лопатки.

Наибольшие трудности возникают при охлаждении выходной кромки, что связано с необходимостью иметь ее минимальные толщины. Наибольший эффект охлаждения достигается выпуском воздуха через щель между корытной и спинной кромками. Однако при этом кромка получается отно-

нительно толстой, что снижает КПД ступени. Меньшие потери КПД наблюдаются у решетки с выпуском воздуха через отверстие в одной из стенок около выходной кромки. Однако эффективность охлаждения выходной кромки в этом случае ниже, чем при выпуске воздуха через щель.

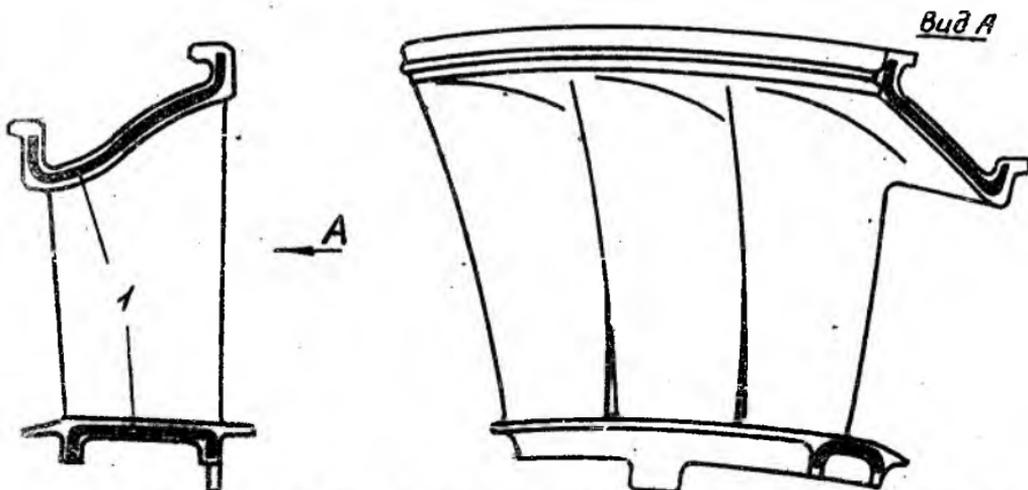
### 2.1.3. Герметизация проточной части

Для уменьшения утечек воздуха и газа из проточной части предпринимают меры по ее герметизации.

Основными элементами проточной части являются перо и проточные поверхности полок. Различают полки концевые у сопловой лопатки и бандажные у рабочей лопатки, а также полку хвостовика у рабочих лопаток. Бандажные полки применяются для снижения переменных напряжений в перо и для повышения КПД ступеней турбины.

Все полки уменьшают утечки воздуха или перетекание газа из полостей с высоким в полости с более низким давлением.

С целью повышения КПД ступеней увеличивают герметичность в местах стыковки полок и сопловых и рабочих лопаток. Увеличение герметичности достигается установкой в стыки полок пластин I, взаимным перекрытием полок сопловых и рабочих лопаток и выполнением сопловых лопаток в виде блока по 3...5 штук (рис.12). Уплотнение торца рабочих и сопловых лопаток осуществляется в местах соединения с ответными деталями. Например, торцы рабочих лопаток в колесе уплотняются пластинами и дефлекторами диска. Уменьшению утечек в проточную часть



Р и с. 12. Блок сопловых лопаток: I - пластины для герметизации соплового аппарата

способствуют развитая система лабиринтных уплотнений в местах подвода охлаждающего воздуха от статора к ротору и установка решетки предварительной закрутки охлаждающего воздуха в этом же месте.

Охлаждающий воздух подводится к сопловым лопаткам через каналы, отверстия полости, трубки и выводится через отверстие в стенке лопатки, входную и выходную кромки, через периферийный торец рабочей лопатки. Обычно воздух входит в лопатку через втулочную или (и) концевую полки сопловой лопатки. В рабочую лопатку он входит либо через основание хвостовика (см.рис.6,7), либо через отверстия, которые выполняются со стороны входного торца или в ножке хвостовика (см.рис.8,9). Места стыковки воздухоподводящих каналов, разъемы стенок каналов и полостей герметизируют высокотемпературными герметиками. Соприкасающиеся элементы диска и дефлектора уплотняются деформируемыми при сборке трубками. Эффективно уплотнение поршневыми кольцами, например, в местах относительного перемещения лопатки и статорного кольца корпуса.

#### 2.1.4. Выбор осевых зазоров

Выбор осевого зазора, под которым понимается расстояние по оси двигателя между вращающимися и неподвижными деталями, оказывает влияние на КПД ступени турбины, неправильный выбор может привести к задеванию ротора о статор при работе двигателя. На величину осевого зазора оказывает влияние нависание полки лопатки. Нависания сопловых полок со стороны выходных кромок уменьшают осевые зазоры перед рабочими колесами, а нависания полок рабочих лопаток со стороны выходных кромок уменьшают осевой зазор за рабочим колесом. Учитывая это, нависания полок стремятся свести к минимуму (0,6...1,5 мм).

Кроме того, величина осевого зазора зависит от технологических и эксплуатационных факторов. Влияние технологических факторов выражается через допуски на изготовление  $\delta_{и}^*$  и сборку  $\delta_{с}^*$ . Допуск  $\delta_{и}^*$  зависит от суммы допусков на изготовление деталей ротора и статора, а  $\delta_{с}^*$  является функцией точности установки ротора относительно статора. В существующей практике  $\delta_{и}^* = 1,5...2,5$  мм,  $\delta_{с}^* = 0,4...0,6$  мм.

К уменьшению осевых зазоров приводят колебания лопаток, коробление лопаток, дисков и корпусов, тепловые расширения ротора и статора, деформация опоры, содержащей упорный подшипник. Согласно экспериментальным данным, изменение частоты колебаний лопатки на 100 Гц при ее минимальном возбуждении приводит к увеличению осевого

перемещения на 0,08...0,12 мм, а колебания лопаток с частотой более 1000 Гц практически не оказывают влияния на осевой зазор. Для некоторых дисков величина коробления на каждые 1000 часов работы может достигать  $\frac{\Delta_1}{D} = 0,00007...0,00012$ , где  $D$  - наружный диаметр диска;  $\Delta_1$  - абсолютная величина деформации за ресурс.

При расчете тепловых расширений ротора и статора принимается во внимание, что ротор зафиксирован относительно статора в осевом направлении с помощью упорного подшипника. Зная место расположения подшипника, расстояние по длине от места его установки до характерного осевого зазора, а также температуры нагрева сборочных единиц и их материалы, можно определить величину относительного теплового расширения ротора или статора  $\frac{\Delta_e}{L}$ , где  $\Delta_e$  - абсолютная тепловая деформация;  $L$  - длина ротора (статора). Обычно  $\frac{\Delta_e}{L} = 0,002...0,006$ .

## 2.2. Проектирование бандажных полок рабочих лопаток

Под проектированием БП рабочих лопаток понимается: выбор конструкции и определение состава исходных данных БП, нахождение полки первого приближения, выполнение центровки полки, осуществление коррекции формы БП с учетом требований их прочности и минимума массы.

### 2.2.1. Выбор конструкции и исходных данных

Существующие конструкции бандажных полок весьма многообразны. Они отличаются формой проточных, внепроточных, стыковых поверхностей и могут иметь различные сопряжения полок рабочих и сопловых лопаток [7].

При формировании принципиальной схемы бандажной полки отдается предпочтение таким ее элементам, которые ведут к повышению экономичности и технологичности турбины, а также к снижению всякого рода потерь. К таким конструкциям относятся полки с полным использованием периферийных поверхностей и полки в виде цилиндроконических поверхностей вращения. Эффективности конструкции способствуют перекрытие полок рабочей и сопловой лопаток и наклон зубьев лабиринтных уплотнений.

Лишь трудности обеспечения прочности конструкции вынуждают проектировщика переходить к проектированию полок с менее технологичной формой проточной поверхности в виде плоскости. Для проектирования таких конструкций необходимо выявить состав исходных и определяе-

мых в процессе синтеза параметров.

К исходным относятся размеры примыкающего к полке сечения пера, а также некоторые параметры самой полки и двигателя. При проектировании воспользуемся системой координат  $XOY$  (рис.13). Ось  $X$  совпадает с осью вращения. Ось  $Y$  перпендикулярна оси  $X$  и проходит через центр тяжести корневого сечения пера. Ось  $Z$  перпендикулярна оси вращения.

Введем следующие обозначения параметров, участвующих в проектировании:  $n$  - частота вращения ротора;  $Z_n$  - число лопаток в колесе;  $[6]_i$  - допустимые напряжения в полке и периферийном профиле;  $\rho_n, \alpha_n, t_n$  - соответственно плотность материала, коэффициент термического расширения и температура полки;  $X_{o1}, Y_{o1}, X_{o2}, Y_{o2}, Z_{o1}, Z_{o2}, X_{cn}, Y_{кор}$  - параметры периферийного сечения пера;  $F, S, \gamma$  - площадь, ширина и угол установки периферийного сечения;  $X_c, Y_c$  - координаты центра тяжести периферийного сечения;  $Z_1, Z_2$  - размеры до проточных поверхностей полки.

К параметрам ЭП относятся: перекрытия полки и профиля  $l_1, l_2$ ; высота зубьев лабиринта и ребер жесткости  $h_1, h_2, \dots, h_n$ ; толщины  $b_k, \delta, \Delta_1, t_k$  (рис.13, 14, 15); угол наклона контактной площадки (КП) к плоскости вращения  $\beta_k$ ; длина КП  $l_k$ ; радиус сопряжения КП со стыковой поверхностью  $r_k$ ; радиус сопряжения полки и профиля  $r_n$ ; радиусы сопряжения зуба лабиринта с основанием полки  $r_1, r_2, \dots, r_n$ ; углы наклона проточных поверхностей полки  $\gamma_{cn}, \delta_{кор}$ .

Параметры периферийного сечения пера  $X_{o1}, Y_{o1}, X_{o2}, Y_{o2}, Z_{o1}, Z_{o2}, X, X_{cn}, Y_{кор}, F, S, \gamma, X_c, Y_c$  и размеры проточной поверхности полки  $Z_1, Z_2$  известны из [7,8]. Размеры

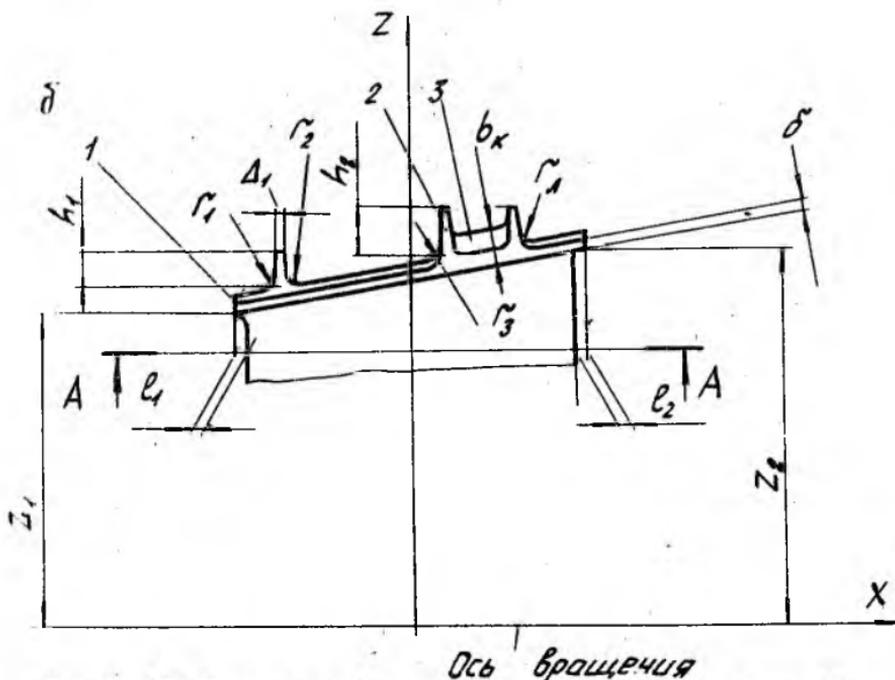
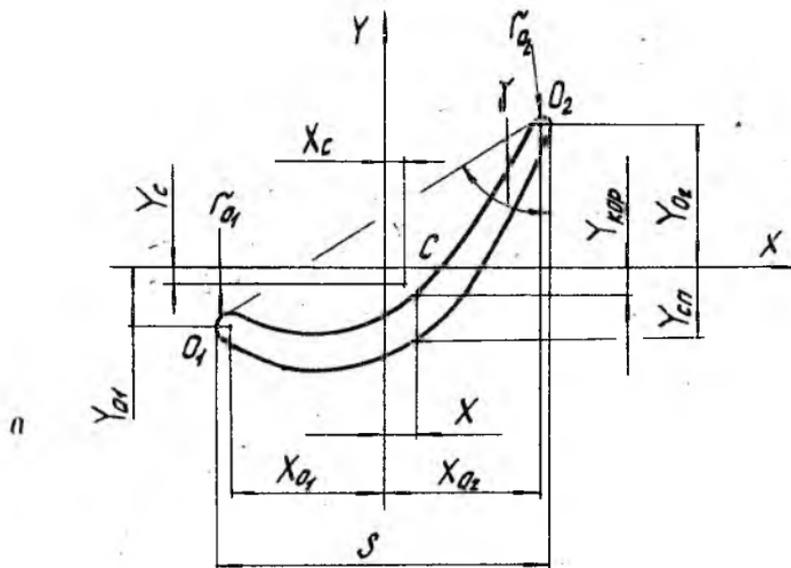
$$l_1, l_2, \delta, \Delta_1, h_i, b_k, t_k, l_k, r_k, r_n, \gamma_{cn}, \delta_{кор} \quad (I)$$

оказывают сильное влияние на массу полки и всего колеса. Их выбор может существенно повлиять на прочность конструкции и эффективность уплотнения радиального зазора. Среднестатистические данные реально выполненных и надежно работающих в эксплуатации лопаток показывают следующие зависимости между параметрами (I):

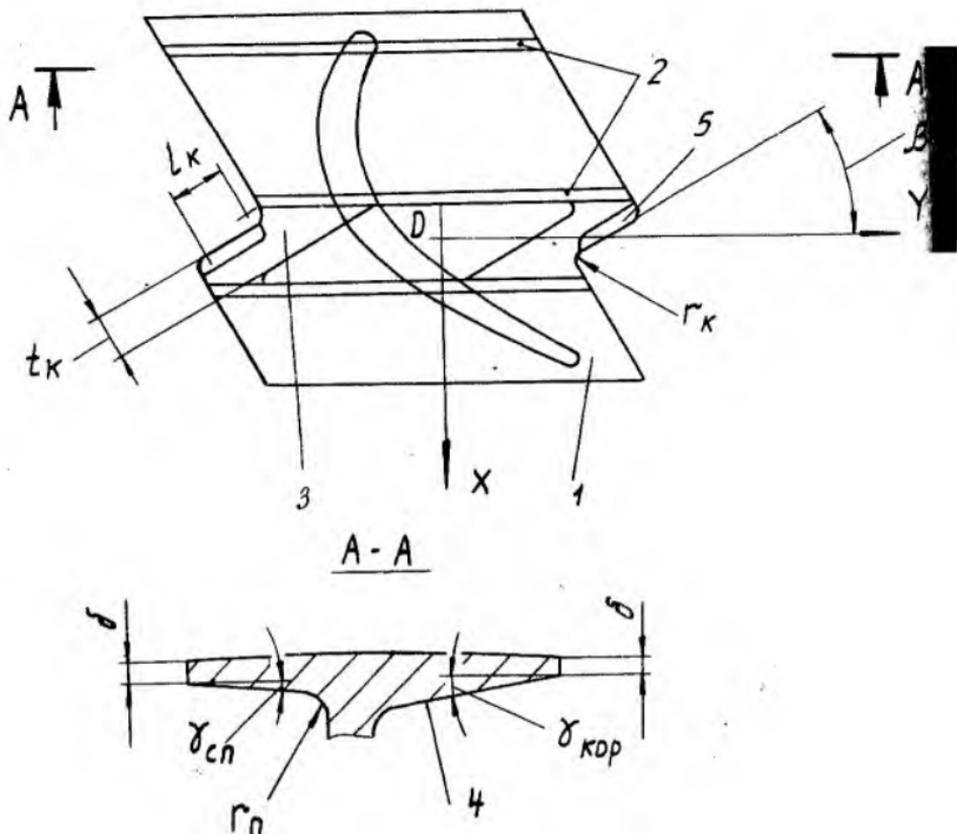
$$\left. \begin{aligned} (l_1, l_2, \Delta_1, r_k, r_n) / \delta &= 0,8 \dots 1,2; (h_i, r_n) / \delta = 2 \dots 5; \\ b_k / \delta &= 2 \dots 3,5; t_k / l_k = 0,8 \dots 1,3; l_k / B = 0,25 \dots 0,35; B = S + l_1 + l_2 \end{aligned} \right\} (2)$$

При выборе угла  $\beta_k$  учитывают его влияние на демпфирование колебаний лопатки, на температурные расширения полки, на прочность самой полки и участка примыкающего к ней пера.

A-A

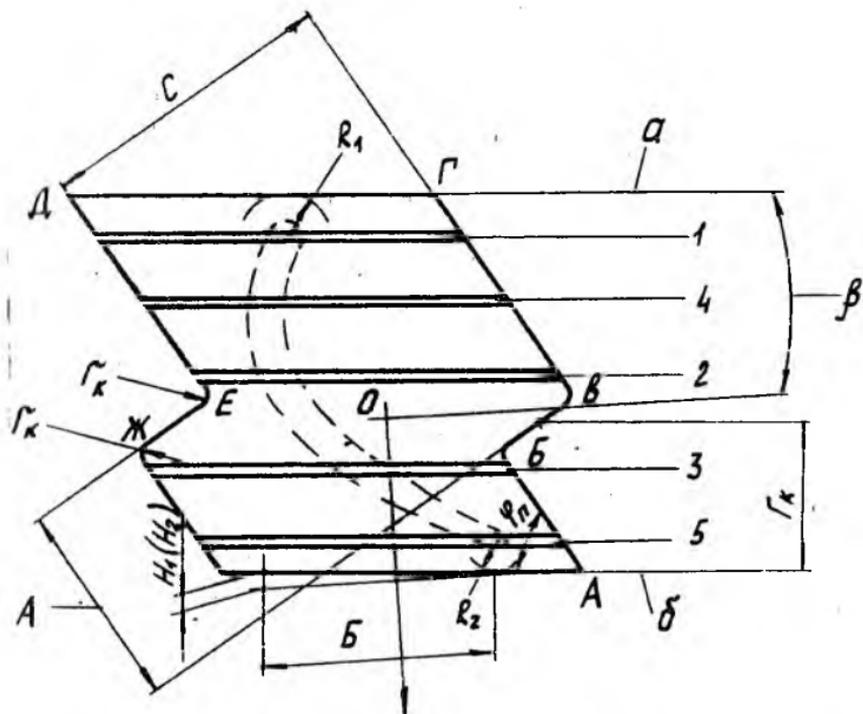


Р и с. 13. Исходные данные пера (а) и бандажной полки (б):  
 1 - основание; 2 - зубья лабиринта; 3 - пластики



Р и с. 14. Размеры полки в плане: 1 - основание; 2 - зубья лабиринтов; 3 - пластики; 4 - проточные поверхности; 5 - износостойкие пластины

Наибольший эффект от демпфирования бандажом достигается при совпадении колебаний, вызванных опасным резонансом, с направлением КП. С целью уменьшения влияния вредного воздействия температурных расширений полки величину угла  $\beta_k$  снижают от  $10...30^\circ$ , а профиль пера в месте его заделки в БП утолщают. Для усиления конструкции вводятся углы  $\gamma_{сп}$ ,  $\gamma_{кор} \approx 0...5^\circ$ , утолщаются местно полки путем увеличения размеров  $b_k$ ,  $l_k$ ,  $t_k$ , подбирается натяг  $H$  между К. Обычно имеют в виду осевой натяг, как разность расстояний  $H_1$  и  $H_2$  замеренных на одной базе  $B$  до и после установки лопаток в колесо (см.рис.15). При выборе величины натяга учитывают температурные расширения полки, лопатки, и диска, вытяжку лопаток и диска из-за действия центробежных сил, раскрутку пера в поле газовых и центра



Р и с. 15. Размещение полки на периферийном профиле пера: 1...5 - зубья лабиринта и ребра жесткости

бешных сил. Раскрутка пера и температурные расширения полки ведут к увеличению натяга, а деформации пера и диска - к его уменьшению. Износ КП также приводит к уменьшению натяга между БП. Для уменьшения износа на КП наплавляют износостойкие пластины 5 (см.рис.14). Величина натяга обычно находится в пределах 0...3 мм. Минимальные значения относятся к относительно коротким жестким лопаткам первых ступеней турбины, а максимальные - к относительно длинным лопаткам последних ступеней турбины.

### 2.2.2. Построение полки первого приближения

Построение полки осуществляется в следующей последовательности. Строим прямоугольную систему координат  $XOY$ . По заданным размерам  $X_{a1}, X_{a2}, Y_{a1}, Y_{a2}, Z_{a1}, Z_{a2}, X, Y_{ст}, Y_{кор}$  в масштабе 10:1 вычерчиваем периферийное сечение пера.

Задавшись толщиной  $\delta$  (например,  $\delta = 1$ ), находим по формулам (2) значения  $l_1, l_2, \Delta_1, z_k, z_n, h_k, z_n, b_k$ .

Из центров окружности скругления входной и выходной кромок проводим дуги (см. рис. 15).

$$R_1 = z_{a_1} + l_1, \quad R_2 = z_{a_2} + l_2. \quad (3)$$

Во избежание уступов между торцами АН, СД и между зубьями лабиринта высотой  $h_n$ , появляющихся при сборке колеса с натягом по КП, указанные торцы и лабиринты наклоняются под углом

$$\beta = \arcsin \frac{H}{T}, \quad T = (z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{z_n}$$

к плоскости вращения. Под этим углом проводим касательные  $a$  и  $b$  к радиусам  $R_1$  и  $R_2$  соответственно. После сборки колеса полки поворачиваются на угол  $\beta$ , но в противоположную сторону, поэтому  $\beta \approx 0$  и полки встают относительно друг друга без уступов.

Со стороны корыта касательно к радиусу  $R_2$  под углом  $\varphi_n = \delta$  проводим прямую АБ до пересечения с прямой  $b$  в точке А.

В зависимости от радиуса  $z_k$  находим радиус  $z_{kb} = z_k + (0..0,2)_n$  сопряжения КП и стыковой поверхности (СП) на выпуклой части, а по формулам (2) — величину  $l_k$ .

Далее пытаемся получить полку технологичной конструкции, у нее  $\varphi_n' = \varphi_n$ , т.е. стыковые поверхности АБ и ВГ параллельны. В такой конструкции выше точность обработки КП и СП за счет более точной установки режущего инструмента при обработке.

По величинам  $l_k, z_k, z_{kb}, \varphi_n, \varphi_n'$  и  $\beta_k$  находим длину боковой стороны

$$BB = l_k + z_k \operatorname{ctg} 0,5(\varphi_n + \beta_k) + z_{kb} \operatorname{ctg} 0,5\varphi_n',$$

которая располагается между боковыми поверхностями ГД и АН. Положение ВВ может быть определено из зависимости

$$0,5BB \cdot \sin \beta_k < r_k < s + l_1 + l_2 - 0,5BB \cdot \sin \beta_k. \quad (4)$$

Под углом  $\beta_k$  проводим прямую ВВ до пересечения с прямой АБ в точке В, от которой откладывается величина отрезка ВВ. Из полученной точки В под углом  $\varphi_n' = \varphi_n$  строим прямую ВГ до пересечения ее в точке Г с касательной  $a$ .

На расстояниях

$$\begin{aligned} A &= T \cos \delta, \quad \delta = (90^\circ - \beta_k) - \beta; \\ C &= T [\sin \varphi_n' - d_n \tan \sin \varphi_n'] \end{aligned} \quad (5)$$

проводим прямые ДЕ, ЕЖ, ЖН до их пересечения друг с другом и с касательными  $a, b$ .

Визуально проверяем, не пересекаются ли СП и КП вместе или отдельно с профилем подполочного сечения пера. Невыполнение размещения по стороны спинки исправляется путем одновременного уменьшения углов  $\varphi_n$  и  $\varphi_n'$  на одну и ту же величину. Если этого недостаточно, то на интервалах (4) подбирают другое значение параметра  $\Gamma_k$ . При уменьшении углов  $\varphi_n$ ,  $\varphi_n'$  и  $\Gamma_k$  возможно пересечение стыковых поверхностей с профилем со стороны корыта.

Если полка не размещается со стороны спинки и (или) со стороны лопатки, то можно попытаться решить задачу размещения за счет нарушения условия  $\varphi_n = \varphi_n'$ , т.е. пойти на создание БП менее технологичной конструкции. Если в области существования параметров  $\varphi_n$ ,  $\varphi_n'$  не находится таких значений  $\Gamma_k$ , при которых полка размещается на профиле пера, то это обстоятельство является достаточным, чтобы считать информацию о невозможности построить полку с полным использованием поверхностей при заданном периферийном профиле пера. В других случаях либо уменьшают число лопаток в колесе, либо проектируют полку с частичным использованием поверхностей. Как правило, требования размещения полки оказываются выполненными.

Далее определяется форма внепроточных и проточных поверхностей, которые в соответствии с принятой схемой должны быть либо цилиндрическими, либо коническими поверхностями вращения.

Радиусы внепроточных поверхностей полки с входной стороны

$$R_{rn} = \sqrt{(z_1 + \delta)^2 + \gamma_r^2} \quad (6)$$

с выходной стороны

$$R_{ln} = \sqrt{(z_2 + \delta)^2 + \gamma_l^2},$$

где  $\gamma_l$ ,  $\gamma_r$  находят из прочерчивания в масштабе 10:1.

Формообразование полки завершается выбором количества строительных элементов (ребер жесткости, зубьев лабиринта, платиксов) и их размещением на основании полки. Количество зубьев лабиринта колеблется от 1 до 5. При выборе их числа учитывают необходимость: обеспечения прочности и минимальной массы полки; выхода воздуха из внутренней полости при охлаждении лопатки и полки;

постановки технологической заглушки 5 (см. рис. 7), применяемой для закрытия отверстия под выход керамического стержня, формирующего внутреннюю полость охлаждаемой лопатки;

уменьшения до минимума утечек газа или воздуха через лабиринт БП; размещения зубьев в осевые габариты, определяемые размером  $B$  (2).

Зубья лабиринта и ребра жесткости устанавливаются в местах отсутствия технологической заглушки, там, где не планируется выпуск охлаждающего воздуха из внутренней полости и где необходимо увеличить прочность полки.

Одно из ребер I устанавливается возле входной кромки, так что  $X_1 \approx X_{01}$  (см.рис.13, 15). Этим обеспечивается прочность уголка полки со стороны спинки, образованного сторонами ДГ и ДЕ. Еще два ребра 2,3 размещаются возле КП, тем самым усиливаются поверхности полки, образованные радиусом  $\gamma_k$ . Причем расстояние между зубьями лабиринта назначается ббльшим, чем осевое перемещение полки при эксплуатации, тем самым повышается эффективность лабиринтного уплотнения. Увеличение эффективности связано с образованием на поверхностях статора выступов и впадин, появившихся при врезании зубьев лабиринта в поверхность статорного кольца. Необходимость в установке дополнительных зубьев 4,5 (см.рис.15) решается при конкретном прочностном расчете и оценке эффективности уплотнения.

### 2.2.3. Центровка бандажной полки

Под центровкой понимается операция, в процессе которой совмещают центры тяжести БП и периферийного профиля пера. В идеальном случае расстояние  $d$  между центром тяжести (ЦТ) полки, определяемым координатами  $X_n, Y_n$ , и периферийного профиля пера ( $X_c, Y_c$ ) равно нулю, т.е.

$$d = \sqrt{(X_n - X_c)^2 + (Y_n - Y_c)^2} = 0 \quad (7)$$

Как видно из (7), операцию центровки можно вести, изменяя либо параметры полки, либо параметры пера, либо те и другие одновременно. Последнее наиболее эффективно, так как возрастает вероятность достижения условия (7). Тем самым предотвращается изгиб профиля пера центробежными силами полки.

В тех случаях, когда условия выполнить не удастся, ЦТ БП стремятся "уложить" на ось минимальной жесткости или вблизи этой оси. При таком расположении ЦТ профиль изгибается лишь относительно оси максимальной жесткости. По этой причине напряжения изгиба невелики.

Вычисление координат ЦТ БП ( $X_n, Y_n$ ) в формуле (7) осуществляется поэлементно. Сначала вычисляют их для основания I, затем - для лабиринтов и ребер жесткости 2 и платиков 3 (см.рис.13).

Для этих целей удобно воспользоваться прорисовкой в масштабе

10:1. При вычислении параметров основания шириной  $B = S + l_1 + l_2$  разбиваем его на  $n_1$  элементов шириной  $\Delta X = B/n_1$ , где  $n_1 = 10 \dots 20$  (см. рис. 16). Замеряем абсциссу каждого элемента  $X_i$ . Каждый элемент рассекаем плоскостью А-А. Для каждого из подэлементов 1...5 находим площадь и ординату ЦГ, а по ним - ординату и площадь каждого сечения А-А. Зная площадь сечений А-А и ширину элемента  $\Delta X$ , определяем объем и координаты ЦГ выделенных элементов, а по ним - объем и координаты ЦГ  $Y_i, X_i$  основания полки.

Определяется объем и координаты ЦГ каждого зуба лабиринта ( $X_1, X_2, \dots, X_5, Y_1, Y_2, \dots, Y_5$ ) и платика ( $X_{пл}^c, Y_{пл}^c, X_{пл}^k, Y_{пл}^k$ ), а по ним - координаты ЦГ и объем всех зубьев лабиринта с ребрами и платиками. При нахождении координат ЦГ ребер и платиков обычно пользуются результатами вычерчивания полки в крупном масштабе.

Суммируя объемы и координаты ЦГ основания и расположенных на нем строительных элементов, находим объем всей полки  $V_n$  и координаты ее центра тяжести  $X_n, Y_n$ .

Если после подстановки в формулу (7) значений  $X_n, Y_n$  условие центровки не выполняется, то необходимы меры по изменению параметров  $Y_A, \varphi_n, \varphi_n', \Gamma_n, X_1, X_2, X_3$ . Согласно опытным данным при увеличении  $Y_A, \varphi_n, \varphi_n'$  и уменьшении  $\Gamma_K$  центр тяжести смещается в положительном направлении осей  $X$  и  $Y$ . Так как при изменении параметров полки изменяется и ее форма, то необходимо проверять размещаемость полки относительно профиля.

Для обеспечения технологичности конструкции необходимо  $\varphi_n = \varphi_n'$ .

При невозможности выполнения условия (7) каждую из величин  $\varphi_n$  и  $\varphi_n'$  варьируют независимо друг от друга. Если и в этом случае не удастся решить задачу, то наряду с критерием  $d$  вводится критерий  $\eta_n$  - расстояние между центром тяжести и осью минимальной жесткости периферийного сечения. Значения критерия  $\eta_n$  минимизируют путем варьирования параметров  $Y_A, \varphi_n, \varphi_n', \Gamma_K, X_1, X_2, \dots, X_n$ .

Независимо от критерия расстояние до зубьев лабиринта варьируют с учетом требования, что расстояние между соседними зубьями не должно быть меньше теплового перемещения БП.

Если не удается выдержать условие  $\eta_n \approx 0$ , то необходимо определить величину изгибных напряжений в характерных точках профиля и принять одно из возможных решений: либо допустить изгиб профиля, либо, если напряжения велики, спрофилировать новое периферийное сечение уже с учетом конкретного расположения ЦГ БП.

## 2.2.4. Коррекция формы бандажной полки

Центробежные и газовые силы вызывают в бандажной полке напряжения растяжения, сжатия, среза и смятия на контактных площадках. Под влиянием колебаний лопатки и неравномерности газового потока полка нагружается переменными напряжениями, которые могут привести к усталостным поломкам. Из-за сложной конфигурации формы и расчетной схемы полки весьма сложно заранее определить ее размеры. Эти размеры находят в процессе конструирования. Расчетными в этом процессе являются сечения I-I, II-II, III-III (рис. 16), среди которых наиболее опасное располагается в плоскости I-I. Напряжения изгиба в сечении

$$\sigma = M/W = \rho h/W,$$

где  $\rho$  - центробежная сила кусочка полки, заключенного между углом  $\Delta$  и сечением I-I;  $h$  - расстояние между центром тяжести кусочка полки и сечением I-I;  $W$  - момент сопротивления полки изгибу.

Вычисление параметров  $\rho$ ,  $h$ ,  $W$  обычно имеет следующую последовательность.

1. Изображают полку и профиль в масштабе 10:1, учитывая результаты центровки.

2. Проводят сечение I-I как можно ближе к профилю так, чтобы отрезки от уголка стороны треугольника были приблизительно одинаковыми.

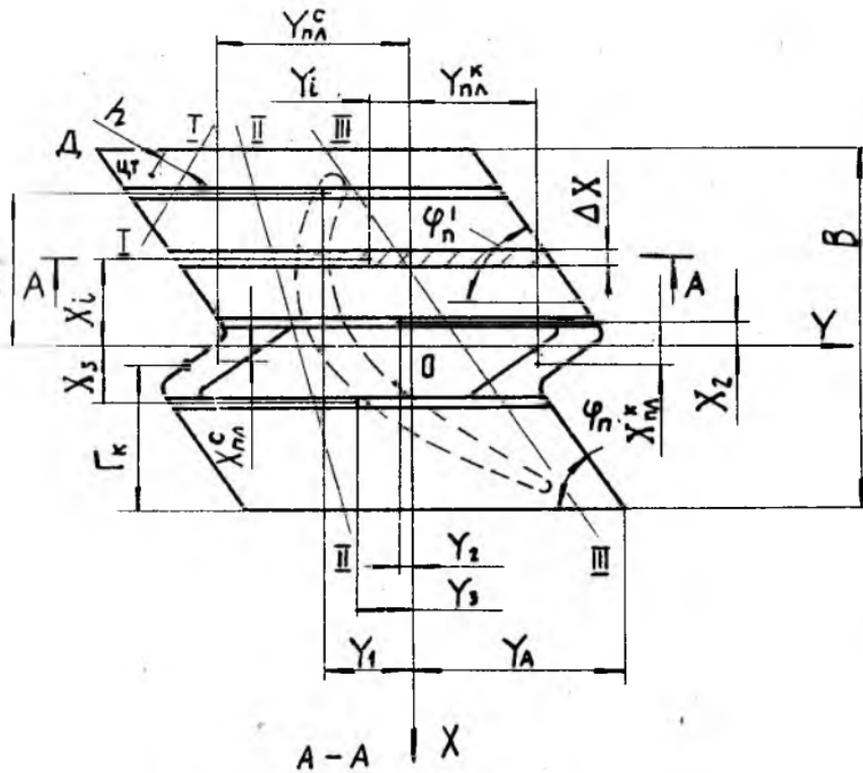
3. Определение параметров осуществляется для основания уголка и далее для расположения на нем ребер и зубьев лабиринта. Объем и координаты ЦТ основания и кусочков зубьев лабиринта вычисляют по аналогии с разделом 2.2.3. Координаты ЦТ наносят на прорисовку, зная расстояние  $h$  между ЦТ и расчетным сечением.

4. Вычисляют центробежную силу, развиваемую уголком полки, по формуле

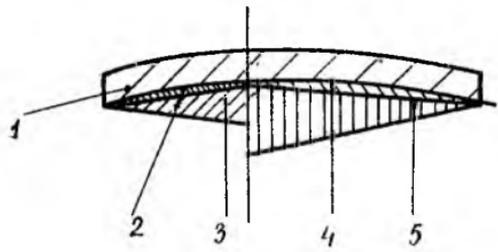
$$\rho \cong \rho \omega^2 V_n R_{ГВ},$$

где  $R_{ГВ}$  находят по формуле (6), а  $V_n$  - объем кусочка полки, заключенный между  $\Delta$  и сечением I-I.

5. Для вычисления моментов сопротивления определяют площади фигур, а, в, с ( $F_i$ ) и аппликаты их центров тяжести ( $Z_i$ ), а также - статические моменты указанных фигур ( $M_i$ ). Затем находят суммарную площадь  $\sum F_i$  и аппликату ее центра тяжести  $Z_{цт} = \sum M_i / \sum F_i$ . После чего вычисляют момент инерции  $J_u$  контура  $auvuc$  относительно оси, проходящей через центр его тяжести и параллельно оси  $u$  (собственный момент инерции  $J_c$  и суммарный момент инерции  $J$

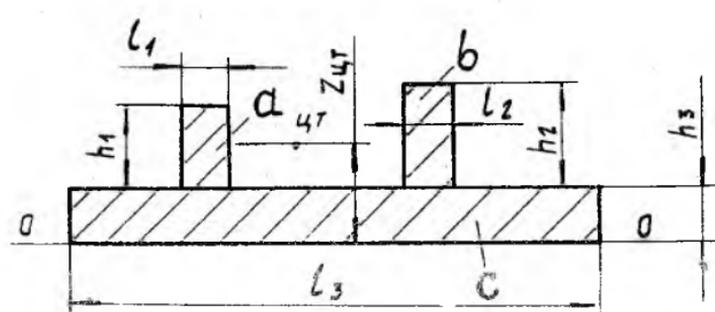


A-A | X



Р и с. 16. Параметры расчетного сечения бандажной полки

I-I II-II III-III



Всего контура:

$$J_u = \sum F_i (Z_{цт} - Z_i)^2, \quad J_c = \sum h_i^3 l_i / 12, \quad J = J_u + J_c$$

Определив минимальные расстояния от центра тяжести сечения  $Z-Z$  по растянутой  $Z_p$  и сжатой  $Z_{сж}$  сторонам полки, находим моменты сопротивления растяжения и сжатия:  $W_p = \frac{J}{Z_p}$ ;  $W_{сж} = -\frac{J}{Z_{сж}}$ .

Допускаемая величина растягивающих напряжений обычно не превышает 250 МПа и зависит от температуры полки и ее материала. При этом напряжения сжатия могут быть больше по абсолютной величине напряжений растяжений в 2-3 раза.

Величина полученных напряжений растяжения может оказаться как больше, так и меньше допустимых. И то и другое нежелательно, так как в первом случае полка сломается в работе, а во втором - она будет тяжелей, что в итоге приведет к увеличению массы лопатки и колеса в целом.

Чтобы усилить полку, действуют по следующей логической схеме. Если  $b_p > b_{p,доп}$ , то увеличивают высоту ребра жесткости. Если высоту увеличивать нельзя, например, из-за ограничений на радиальные габариты турбины, то пытаются ввести дополнительное ребро.

Для постановки дополнительных ребер достаточно следующих условий: 1) отсутствие выхода знака стержня, что характерно для неохлаждаемых лопаток; 2) расстояние между зубьями лабиринта больше размера окна в полке д.ч. выхода знака (знак предназначен для фиксирования в модели и форме стержня, образующего внутреннюю полость охлаждаемой лопатки).

Если установка дополнительного ребра возможна, то его высота принимается равной радиусу перехода от ребра к основанию полки, т.е.  $h_{p2} = r_l$ . Максимальная высота ребра жесткости либо равна высоте соседнего зуба лабиринта, либо меньше нее. Ограничение в первом случае возможно, если расстояние между зубьями лабиринта и ребра жесткости меньше осевого перемещения полки в эксплуатации.

Ограничение во втором случае возможно при любом расстоянии между зубьями и вызвано необходимостью исключить касание ребром об уплотнительные элементы статора. В противном случае снижается эффективность рабочего уплотнения из-за значительной выработки уплотнительного слоя на статоре.

При невозможности постановки дополнительных ребер принимается решение об изменении формы проточной поверхности. Проточные поверхности вращения заменяются на плоскости. С введением плоскости увеличивается толщина  $h_3$  в сечении I-I (см.рис.16). Принимая в первом

варианте расчета  $\delta_{сн} \approx 30'$ , в дальнейшем при необходимости увеличивают значение угла до получения приемлемых значений напряжений  $\sigma_p$ .

Поскольку с увеличением угла  $\delta_{сн}$ , наряду с уменьшением напряжений в полке, возрастает ее масса, необходима оценка напряжений  $\sigma_{p,a}$ , возникающих в периферийном сечении от центробежных масс полки:

$$\sigma_{p,a} \approx \rho n^2 V_n R_n / F \leq [\sigma],$$

где  $R_n = (R_{гв} + R_{ав})/2$ ;  $[\sigma_p] \approx 100 \dots 150 \text{ МПа}$ ,

$V_n$  - объем всей полки.

Если условие прочности не выполняется, то необходима корректировка площади периферийного сечения в сторону его увеличения.

Если при всех увеличениях угла  $\delta_{сн}$  не удается получить приемлемого уровня напряжений или полка получается слишком тяжелой, то в качестве альтернативной конструкции может быть предложена БП с частичным использованием поверхностей, ограничивающих рабочий венец на периферии. В противном случае должна быть выдана информация о невозможности спроектировать полки с полным использованием цилиндрических поверхностей или плоскостей.

Изменение количества и высоты ребер жесткости, углов  $\delta_{сн}$  и  $\delta_{кор}$  толщин полки приводит к изменению не только моментов сопротивления и напряжений в полке, но и ее центровки, что вынуждает в соответствии с разделом 2.2.3 искать новый комплекс значений  $\gamma_A$ ,  $\varphi_n$ ,  $\Gamma_K$ . Последнее обстоятельство требует проверки размещаемости полки на профиле.

При операции размещения нетрудно убедиться, что существует множество параметров  $\gamma_A$ ,  $\varphi_n$ ,  $(\varphi_n)$ ,  $\Gamma_K$ , в пределах которых полка располагается на периферийном профиле. Аналогичная ситуация наблюдается при центровке полки. Можно найти множество параметров  $\gamma_A$ ,  $\varphi_n$ ,  $(\varphi_n')$ ,  $\Gamma_K$ , которые удовлетворяют требованиям центровки. При этом область существования варьируемых параметров уменьшается.

Введение дополнительных ребер уменьшает возможную область существования параметров, участвующих в формировании полки минимальной массы. Существуют различные способы варьирования параметров полки для достижения ее минимального объема [9]. Можно поступить, например следующим образом.

I. Фиксируют один из параметров, например  $\varphi_n$  ( $\varphi_n$ ). Два других ( $\gamma_A$ ,  $\Gamma_K$ ) подбирают таким образом, чтобы обеспечить размещение полки и выполнение условий (6) и  $\sigma_p = [\sigma]$ . Для уменьшения  $\sigma_p$  обычно уменьшают высоту ребер жесткости, толщины полки  $\delta$ ,  $\delta_K$ ,  $l_K$  и увеличивают угол  $\varphi_n$ .

2. Повторяют пункт I при новом значении  $\varphi_n$  до тех пор, пока при следующем шаге  $\varphi_n(\varphi'_n) = \varphi_n(\varphi'_n) + 1^\circ$  не находят значений  $Y_d$  и  $\Gamma_k$ , удовлетворяющих условию (6).

Варианты расчетов сравнивают. Оптимальным принимается тот вариант, у которого минимальный объем полки.

### 2.3. Конструирование хвостовиков рабочих лопаток

В газовых турбинах ГТД используются хвостовики елочного типа. Конструирование хвостовика, который включает полку, ножку и гребенку, осуществляется поэтапно. Такими этапами являются: определение параметров, выбор конструктивной схемы и минимизация массы полки, выбор параметров гребенки хвостовика.

К исходным относятся параметры примыкающего к полке хвостовика корневого сечения пера. Используется та же система координат  $XYZ$  и те же обозначения параметров ( $l_1, l_2, r_n, \delta, Z_1, Z_2, \gamma_{cl}, \gamma_{кор}$ ) (рис.17), что и при проектировании БП. Кроме этого, задаются размеры элементов герметизации и фиксации  $h^n, \Delta^n, \Delta_{пл}, \Delta\varphi$ , которые соизмеримы с толщиной  $\delta$  полки хвостовика, так что  $\Delta^n \approx \Delta_{пл} = \delta, h^n \approx \Delta\varphi \approx (2...3)\delta, \gamma_{cl} \approx \gamma_{кор} \approx 0...5^\circ, r_n \approx (2...5)\delta$ .

Обычно ставится задача унификации хвостовиков лопаток и оснастки для их изготовления; применительно к проектируемой турбине это означает возможность использования одного из изготавливаемых в производстве хвостовиков.

#### 2.3.1. Выбор конструктивной схемы и проектирование полки

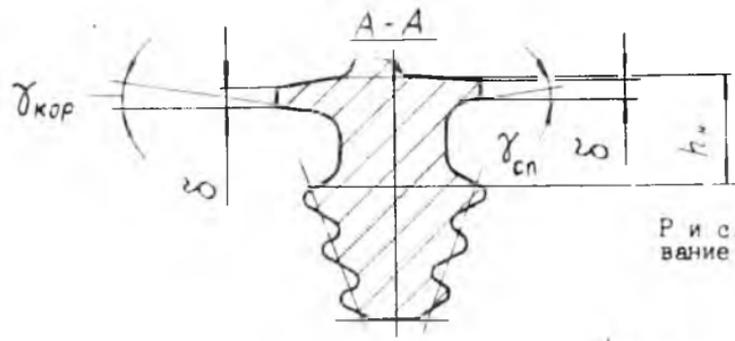
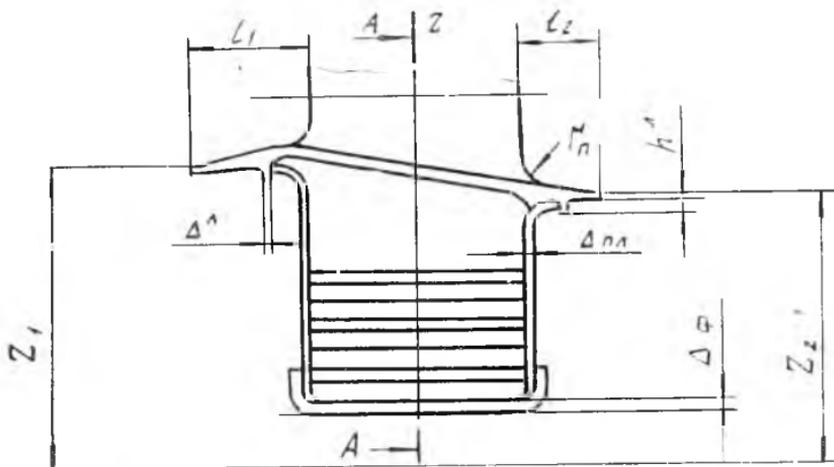
При выборе КС полки исходят из требования ее технологичности. Для такой полки находят координаты граничных точек в следующей последовательности:

1. По заданным размерам  $X_{o1}, Y_{o1}, X_{o2}, Y_{o2}, r_{o2}, r_{o1}, Y_{cl}, X_{кор}$  в известной системе координат  $XOY$  в масштабе 10:1 вычерчиваем корневое сечение пера.

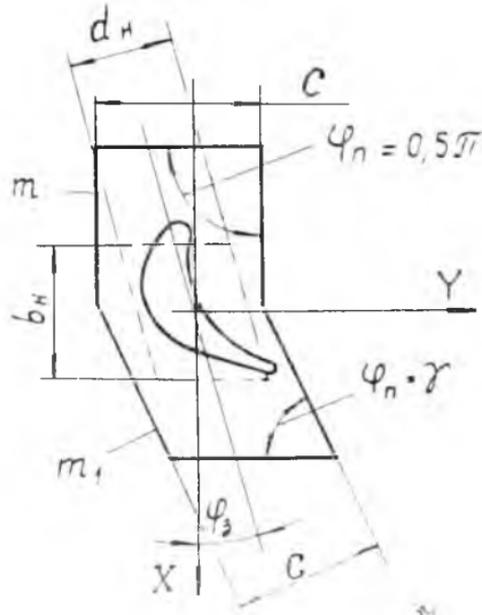
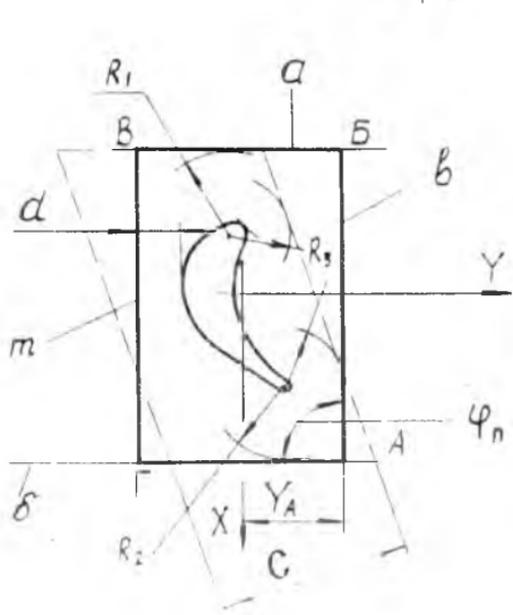
2. Из центров окружности скругления входной и выходной кромок проводим дуги  $R_1$  и  $R_2$ , вычисленные по формулам (3).

3. К дугам  $R_1$  и  $R_2$  проводим касательные  $a$  и  $b$ , параллельные оси  $OY$ .

4. Из центра окружности скругления выходной кромки со стороны корыта проводим касательную  $b$  к радиусу



Р и с. 17. Проектирование полки хвостовика



$$R_3 = r_{a2} + (0,5 \dots 0,8) r_n$$

Для простоты изготовления и сборки колеса в первом приближении угол наклона касательной  $b$  должен быть равен  $\varphi_n - 0,5\pi$ .

5. На расстоянии  $C$ , найденном по формуле (5), проводим прямую  $m$ . Точки пересечения прямых  $b$  и  $m$  с прямыми  $a$  и  $b$  определяют координаты граничных точек А, В, В, Г.

6. Проверяем, не пересекаются ли боковая поверхность ВГ с контуром профиля корневого сечения пера. Невыполнение размещения со стороны спинки исправляется уменьшением угла  $\varphi_n$ . Необходимость в уменьшении угла возникает и в том случае, если расстояние  $d$  между контуром профиля и боковой стороной ВГ меньше  $(0,5 \dots 0,8) r_n$ , т.е. должно выдерживаться требование

$$d \geq (0,5 \dots 0,8) r_n$$

(6)

Невыполнение этого требования ведет к местному увеличению толщины и возникновению уступа между соседними полками колеса, что в конечном итоге ухудшает КПД ступени. Уменьшение угла  $\varphi_n$  осуществляется до тех пор, пока не выполнится требование (8).

7. При выполнении требования (8) или его невыполнении возможно пересечение боковой поверхности АВ профиля корневого сечения со стороны корыта. Если подка не размещается ни со стороны спинки, ни со стороны корыта, то это является необходимым и достаточным условием перехода к проектированию полки более сложной конфигурации — с двумя парами боковых поверхностей в плане.

Для осуществления такой конструкции дополнительно выполняются следующие операции.

8. Из центра окружности скругления входной кромки со стороны корыта проводим касательную к радиусу

$$R_4 = r_1 + (0,5 \dots 0,8) r_n;$$

причем для обеспечения технологичности конструкции сначала принимается, что  $\varphi_n = \gamma$ ,  $\varphi_n' = 0,5\pi$

9. На расстояниях  $C$  и  $C'$ , вычисленных по формуле (5), проводим прямые  $m$  и  $m_1$ , параллельные соответственно прямым  $b$  и  $b_1$ .

10. Выполняя рекомендации п.6, при нарушении условия (8) уменьшаем углы  $\varphi_n$  и  $\varphi_n'$  до тех пор, пока профиль не войдет в габариты полки. Вопрос о вписывании профиля в габариты полки, как правило, решается положительно, если указанный профиль ориентирован на реально используемые параметры решетки.

II. При известной геометрии в плане полку достраивают путем проведения в направлении оси  $OZ$  отрезков  $\delta$  и формирования под углами  $\gamma_{сп}$  и  $\gamma_{кор}$  внетрапезовых поверхностей.

В отличие от бандажной полки к полке хвостовика не предъявляются столь жесткие требования относительно положения ее центра тяжести. Поэтому задача минимизации полки решается путем варьирования параметров  $\gamma_n$  и  $\gamma_A$ . Обычно эти изменения направлены на уменьшение ординаты  $\gamma_A$  и увеличение угла  $\gamma_n$ .

### 2.3.2. Проектирование ножки и выбор параметров хвостовика елочного типа

Формирование ножки и выбор хвостовика елочного типа – последний шаг в его проектировании [3,7]. Необходимо учитывать, что величина ножки  $h_n$  составляет 0,05...0,3 высоты пера лопатки. Максимальную высоту ножки выбирают для снижения температуры обода диска, переменных напряжений в пере, а минимальную – для размещения заданного числа лопаток. Среднее значение параметра  $h_n$  достигается с учетом установки в пространство между полками уплотнителей или демпфера. Наконец, высоту ножки можно получить автоматически, если, например, использовать (заимствовать) диск одного из серийных изделий.

Ширина и толщина ножки  $a_n$  и  $b_n$  (см.рис.17), полученные в ходе расчета на прочность, оцениваются с точки зрения размещения, т.е. поперечное сечение ножки должно вписываться в габариты полки хвостовика и размещаться на базовой поверхности хвостовика елочного типа, размеры которого регламентируются стандартом и выбираются по [3,10]. Для улучшения размещения ножки плоскость симметрии гребенки хвостовика наклоняют под углом  $\varphi_3$  к оси вращения. Увеличение угла  $\varphi_3$  более чем на  $15^\circ$  нежелательно, так как вызывает существенное возрастание концентрации напряжений в углах для паза диска.

## ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ РОТОРА ТУРБИНЫ

3.1. Требования к конструкции ротора

Выбор конструктивной схемы и исполнения отдельных элементов ротора является следующим этапом в проектировании турбины. На этом этапе необходимо определить тип связи дисков между собой и дисков с валом, оценить жесткость и критические частоты вращения ротора, найти оптимальный вариант размещения опор ротора, выбрать рациональную схему охлаждения элементов ротора и конструкцию отдельных элементов ротора.

Осуществляя поиск предпочтительной конструкции ротора турбины для заданных условий, используют следующие критерии:

конструкция ротора в целом и его отдельных элементов должна иметь требуемые по нормам запасы прочности;

изгибная и крутильная жесткости ротора должны обеспечивать требуемые значения критических частот вращения и сохранение заданных радиальных и осевых зазоров на всех режимах работы двигателя и полета самолета;

система охлаждения элементов ротора должна надежно защищать их от перегрева и обеспечивать требуемый температурный режим на установившихся и неустановившихся режимах работы в течение ресурса;

первоначальный дисбаланс ротора должен изменяться в течение ресурса не более заданного ограничения, для чего необходимо обеспечить стабильное центрирование и стяжку стыков на всех режимах работы;

масса ротора, металлоемкость и трудоемкость его изготовления и сборки должны быть наименьшими.

3.2. Выбор конструктивной схемы

В отличие от роторов компрессора в современных авиационных газовых турбинах наибольшее распространение получил только один тип ротора – ротор барабанно-дисковой конструкции. Это связано с тем, что число дисков в роторе турбины обычно не превышает 3...4 (реже может быть больше), поэтому идея связи одного (или двух), а не всех дисков с валом оказалась конструктивно простой и мобильной при изменении

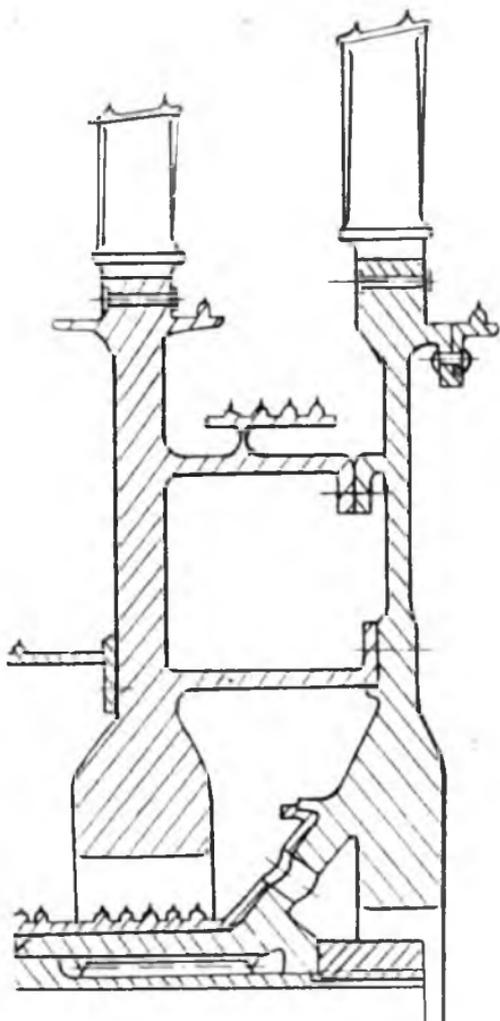
числа ступеней турбины.

Ротор турбины высокого давления (ВД) ТРДД, а у трехвального ТРДД и ротор турбины среднего давления (СД) обычно имеют 1...2 диска, а связь дисков определяется барабанными проставками, которые располагаются или на одном, или на двух уровнях (рис.18). Расположение барабанных проставок на двух уровнях используется и в роторах каскада низкого давления (НД).

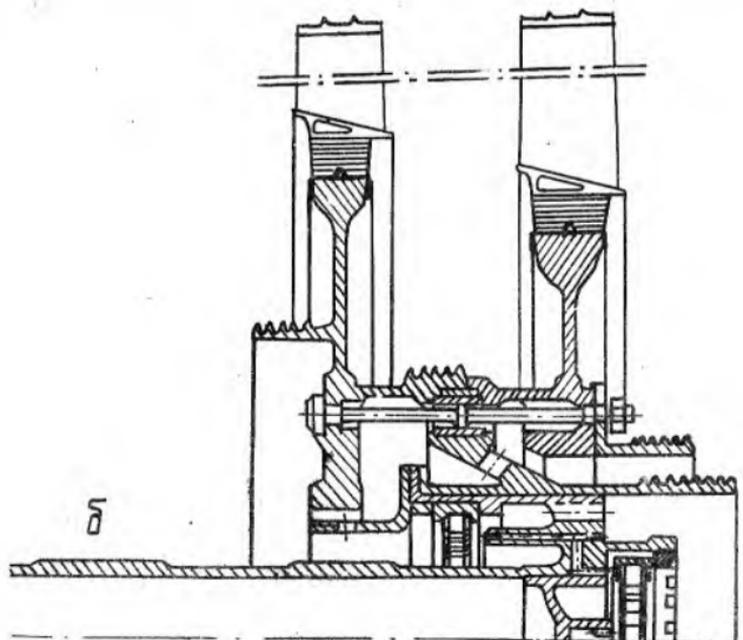
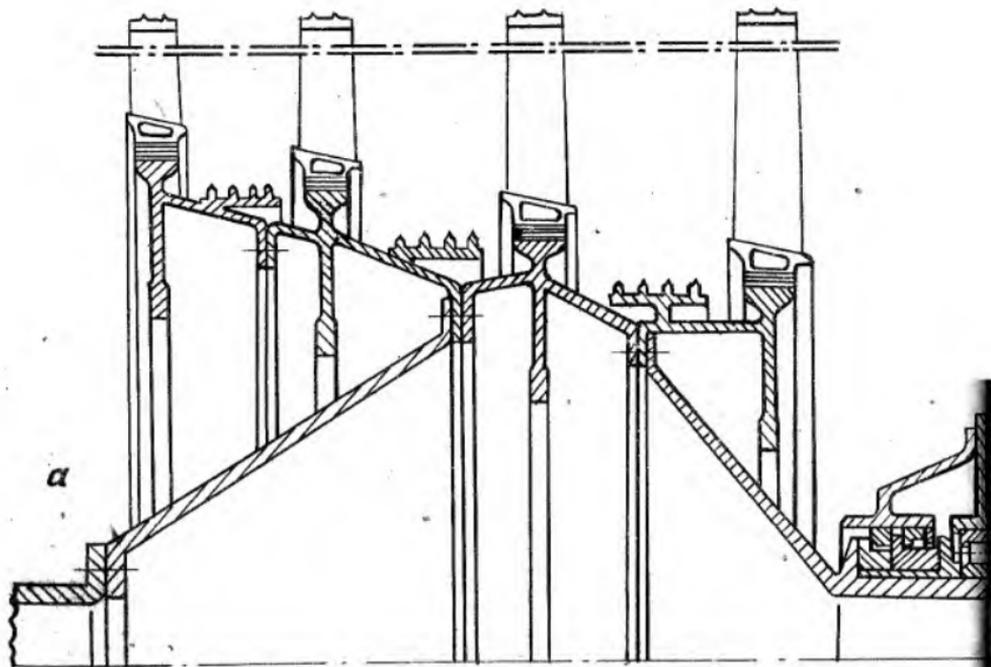
В случае использования одного уровня возможно расположение проставок ближе к периферии дисков (назовем его высоким расположением, рис.19,а) или ближе к центру дисков (низкое расположение, рис.19,б).

Положение проставки по радиусу определяется в турбине конструкцией и нагруженностью статора и дисков, а не изгибной жесткостью ротора и другими причинами, как это имеет место в компрессоре. Низкое расположение проставок обеспечивает меньшие утечки, так как лабиринтное уплотнение между дисками находится на малом радиусе.

Положение проставки по радиусу предопределяет и нагружение соплового аппарата (СА), так как диафрагма, образующая полости перед и за СА, нагружена разностью давлений в этих полостях. Чем меньше радиус расположения лабиринтов, тем больше статические силы, действующие на СА, тем выше деформации СА и, следовательно, тем выше должна быть его жесткость, чтобы исключить искажение осевых и радиальных



Р и с. 18. Ротор турбины ВД с расположением барабанных проставок на двух уровнях



Р и с. 19. Ротор турбины НД с высоким (а) и низким (б) расположением барабанных проставок

акторов в ступени турбины. Очевидно, должно быть учтено и увеличение осевых сил, действующих на диски.

Элементы, обеспечивающие центрирование деталей ротора и передачу крутящих и изгибающих моментов, оказываются в этом случае более нагруженными в сравнении с высоким расположением.

Однако низкое расположение обеспечивает умеренные температурные деформации стыков дисков и валов и, следовательно, более стабильное центрирование, стяжку стыков и балансировку ротора на всех режимах.

При высоком расположении проставки крутильная и изгибная жесткости возрастут, но степень температурных деформаций элементов ротора окажется выше. Поэтому с целью обеспечения стабильности балансировки ротора следует предусматривать меры по охлаждению стыков для стабилизации их температурного режима. Масса ротора в этом случае может быть выше, чем при низком расположении, однако масса статора будет меньше, и общая масса турбины изменится мало.

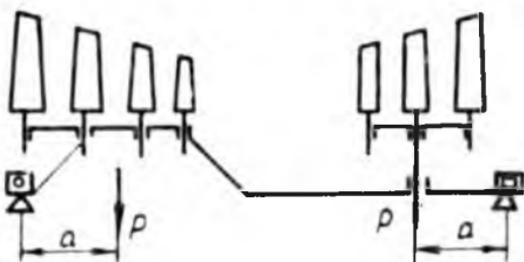
При двухъярусном расположении связей между дисками нижний ярус обеспечивает центрирование и передачу осевых сил и крутящего момента, а верхний — жесткость и (в ряде случаев) передачу крутящего момента. Такая связь делает ротор жестким, позволяет свести к минимуму толщину дисков и снизить вес статора турбины. Рассмотренная конструктивная схема ротора при числе дисков 2...4 получила распространение в современных ТРДД.

При выборе конструктивной схемы ротора важно разместить опоры ближе к плоскости его центра масс, что позволит уменьшить изгибающие моменты, действующие на ротор. Из рис. 20 видно, что в случае размещения опор в плоскости центра масс роторов компрессора и турбины элементы ротора между опорами не нагружены изгибом. Это обстоятельство исключительно важно для двух- и трехвальных двигателей, у которых соединительные валы роторов каскадов СД и НД имеют малые диаметры, т.е. малое сопротивление изгибу, и допустимые изгибные нагрузки на них имеют строгие ограничения.

### 3.3. Соединение дисков между собой и с валом

Стабильное центрирование и стяжка соединения вала с диском между собой гарантируют стабильность балансировки ротора, а в итоге — низкий уровень вибрации двигателя.

Рассматриваемые соединения находятся при общем высоком уровне температур под действием крутящих и изгибающих моментов, осевой силы,



нестационарных тепловых нагрузок, вибрации.

Учитывая условия нагружения, технологические и эксплуатационные требования, можно назвать критерии выбора типа соединения.

Оно должно:

удовлетворять требованиям прочности и обеспечивать прочность дисков;

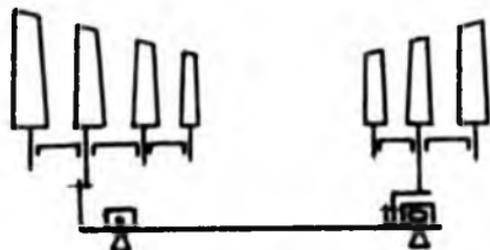
сохранять центрирование и плотность стыка при нестационарных тепловых режимах;

обеспечивать минимальный тепловой поток от диска к валу;

иметь малое число деталей и минимальные массу и металлоемкость;

иметь наименьшую трудоемкость изготовления, сборки и разборки.

В современных конструкциях осевых газовых турбин используются в основном разборные соединения диска с валом и



$a = 0 \quad M = 0$

Р и с. 20. Схема нагружения ротора изгибом при различном размещении опор относительно центра масс ротора

дисков между собой. Это диктуется технологией сборки турбины и требованиями ремонтпригодности. Однако этим вовсе не исключается применение неразборных соединений, к которым обычно относят соединения с помощью радиальных штифтов [1] и сварные соединения.

Разъемные соединения. Прочность соединений диска с валом и дисков между собой определяется выбором геометрических параметров фланцевых соединений, торцевых шлицев, радиальных штифтов и других элементов. Вопросы эти подробно рассмотрены в пособиях [1,3]. Прочность соединения подтверждается поверочным расчетом и испытаниями элементов соединений.

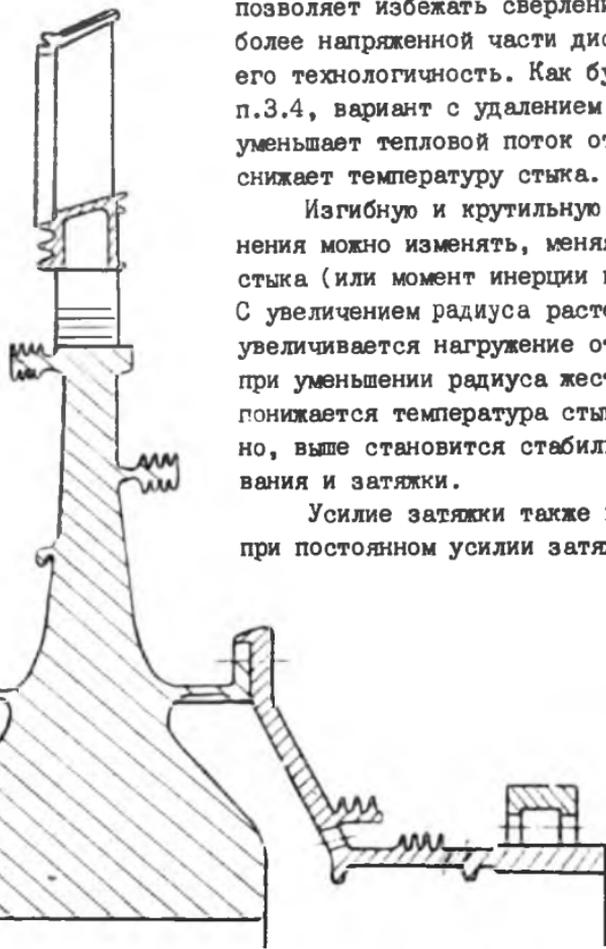
Остановимся на особенностях конструктивного оформления стыков в роторе турбины.

Разделение функций центрирования и передачи крутящего момента между различными элементами соединения имеет место в большинстве конструкций. Обычно это сочетание центрирующих буртов с передачей крутящего момента трением (см. рис. 18), центрирующих буртов с передачей крутящего момента призонными втулками (рис.19,б), центрирование и передача крутящего момента призонными цилиндрическими (или конусными) болтами (рис.19,а) или цилиндрическими штифтами, центрирование и передача крутящего момента призонными втулками и торцевыми шлицами (в роторах одновалных многоступенчатых турбин) и др.

Практически равные возможности рассматриваемых соединений с точки зрения поставленных требований затрудняют задачу выбора предпочтительного варианта. Выбор того или иного варианта в реальной конструкции ротора турбины чаще всего зависит от традиций и опыта использования соединений на других двигателях, от доверия к конструкции и к ее надежности. Подобное положение часто возникает при анализе и других элементов двигателя. В таких случаях нужно знание истории создания двигателя или семейства двигателей данного конструкторского коллектива. Расположение центрирующего бурта относительно деталей соединения диктуется в роторе турбины требованием сохранения центрирования на всех режимах работы двигателя. При переходе ротора от холодного состояния к нагретому при одновременном действии растягивающих центробежных сил может быть нарушено центрирование в стыке диска с валом (см.рис.18). Действительно, радиальные деформации более нагретого диска при действии растягивающих сил в рассматриваемом случае будут выше, чем деформации вала, температура которого ниже, чем у диска. Вследствие этого натяг по центрирующим поверхностям будет уменьшаться и может перейти в зазор, что означает нарушение центрирования. На втором диске при той же ситуации натяг не только сохраняется, но и может увеличиваться.

Отсюда вытекает правило: при использовании кольцевых центрирующих поверхностей в роторе турбины охватывающий поясok должен быть расположен на детали, испытывающей меньшую радиальную деформацию.

Второй конструктивный прием стабилизации центрирования в соединениях ротора турбины - это удаление стыка от тела диска на податливой цилиндрической перемычке (рис.21). Варьируя длиной и толщиной стенки перемычки, можно достигнуть такого положения, при котором радиальная деформация диска не будет передаваться на стык и, следовательно, не будет влиять на центрирование. Следует особо отметить, что такое решение



Р и с. 21. Ротор турбины ВД с податливым цилиндрическим элементом на диске для соединения диска с валом

позволяет избежать сверления отверстий в наиболее напряженной части диска, но снижает его технологичность. Как будет показано в п.3.4, вариант с удалением стыка от диска уменьшает тепловой поток от диска к валу и снижает температуру стыка.

Изгибную и крутильную жесткости соединения можно изменять, меняя радиус размещения стыка (или момент инерции в плоскости стыка). С увеличением радиуса растет жесткость, но увеличивается нагружение от центробежных сил; при уменьшении радиуса жесткость падает, но понижается температура стыка, а следовательно, выше становится стабильность его центрирования и затяжки.

Усилие затяжки также влияет на жесткость; при постоянном усилии затяжки увеличение количества деталей в стыке снижает его жесткость.

Неразъемные соединения. Соединение дисков сваркой нашло широкое применение в компрессорах современных авиационных двигателей. Простота конструкции, стабильность балансировки, резкое снижение ко-

личества деталей и массы стыков, а следовательно, и уменьшение массы всего ротора – таковы преимущества сварного ротора. Однако при этом усложнились бы конструкция статора и технология сборки турбины, снизились бы ремонтпригодность ротора и надежность сварных соединений. Но может ли это стать препятствием на пути применения сварных роторов в турбинах? Возвращаясь к опыту использования сварных роторов в компрессорах, ответить на это утвердительно нельзя.

### 3.4. Соединение роторов компрессора и турбины

Конструкция соединения роторов компрессора и турбины может быть жесткой, выполненной в виде болтовых стыков, или подвижной, выполненной с помощью эвольвентных шлицев, стяжных и сферических элементов.

Неподвижные (жесткие) соединения обычно используются в двухопорных роторах одновалных двигателей и в конструкции роторов ВД ТРДД, подвижные соединения – в трех- и четырехопорных роторах одновалных двигателей и в роторах СД и НД ТРДД.

Подвижные соединения допускают некоторый перекося осей соединяемых валов (до  $1,5^\circ$ ), позволяют тем самым несколько снизить требования к точности центрирования опор при сборке двигателя и обеспечивают модульность конструкции.

С учетом трудности контроля качества монтажа подвижного соединения конструкция его должна быть простой по числу элементов, передающих крутящий момент и осевую силу, по фиксации этих элементов при сборке, по доступности к соединению инструментов сборки и разборки.

Место размещения соединения по длине роторов в практике создания ГТД регламентировано только в одном – соединении стремятся сделать ближе к одной из опор, чтобы исключить нагружение его изгибом от инерционных сил масс ротора.

В двухопорных роторах СД и НД трехвального ТРДД и в роторе НД двухвального ТРДД соединения роторов могут размещаться или в опоре компрессора, или в опоре турбины – все определяется конструкцией ротора и схемой его сборки.

Трехопорные роторы имеют обычно стык в зоне 2-й опоры, это позволяет снизить требования к соосности опор при фиксированном допустимом угле перекося в шлицевом соединении по сравнению с двухопорным ротором той же длины.

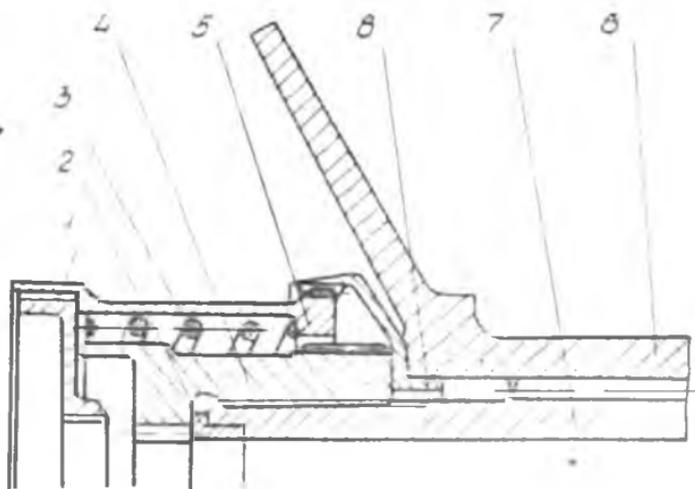
Выбор конструкции соединения диктуется выполнением требований к нему, которые сформулированы выше.

В двухопорных роторах ТРД и роторах ВД ТРДД, как правило, используется жесткое соединение, размещенное по длине ротора так, чтобы при сборке ротора это был последний стык, а при разборке – первый.

В двухопорных роторах СД и НД соединение выполняется по типу стяжки, показанной на рис.22. В таком соединении фиксирующее шлицевое устройство удерживается пружиной, и для демонтажа соединения нужно

пружину сжать, чтобы освободить фиксатор и затем вывернуть стяжную гайку (или болт). Фирма "Роллс-Ройс" использует для соединения валов спиральные шлицы, что исключает надобность в фиксаторе и упрощает сборку и разборку. На некоторых двигателях соединение фиксируется отгибной контровкой, что обеспечено очень удобными подходами к нему.

В стяжном устройстве (см.рис.22) между торцами соединяемых валов после монтажа предусматривается осевой зазор 0,2...0,5 мм, который в совокупности с зазорами в шлицах допускает перекося осей валов

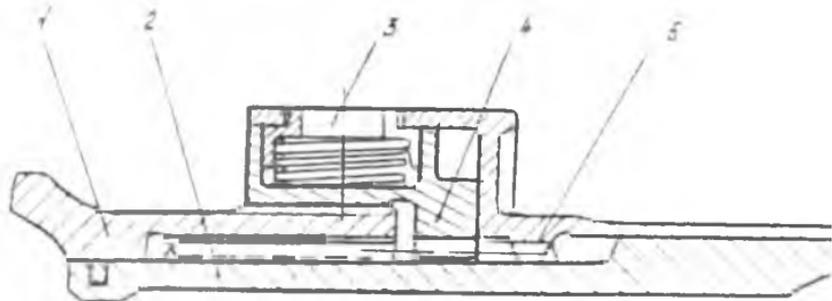


Р и с. 22. Соединение роторов компрессора и турбины стяжной гайкой: 1 - гайка стопора; 2 - регулировочный элемент; 3 - пружина; 4 - стяжная гайка; 5 - корпус стопора; 6 - шлицевая втулка; 7 - вал турбины; 8 - вал компрессора

(не более  $1,5^\circ$ ). Такое соединение до определенных значений крутящего момента и осевой силы (или, что то же, до определенной частоты вращения ротора) является шарниром, т.е. допускает изменение угла между осями, соединяемых валов. Выше этих значений происходит "силовое замыкание" соединения и оно становится жестким.

В трехпорном роторе ТРД или каскада НД ТРДД чаще используется соединение со стяжным болтом, показанное на рис.22.

В трехпорном роторе СД ТРДД, когда соединение по конструктивной схеме располагается до промежуточной опоры, фирмой "Роллс-Ройс" на ТРДД RB-211 используется плавающая муфта для восприятия осевых сил (рис.23).



Р и с. 23. Соединение роторов компрессора и турбины муфтой: 1 - вал компрессора; 2 - вал турбины; 3 - стопор; 4 - муфта; 5 - корпус стопора

### 3.5. Охлаждение дисков и валов

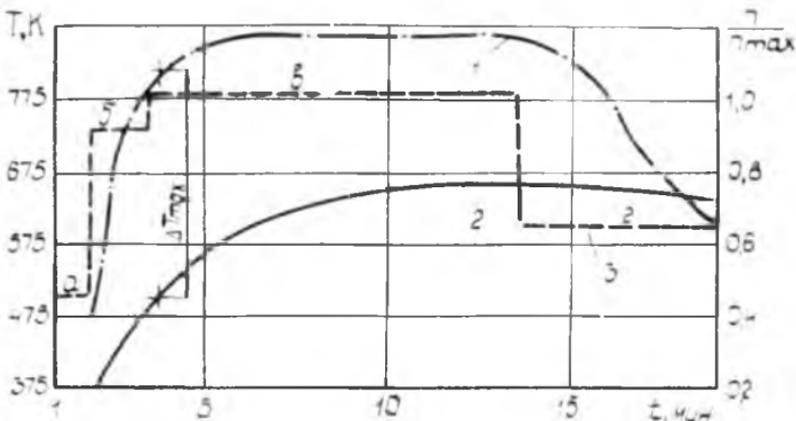
Охлаждение дисков турбины должно быть организовано так, чтобы, во-первых, снизить температуру тела диска до уровня, при котором обеспечиваются заданные запасы прочности, надежность и ресурс, и, во-вторых, уменьшить температурный градиент между ободом и ступицей и тем самым довести до допустимых норм тепловые деформации (напряжения) в диске.

Охлаждение валов необходимо для обеспечения прочности и для снижения теплового потока от вала к подшипниковой опоре.

Температура диска увеличивается от ступицы к ободу, и максимальный теплоперепад на установившемся режиме может достигать 200–300 К при охлаждении диска продувкой воздуха через зазоры в хвостовике; теплоперепад может быть снижен до 100–150 К у диска с организованным подводом охлаждающего воздуха ко всем его элементам. Возникающие при этом термические напряжения складываются с напряжениями от растяжения и других деформаций, в итоге повышается статическая нагруженность диска.

На неустановившихся режимах работы двигателя, когда быстро изменяется температура газа, возникает значительный теплоперепад между ободом и ступицей (рис.24). Это происходит на режиме приемистости и через несколько минут после сброса газа. В последнем случае наступает обратный перепад – обод диска, охлаждаясь быстрее, стал холоднее ступицы.

Большой градиент температур возникает и при недостаточном прогреве ступицы диска во время запуска двигателя. Для прогрева



Р и с. 24. Изменение во времени температур обода и ступицы диска турбины в зависимости от режима работы двигателя: а — режим малого газа; б — номинальный; в — взлетный; г — крайсерский; 1 — температура обода; 2 — температура ступицы; 3 — частота вращения ротора\*

ступицы требуется длительное время (20...30 мин), что противоречит требованию экономного расходования топлива. Сокращение же времени прогрева (см. рис. 24) ведет к возрастанию теплоперепада.

Такие циклические нагревы и охлаждения, во-первых, снижают усталостную прочность диска, во-вторых, из-за быстрых его деформаций могут приводить к увеличению радиальных зазоров в лабиринтных уплотнениях. Если эти уплотнения связаны с системой подвода охлаждающего воздуха к рабочему колесу, то неизбежны рост утечек и резкое (иногда в несколько раз [4] уменьшение расхода воздуха через рабочие лопатки и, следовательно, их перегрев.

Все эти отрицательные явления, связанные с нагревом диска, возможно исключить управлением потока тепла, идущего от горячего газа в диск, охлаждением диска и управлением охлаждением по режимам работы двигателя.

Тепло от рабочей лопатки к диску идет через ножку и контактные площадки поверхностей зубьев хвостовика елочного типа. Удельное давление на площадках контакта составляет 200...300 МПа; чем ниже это давление, тем выше термическое сопротивление хвостовика [5]. В среднем оно в 1,5...2 раза выше термического сопротивления сплошного стержня той же высоты, что и хвостовик. Изменяя геометрические параметры хвостовика (число и шаг зубьев, ширину контактной площади зубьев и т.д.), можно управлять его тепловым сопротивлением.

\* Ловинский С.И., Линько Г.И., Анушкин Г.П. Конструкция и основы проектирования авиационных ГТД. М.: Машиностроение, 1977, 320 с.

Однако при проектировании хвостовика его параметры выбирают по отраслевым стандартам, исходя из прочности соединения лопатки с диском, и управление тепловым сопротивлением в расчет обычно не принимается.

Уменьшение теплового потока от лопатки в диск может быть достигнуто путем продувки охлаждающего воздуха в зазоры хвостовика. Этому способствует управление площадью ножки лопатки (по условиям прочности она должна быть минимальной), а также защита от обдува горячим газом соединения лопаток с диском (обода диска) или дефлектором (см.рис.5), или защитными кольцами (см.рис.17). Такими мерами можно ограничиться при температурах газа перед турбиной 1200-1300 К.

При более высоких температурах газа необходимо интенсивнее охлаждать диски (на охлаждение идет от 0,5 до 2% от общего расхода воздуха).

Процесс отвода тепла охлаждающим воздухом от вращающегося диска идет интенсивнее, чем от неподвижных деталей, так как необходимая скорость относительного движения воздуха и его турбулизация обеспечиваются вращением диска.

В конструкциях авиационных газовых турбин используется два способа подвода охлаждающего воздуха к диску и рабочим лопаткам (см. рис.4 и 5):

1) воздух подводится в полость перед диском (а в ряде случаев и за диском) и далее к рабочим лопаткам;

2) с помощью дефлектора, укрепленного на диске турбины, воздух вводится под дефлектор на малом диаметре и далее по зазору между дефлектором и диском через каналы в ободу диска подходит к рабочим лопаткам.

Недостаток системы подвода с помощью дефлектора - сложность конструкции и увеличение массы ротора. Отсутствие значительных преимуществ этого способа подвода воздуха привело к тому, что некоторые зарубежные фирмы в современных двигателях используют первый способ - без дефлектора.

Вся поверхность диска в этом случае равномерно омывается охлаждающим воздухом, а к рабочим лопаткам 1-й ступени он может подводиться или с помощью подкручивающей решетки, или без нее. Подкручивающая решетка может быть и 2-ярусной, как это сделано на ТРДД RB-211-524 и 22В. Решетка верхнего яруса имеет большой перепад давлений на входе и выходе и низкое статическое давление на выходе из решетки, что способствует уменьшению утечек охлаждающего воздуха в проточную часть через уплотнения. На выходе из решетки нижнего яруса охлаждаю-

щий воздух имеет большее давление по сравнению с решеткой верхнего яруса и используется для пленочного охлаждения передней кромки рабочей лопатки.

Для достижения требуемого температурного режима валов стремятся уменьшить приток тепла от диска к валу и охладить стык диска с валом воздухом, который транспортируется к другим элементам турбины.

На тепловое сопротивление стыка вала с диском влияют все факторы, которые формируют фактическую площадь контакта<sup>\*</sup>; чем выше площадь, удельное давление и температура в контакте, чем меньше шероховатость сопрягаемых поверхностей, тем меньше тепловое сопротивление. Учитывая, что эти параметры выбирают из условия прочности стыка и его деталей, для управления тепловым потоком чаще используют площадь и температуру в контакте.

Для снижения площади контакта во фланцах делают выборки (пазы), через которые обычно проходит охлаждающий воздух. Снижение температуры стыка достигается удалением его от нагретого диска на податливой цилиндрической перемычке (см. рис. 21). По данным [4, 10] снижение температуры стыка с 820 до 520 К приводит к повышению термического сопротивления в два раза. Снижение температуры стыка согласуется с требованиями балансировки и прочности стыка.

В случае подвода воздуха с помощью дефлекторов (см. рис. 5) вращение диска вызывает насосный эффект дефлектора и лопаток рабочего колеса [4], что ускоряет течение и повышает отвод тепла. Подобный (но менее выраженный) эффект наблюдается между двумя вращающимися дисками, а также между диском и неподвижным дефлектором.

В ряде случаев дефлектор устанавливают по обе стороны диска, чтобы обеспечить равномерное охлаждение диска по толщине и исключить его изгибные деформации. При этом конструктивно проще защищать и обод диска от возможного омывания горячими газами.

Система лабиринтных уплотнений, если она устанавливается на дефлекторе, в меньшей степени, чем если бы она располагалась на диске, реагирует на изменение режимов работы двигателя.

Однако при подводе воздуха под дефлектор на малом диаметре ступица диска охлаждается интенсивнее, что увеличивает температурный градиент по радиусу диска. Поэтому в современных ГТД подвод воздуха под дефлектор производится на большем радиусе с помощью подкручивающей решетки или без нее. Охлаждающий воздух в этом случае обтекает

---

\* Под фактической площадью контакта понимается площадь, образуемая за счет деформации микровыступов шероховатости.

часть диска при движении от периферии к центру, что обеспечивает более равномерное охлаждение диска.

## Г л а в а 4

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАТОРА ТУРБИНЫ

#### 4.1. Условия работы и требования к конструкции

Статор работает в зоне высоких температур и давлений, воспринимаемая усилия и моменты, под действием которых в нем возникают напряжения. Он расположен между камерой сгорания и выхлопным устройством и предназначен для размещения и закрепления на нем сопловых лопаток.

Под действием температуры газа статор нагревается, и его прочность, если не принять меры к охлаждению, может оказаться недостаточной. Нагрев сопровождается тепловыми расширениями в радиальном и осевом направлениях, что оказывает влияние на зазоры в турбине. Изменение зазоров влияет на КПД турбины и может привести к задеванию ротора о статор, поэтому к ним предъявляются весьма жесткие требования.

Статор турбины входит в силовую схему двигателя. По этой причине в нем возможны  $\mathcal{E}$  деформации, которые ведут к местному изменению радиального зазора. В местах его уменьшения наблюдается односторонняя выработка уплотнительных элементов на статоре и роторе (изнашиваются зубья бандажной полки). В результате радиальный зазор увеличивается как из-за деформации, так и из-за износа уплотнения, что приводит к дополнительным утечкам газа и снижению КПД ступени. В связи с этим статор должен быть жестким.

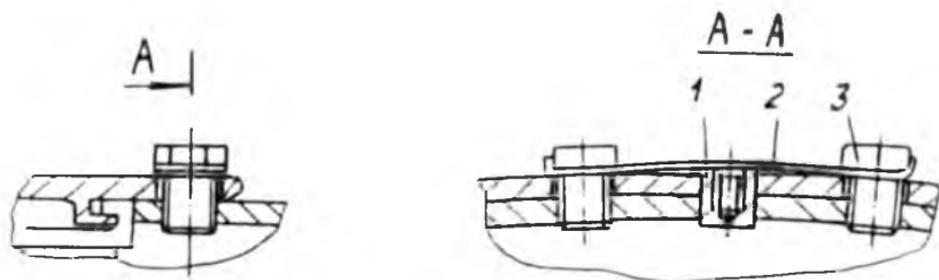
Под влиянием неравномерности поля температур, создаваемого камерой сгорания, возможны местные перегревы деталей корпуса статора и термические напряжения, приводящие к трещинам и короблению корпусных деталей. Поэтому в нем предусматриваются меры по защите деталей от перегрева.

Кроме того, в статоре реализуются меры по его непробиваемости на случай обрыва лопатки ротора, по герметичности, т.е. уменьшению всяк ло рода утечек газа и воздуха, по осмотру "горячих" деталей ротора и замене этих деталей или сборочных единиц в процессе эксплуатации.

#### 4.2. Анализ конструктивных схем корпуса

Корпус статора состоит из наружного и внутреннего корпусов, соединенных сопловыми лопатками, и включает в себя сопловые аппараты, которые могут быть разъемными и неразъемными. Неразъемные конструкции как правило, применяются в двигателях одноразового пользования при относительно низких температурах газа перед турбиной (менее 1200 К) и небольших радиальных размерах корпуса ( $\leq 600$  мм), когда влияние неравномерности нагрева корпусов вызывает лишь незначительные деформации и коробления корпусных деталей. В неразъемной конструкции наружный и внутренний корпуса соединены с лопатками неподвижно (составляют одно целое), т.е. либо отлиты, либо соединены между собой при помощи сварки или пайки. В разъемной конструкции каждый из элементов статора изготавливается изолированно и допускает возможность замены вышедшей из строя детали путем сборки и разборки аппарата.

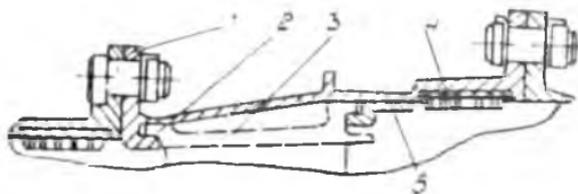
Наружный корпус состоит из силового кольца, элементов крепления лопаток, уплотнителей, элементов соединения сопловых аппаратов между собой, с камерой сгорания и выхлопным устройством. Для увеличения жесткости кольца на его наружной поверхности выполняют ребра. Соединение наружного кольца с камерой сгорания и выхлопным устройством, а также сопловых аппаратов между собой осуществляется при помощи фланцев [1]. Фланцы увеличивают вес и габариты турбины. Для уменьшения радиальных габаритов применяется соединение внахлестку (рис.25). В нем содержатся радиальные центрирующие штифты 1, которые для иск-



Р и с. 25. Соединение статора: 1 - штифт; 2 - пластина; 3 - болт

лочения выпадания при эксплуатации закрываются пластиной 2. Сама пластина крепится болтами 3 и одновременно фиксирует их. Для демонтажа штифтов в них предусмотрена резьба.

Конструкции корпуса могут быть с одной и двумя стенками (рис.26). Первая применяется при температуре газа перед турбиной менее 1450 К,



Р и с. 26. Конструкция наружного корпуса с одной стенкой:  
1 - силовое кольцо; 2 - пазы; 3 - лопатки; 4 - вставки;  
5 - разрезное кольцо

а вторая - более 1450 К. И та и другая состоят из силового кольца 1, в котором при помощи пазов 2 крепятся лопатки 3 и вставки 4. Разрезные кольца фиксируют перемещения лопатки в окружном, радиальном и осевом направлениях в схеме с одной стенкой (см.рис.26). Для фиксации они привариваются к наружному кольцу 1. Такая конструкция получается неразборной, и для замены лопаток кольцо необходимо вырезать.

Установка лопаток в наружный корпус осуществляется, как правило, совместно с внутренним корпусом, который содержит устройство крепления к лопатке, диафрагму 1, уплотнители 2 на диафрагме 1 (рис.27). Корпус необходим для организации уплотнения между статором и ротором в виде сотовых 2 и керамических вставок 4 и для закрепления лопаток. Существуют различные способы закрепления внутреннего корпуса на лопатке и уплотнителей на внутреннем корпусе 2. Наиболее часто встречается крепление корпуса при помощи шипов (рис.27,а), фиксирующих окружное смещение корпуса (осевое перемещение ликвидируется в такой конструкции благодаря кольцевой канавке 3, в которую устанавливается бурт 4 лопатки), или при помощи радиальных штифтов (рис.27,б), выполненных на лопатке и входящих в отверстия в корпусе.

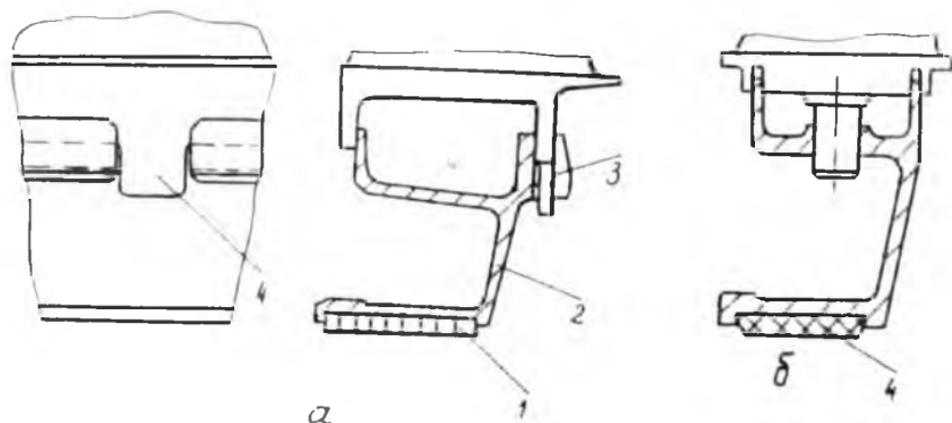
Уплотнители 2 внутреннего корпуса отличаются числом уплотнительных поясов, конструкцией уплотнительного элемента и его креплением к кольцу. Кольцо может содержать каналы для подвода охлаждающего воздуха к лабиринтному уплотнению. Между уплотнительным кольцом и устройством крепления корпуса к лопатке контура размещается диафрагма 1.

Вставки и уплотнители наружного и внутреннего корпусов ячейкой формы [1] выполняют чаще всего путем пайки стальной ленты толщиной ~ 0,1 мм, с размером сот ~ 2,5 мм и высотой 2,5...4,0 мм. Сотовая ячейка

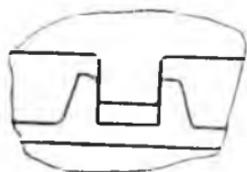
может быть получена электрофизическим прожигом. Однако толщина стенки соты при этом увеличивается в два раза, что, в свою очередь, приводит к увеличению жесткости сот и, следовательно, к большему износу зубьев лабиринта бандажных полок.

Поскольку всегда есть разница в температурах и в температурном расширении наружного и уплотнительного колец, то для компенсации разности деформаций и устранения термических напряжений сотовое кольцо выполняется составным из отдельных сегментов.

Разность температурных расширений компенсируется зазорами между сегментами. Наличие зазоров приводит к утечкам газа и снижает КПД ступени. Установка колец или сегментов в наружном корпусе защищает его от теплового излучения газового тракта, снижая тем самым температуру силового кольца, что повышает его прочность.



ВЦДА



Р и с. 27. Конструкция внутреннего корпуса с фиксацией его на лопатке шипами (а), радиальными штифтами (б), выступами (в): 1 - диафрагма; 2 - уплотнители; 3 - кольцевая канавка; 4 - шип

### 4.3. Управление радиальными зазорами и охлаждением

Радиальные зазоры между вращающимися и неподвижными деталями турбины необходимы для обеспечения сборки и устранения заклинивания ротора при эксплуатации. При заклинивании возможны поломка и износ лопаток. Радиальный зазор, особенно на периферии рабочей лопатки, оказывает неблагоприятное влияние на КПД ступени турбины, так как возникает перетекание газа с корыта на спинку. В результате уменьшается полезная работа, создаваемая периферийными сечениями.

Для определения величины радиального зазора необходимо учесть: радиальные удлинения диска и лопаток, вызванные центробежными силами и нагревом;

радиальные изменения статора, обусловленные тепловыми расширениями и деформациями корпуса из-за наличия подвески;

изменение теплового состояния изделия на различных режимах его работы (запуск, приемистость, взлетный режим, малый газ, останов и т.д.);

прогиб ротора и статора, а также вибрацию двигателя;

допуски на изготовление и овализацию корпуса, на несоосность опор при изготовлении.

Так как тонкостенные детали статора прогреваются быстрее массивных деталей ротора, то на режимах запуска и приемистости зазоры увеличиваются, а при останове уменьшаются. По этой причине основным для оценки монтажного зазора является режим сброса газа.

Кроме эксплуатационных и технологических факторов на величину зазора влияет конструкция рабочих лопаток и узла уплотнения. Лопатки с бандажными полками в сравнении с лопатками без них позволяют работать при меньших радиальных зазорах. Бандажные полки не только снижают переменные напряжения в пере, но и позволяют повысить КПД ступени на 0,5...2,5%. Преимущества лопаток с бандажными полками заключаются в уменьшении потерь в радиальном зазоре вследствие устранения перетекания газа в окружном направлении и резкого их сокращения в осевом направлении, в уменьшении профильных потерь вследствие возможности создать более тонкие и аэродинамически совершенные корневые сечения пера лопатки. Кроме того, применение бандажирования лучше сохраняет КПД в процессе наработки.

Лопатки с бандажными полками и сотовой конструкцией уплотнений радиального зазора работают с меньшими радиальными зазорами благодаря тому, что они допускают врезание лабиринтных гребешков в соты, так что зазор на всех основных режимах практически равен нулю.

У лопаток без бандажных полок применение сотовых конструкций затруднительно, так как врезание лопаток в статорное кольцо недопустимо. Поэтому для компенсации неточности сборки, коробления статора в работе из-за неравномерности его нагрева, неодинаковости деформаций корпуса и т.п. рабочий радиальный зазор необходимо увеличить в 1,5-2 раза.

На взлетных и сверхзвуковых режимах полета при температурах  $T_{г.мак}^*$  более 1550 К для обеспечения прочности приходится применять охлаждение бандажных полок, что снижает КПД ступени турбины на 0,7...1,2%. На дозвуковых режимах полета надобность в охлаждении полок отпадает. Поэтому с целью повышения экономичности воздух, идущий на охлаждение турбины, отключается.

Охлаждение конструкций является не только мощным средством повышения их прочности, надежности и ресурса, но и существенным фактором повышения экономичности. Охлаждение наружного корпуса либо воздухом из компрессора или из наружного контура, либо газом позволяет уменьшить нагрев кольца, его диаметральные размеры и, следовательно, радиальный зазор, что особенно важно для крейсерского режима полета. Возможный вариант охлаждения статора - воздухом из компрессора. Воздух поступает по трубам, в которых выполнены отверстия, подающие его на наружную поверхность кольца статора. Возможны и другие варианты изменения радиального зазора, например, подбором материалов диска и статора.

Однако в момент сброса газа охлаждение статора нецелесообразно, так как радиальный зазор быстро уменьшится и возможно заклинивание ротора при останове. По этой причине при сбросе газа одновременно прекращается подача воздуха и на охлаждение кольца.

Относительная величина монтажного радиального зазора  $\Delta z = \frac{\delta}{D}$  в турбинах с бандажными полками, с сотовой конструкцией уплотнительных колец и регулируемым охлаждением наружного кольца для первых ступеней турбины составляет  $\Delta z = 0,0007...0,0012$ , где  $\delta$  - абсолютная величина зазора,  $D$  - диаметр по зубьям бандажных полок рабочих лопаток. При нерегулируемом охлаждении статора величина  $\Delta z$  в 1,5-2 раза выше.

#### 4.4. Защита турбины от перегрева и от пробиваемости корпуса

Изменение температуры газа перед турбиной, изменение радиальной и окружной неравномерностей температурного поля в зависимости от эксплуатационных условий, коробления камеры сгорания, утечек воздуха и газа, а также от допусков на изготовление элементов камеры, засорение ее воздушных каналов и отверстий - все это может привести

и перегреву лопаток, наружного и внутреннего корпусов. Перегреву способствует также засорение каналов и полостей охлаждения лопаток.

Перегрев ведет к потере прочностных свойств материала и к разрушению лопаток. Если разрушение произошло возле корневой части рабочей лопатки, то это опасно с точки зрения пробивки корпуса и разгерметизации турбины, так как возможны пожар и нарушение жизненно важных артерий двигателя и самолета. В этой связи в конструкции предусматриваются мероприятия по защите турбины от перегрева и от разгерметизации статора при разрушении элементов ротора.

Защита турбины от перегрева осуществляется либо путем контроля и обеспечения заданного уровня температур газа перед турбиной, либо путем непосредственного измерения температуры лопатки. Температура газа и металла может быть измерена с помощью термопары. Измерение термопарой температуры вращающейся лопатки ненадежно. По этой причине термопару устанавливают в пустотелую лопатку соплового аппарата.

В такой конструкции обеспечивается сохранность прибора от повреждения случайными частицами, движущимися иногда с газовым потоком. В лопатке выполняют приемное отверстие и отверстие для выхода газа. При температуре газа выше заданного уровня дается команда на автомат дозирования топлива, который снижает его подачу в камеру сгорания, что вызывает уменьшение температуры газа перед турбиной.

Недостатком такого контроля температуры элементов турбины является то, что по измеренной температуре трудно судить о фактической температуре лопатки (особенно первой, наиболее нагретой, ступени). Для определения температуры рабочей лопатки служат пирометры (оптические приборы, направленные на лопатку и фиксирующие уровень теплового излучения заданного участка лопатки).

С целью уменьшения возможности перегрева лопатки из-за засорения предусматривается отбор воздуха на охлаждение не в периферийной части камеры сгорания или соплового аппарата, где в основном концентрируются посторонние частицы, отбрасываемые туда закрученным потоком воздуха, а ближе к втулке. По пути движения воздуха должны быть выполнены дренажные отверстия. Их делают там, где возможны застойные и тупиковые участки. На рис. 6, 9 показаны отверстия периферийной части лопатки, которые наряду со сбросом охлаждающего воздуха выполняют функцию очистки лопатки от засорения.

Разрушению элементов турбины предшествует появление в них трещин и забоин. Часто они являются следствием ударов о поверхности лопаток частиц, попадающих в проточную часть случайным образом,

нарушений правил эксплуатации и истощения прочности конструкции. Для выявления трещин, забоин и других дефектов в эксплуатации предусматриваются периодические осмотры лопаток и дисков. Осмотры осуществляются через лючки, в которые вводят оптические и токовихревые приборы, позволяющие выявить дефекты. После осмотров отверстие лючка закрывается заглушкой.

Несмотря на предпринимаемые меры по предотвращению разрушений, конструкцию турбины проектируют таким образом, чтобы оборвавшаяся лопатка не пробилась силовым корпусом. Требование непробиваемости осуществляется путем утолщения силового кольца в месте его вероятного разрушения. Это — место расположения вставок наружного кольца, т.е. плоскость вращения рабочего колеса. Местное усиление выполняется либо путем увеличения толщины самого силового кольца в плоскости вращения, либо путем рационального размещения фланцевого соединения на силовом кольце, либо путем установки над силовым кольцом дополнительного силового пояса.

Для обеспечения непробиваемости толщина силового кольца увеличивается в 1,5–2 раза по сравнению с участками, расположенными в месте крепления лопаток. В тех случаях, когда по соображениям сборки необходим разъем в силовом кольце, фланцы этого разъема располагают в плоскости вращения колеса. Недостаток такой защиты состоит в том, что не всегда для сборки требуются фланцевые соединения. Преимущество дополнительного силового пояса заключается в возможности оснастить такими поясами турбины, находящиеся уже в эксплуатации.

При обрыве лопатки она сама и образованные при ее соударении с соседними лопатками осколки локализируются внутри корпуса турбины и не могут нанести вреда другим жизненно важным элементам двигателя и самолета.

Локализация оторвавшихся кусков диска не представляется возможной, поэтому предпринимаются все меры по ликвидации причин, которые могут вызвать разрушение диска. Среди этих причин — прежде всего раскрутка ротора до оборотов, превышающих расчетные. Она может произойти, например, из-за разъединения или разрушения вала, соединяющего ротор турбины с источником потребления мощности (компрессором, винтом самолета или вертолетом, газоперекачивающим агрегатом и т.д.). Существуют различные способы торможения ротора турбины. Это механическое торможение ротора и торможение ротора путем выключения подачи топлива в камеру сгорания газогенератора. Механическое торможение ротора осуществляется либо неподвижными деталями статора — лопатками, либо специальными барабанами, либо следующим по потоку газов ротором

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ТУРБИНЫ

5.1. Требования к конструкции опор

Опоры, передавая роторные нагрузки на статор, в то же время являются элементом маслосистемы и проточной части двигателя. Эти функциональные особенности опор определяют следующие требования к их конструкции.

1. Прочность и жесткость опоры должны обеспечивать силовую связь ротора и статора, а также соосность их на всех режимах работы двигателя и при всех эволюциях летательного аппарата. При этом, если опора предназначена для восприятия и осевой силы от ротора, то осевая податливость не должна превышать 1–2 мм. Если же опора воспринимает только радиальные нагрузки, то она должна обеспечивать осевое перемещение ротора относительно статора, определяемое разностью их температурных удлинений.

2. Температурные деформации элементов опоры не должны снижать ее прочностную надежность. Для этого в конструкции опоры должны быть предусмотрены компенсации таких деформаций и охлаждение опоры.

3. Конструкция опоры и место расположения на ней элементов подвеса двигателя не должны выводить деформацию опоры за допустимые пределы и тем более отрицательно влиять на радиальные зазоры в турбинах.

4. Для уменьшения теплового потока в масляную полость опоры (чтобы, в конечном счете, уменьшить прокачку масла через опору и обеспечить заданную температуру масла на выходе из опоры обычно не более 380–390 К при использовании минерального масла и 450–490 К с применением синтетического масла) необходимо:

минимизировать площадь стенок масляной полости;

предусмотреть теплоизоляцию стенок масляной полости от внешних тепловых потоков за счет нанесения теплоизоляционных материалов и покрытий и обдува стенок охлаждающим воздухом;

использовать эффективные подвижные и неподвижные уплотнения, чтобы исключить, с одной стороны, утечку масла из опоры, а с другой — прорыв горячих газов в масляную полость;

ввести конструктивные меры по уменьшению теплового потока через отливки и внутреннюю полость вала.

5. Гидравлические потери в проточной части опоры должны быть

минимальными (обычно не более 0,5% от давления на входе в опору).

6. Опора должна обеспечивать разделение турбины на модули (см. п. 1.3).

7. Конструкция опоры должна обладать малыми материалоемкостью и массой.

8. Опора должна обладать высоким технологическим совершенством, достигаемым использованием литья, листовых материалов и прогрессивной технологии.

## 5.2. Анализ конструктивных схем

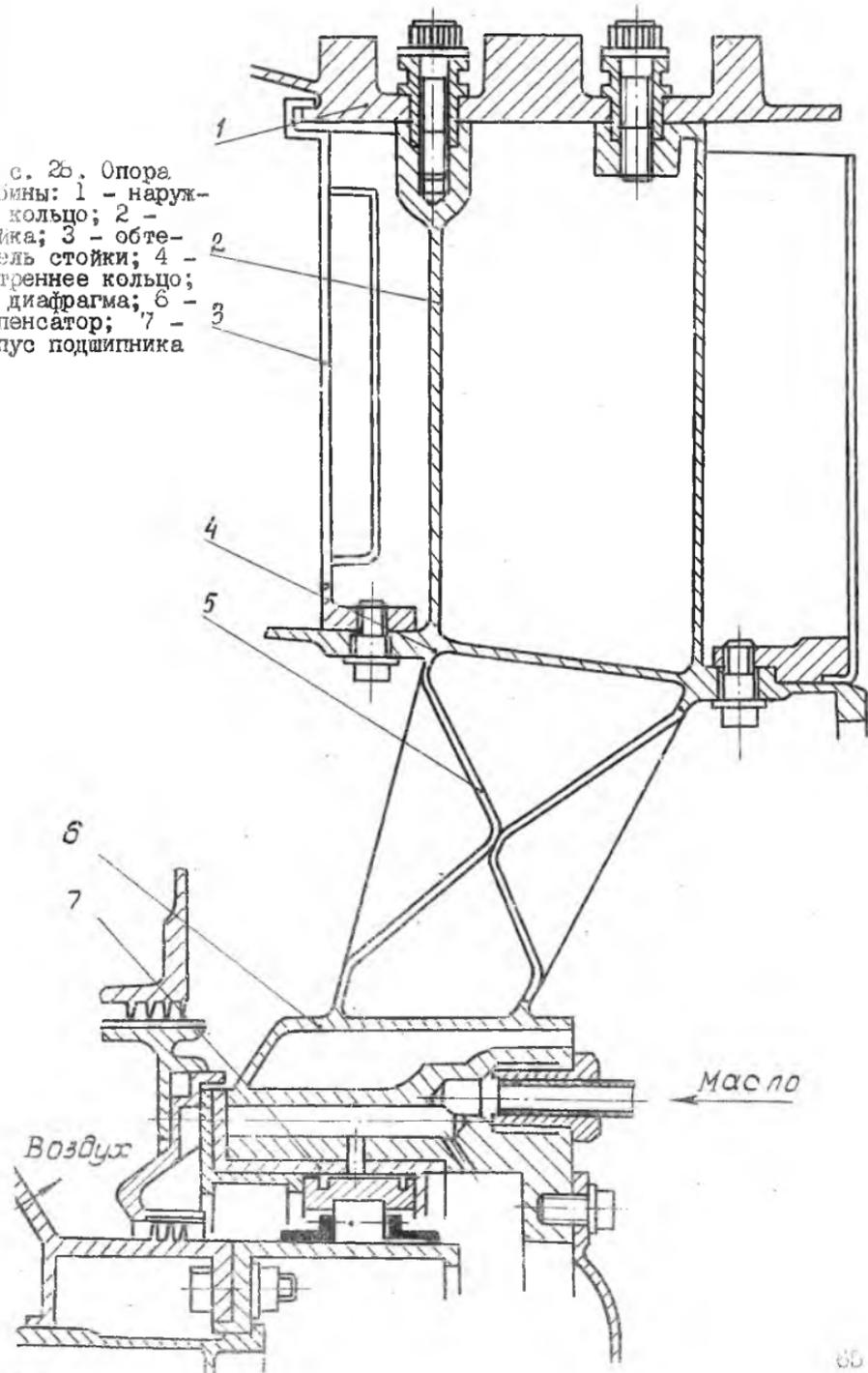
Конструктивная схема опоры включает в себя наружное и внутреннее кольца, соединенные между собой стойками (ребрами), и одну или две конусные стенки (диафрагмы), которые связывают внутреннее кольцо с корпусом подшипников. В корпусе подшипников устанавливаются подшипники и уплотнения, а внутренний объем корпуса образует масляную полость. Стойки опоры обычно защищены от воздействия газового потока обтекателями или лопатками, если опора конструктивно совмещена с сопловым аппаратом.

Так как температуры основных элементов опоры неодинаковы, различны и изменения этих температур по режимам работы двигателя (что может привести к температурным деформациям и дополнительным напряжениям в элементах конструкции опор). Поэтому при выборе конструктивной схемы и конструкции опор необходимо придерживаться следующих принципов.

1. Температурные деформации наружного и внутреннего колец, а также стоек опоры должны быть примерно одинаковы. В случае выполнения этих элементов из материалов с близкими значениями коэффициентов линейного расширения это условие сведется к требованию, чтобы температуры колец и стоек были примерно одинаковы. Для достижения равенства температур колец и стоек необходимы конструктивные меры по защите их от непосредственного обтекания горячим газом и по их охлаждению. Несоблюдение этих условий приводит к росту напряженного состояния, а в отдельных случаях – и к остаточным деформациям этих элементов.

2. Так как температура корпуса подшипников значительно ниже температуры внутреннего кольца, в конструкции элемента, связывающего эти две детали, должен быть предусмотрен компенсатор разности их температурных деформаций в радиальном направлении (рис. 28) или эти дефор-

Рис. 26. Опора турбины: 1 - наружное кольцо; 2 - стойка; 3 - обтекатель стойки; 4 - внутреннее кольцо; 5 - диафрагма; 6 - компенсатор; 7 - корпус подшипника



мации должны быть выравнены другим способом.

3. Для повышения осевой жесткости опоры диафрагма выполняется с углом наклона  $15...30^\circ$  и более (см.рис.28). При больших углах наклона сама диафрагма может служить компенсатором.

Место размещения и конструкция элементов вспомогательного пояса подвески, расположенного на опоре турбины, выбираются таким образом, чтобы деформация элементов опоры не передавалась на статор турбины и не искажала радиальные зазоры в проточной части.

Стойки опор могут быть причиной возбуждения колебаний лопаток рядом расположенных колес, поэтому осевой зазор между стойками и лопатками увеличивается до  $1,5...4$  и более размеров ширины лопаточного венца. Эта мера обычно отвечает и предыдущему требованию, так как плоскость подвески здесь значительно отдалается от рабочих колес турбины, и радиальные зазоры искажаться не будут.

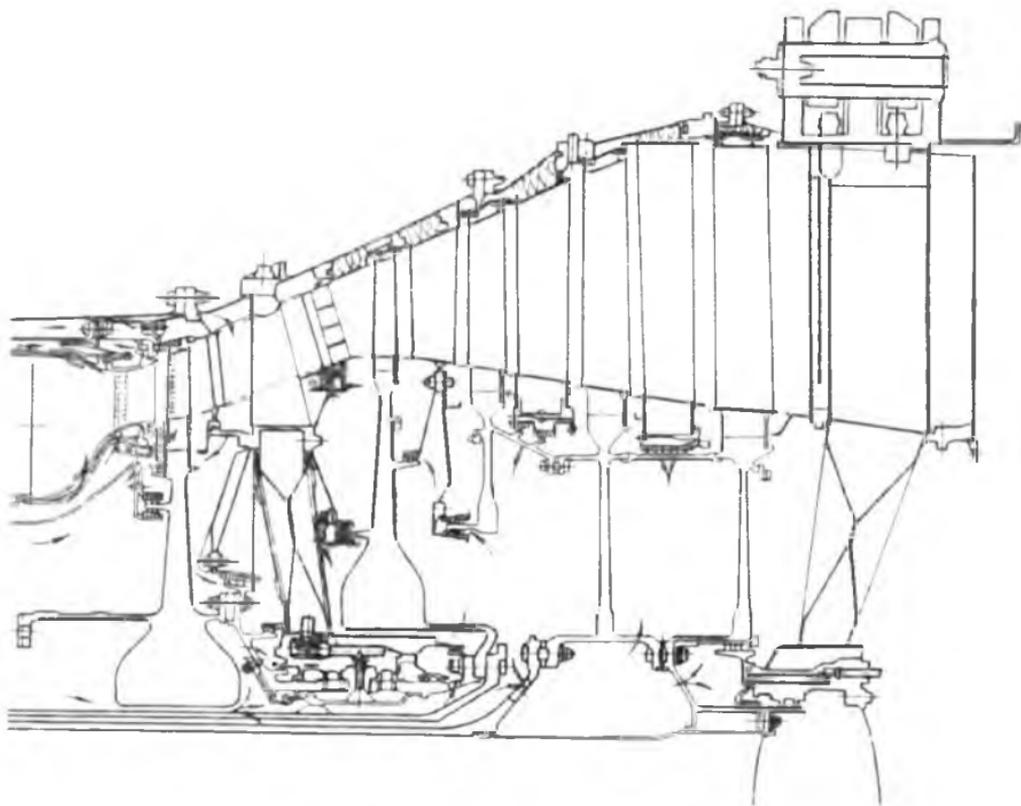
При разработке конструктивной схемы опоры должна быть определена проводка через проточную часть трубопроводов систем маслоподдачи, суфлирования и охлаждения опоры. Обычно трубопроводы проводят через лопатки СА или дополнительные обтекатели, свободные от размещения стоек.

Число стоек опор обычно не превышает  $6...12$ .

### 5.3. Выбор конструкции элементов опор

Опора, расположенная между роторами каскадов турбины (рис.29), обычно совмещается с сопловым аппаратом последующего каскада. Конструктивно такая опора представляет собой сборочную единицу, включающую в себя внутреннее кольцо, диафрагму и корпус подшипников, лопатки соплового аппарата и наружное кольцо. На внутреннем и наружном кольцах укреплены стойки, число их не обязательно должно совпадать с количеством лопаток СА.

Перед завершающей операцией сборки опоры - перед установкой наружного кольца - монтируют лопатки соплового аппарата по внутреннему кольцу. При этом выступы на лопатке входят в радиальные пазы на



Р и с. 29. Турбина ТРДД РВ-211-22

внутреннем кольце опоры, а периферийные полки – в кольцевые пазы на наружном кольце. Таким образом, лопатка оказывается жестко закрепленной в наружном кольце, а закрепление лопатки во внутреннем кольце не препятствует ее радиальным тепловым удлинениям. После крепления лопаток во внутреннем кольце монтируют наружное кольцо – оно надвигается на стойки опоры и лопатки. Наружное кольцо крепится к стойкам с помощью центрирующих втулок и болтов. Такое конструктивное исполнение опоры в различных вариациях используется практически на всех современных ТРДД.

Очень важным элементом опоры является силовая диафрагма. Конструкция ее должна обеспечивать проводку трубопроводов к корпусу подшипников, их теплозащиту, а также осевую и радиальную жесткость опоры,

так как она несет нагрузку от двух, а иногда и от трех роторов. Задача решается использованием диафрагмы, состоящей из двух наклонных стенок, или диафрагмы, применяемой в опорах турбины ТРДД RB-211 (см. рис. 28). Однако при таких диафрагмах остается нерешенной проблема компенсации разницы радиальных деформаций внутреннего кольца с диафрагмой и корпуса подшипников. Для компенсации разности температурных расширений корпуса подшипников и диафрагмы вводится охлаждение диафрагмы, подбирается материал с меньшим по сравнению с корпусом подшипника коэффициентом линейного расширения.

Опора, расположенная перед турбиной, как указывалось в главе I требует использования корпуса с двойной силовой связью [2]. Эта связь может быть разомкнутой, если силовой поток от корпуса подшипников к наружному корпусу двигателя передается через внутренний корпус и диффузор камеры сгорания (или через внутренний корпус КС и последний спрямляющий аппарат компрессора). Пример такого исполнения можно видеть в ТРДД АИ-25 и JT9D. При двойной замкнутой связи имеет место связь наружного и внутреннего корпусов камеры сгорания как в зоне диффузора, так и в плоскости установки подшипника. Пример такого исполнения можно найти в ТРДД Конкуэй RCo.42, у которого связь замыкается через радиальные спицы в зоне газосборника и в ТРДД Д-20П, у которого связь замыкается через кольцевую перегородку с отверстиями для жаровых труб, устанавливаемую между наружным и внутренним корпусами камеры сгорания. Недостаток конструкции с замыканием наружного и внутреннего корпусов через диффузор — это потери на обтекание стоек и возмущение стойками воздушного потока, что отрицательно действует на устойчивость горения в камере сгорания и на возбуждение колебаний рабочих лопаток турбины.

Этих недостатков лишена схема с силовой связью через переплет сопловый аппарат турбины. Конструкция связи несколько усложняется, если сопловая лопатка охлаждается и через нее предусматривается подача охлаждающего воздуха для первого рабочего колеса.

Подвод трубопроводов к корпусу подшипников осуществляется обычно через стойки диффузора камеры сгорания или через лопатки. Роль диафрагмы и компенсационного элемента выполняет здесь внутренний корпус КС и стенка, связывающая его с корпусом подшипников опоры.

Опора за турбиной позволяет обеспечить менее напряженный, чем в первых двух случаях, тепловой режим. Силовая связь между наружным кольцом и корпусом подшипников может осуществляться и без компенсации тепловых деформаций, если температуры основных элементов опоры близки. На рис. 28 показана конструктивная схема такой опоры ТРДД RB-211.

#### 5.4. Выбор подшипников

Выбор подшипников производится по каталогам и справочникам [II]. При этом необходимо иметь в виду, что в авиационных ГТД преимущественно используются подшипники легких, особо легких и сверхлегких серий, 5-го (высокого) и 4-го (особо высокого) классов точности.

В опорах турбины обычно устанавливаются роликовые подшипники, так как температурные условия для радиально-упорных шариковых подшипников в турбине менее благоприятны. Роликовые подшипники в сравнении с шариковыми тех же размеров способны воспринимать большие радиальные нагрузки и обеспечивают свободу осевого перемещения ротора относительно статора.

Используют два типа роликовых подшипников. Они отличаются тем, что в одном случае (рис.28,30) бортики, удерживающие ролики, расположены на наружном кольце и центрирование сепаратора происходит по наружному кольцу, а в другом случае (рис.31) фиксация роликов и центрирование сепаратора осуществляются на внутреннем кольце. В обоих случаях гладкое кольцо имеет большую длину, чтобы обеспечить осевые перемещения ротора.

Центрирование сепараторов по наружному кольцу имеет следующие положительные стороны:

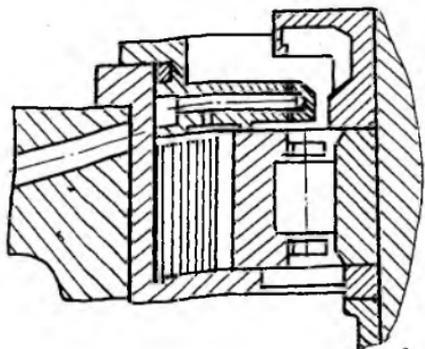
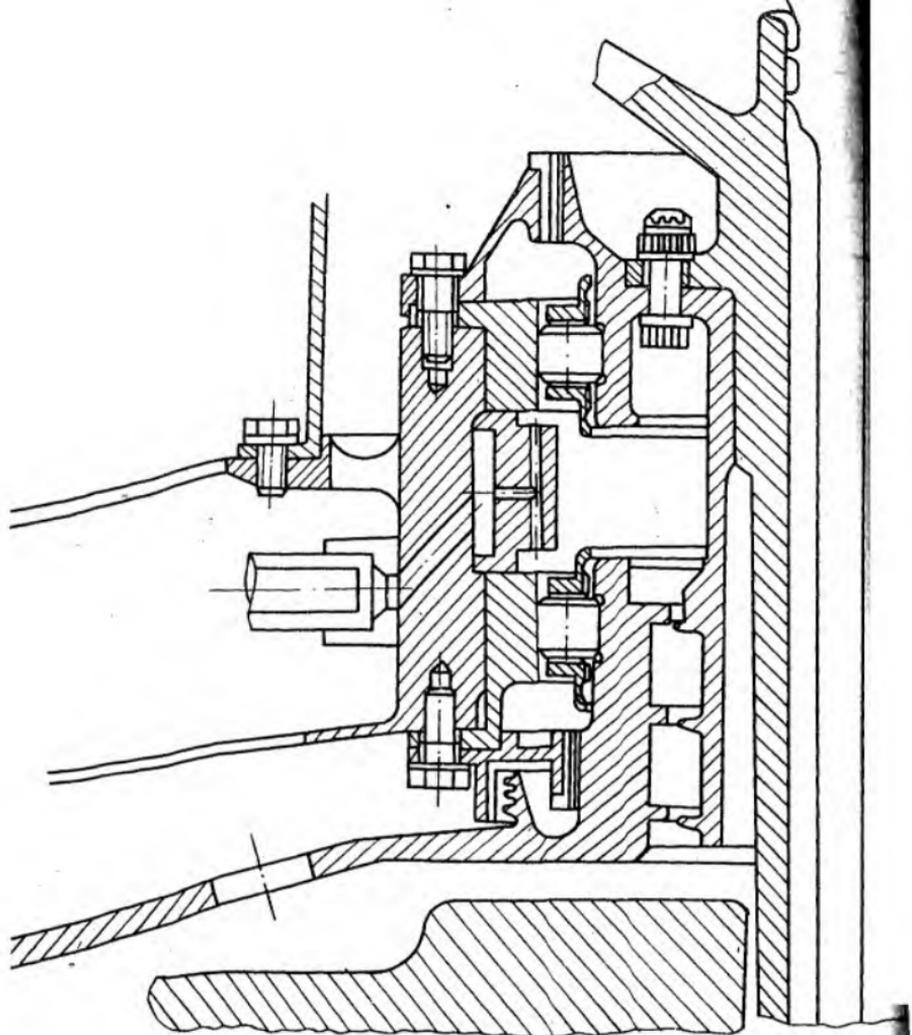
меньшее удельное давление на центрирующих поверхностях и меньшие относительные скорости на поверхностях центрирования;

более эффективная смазка и охлаждение всех элементов подшипника при подаче масла в большой зазор между сепаратором и внутренним кольцом и использование движения масла под действием центробежных сил, а также лучший отвод тепла от сепаратора к обычно более холодному наружному кольцу;

более стабильная балансировка сепаратора в процессе работы.

Однако при таком способе центрирования требуется точнее оценивать радиальный зазор между сепаратором и наружным кольцом с учетом тепловых деформаций и деформаций под действием центробежных сил, чтобы исключить заклинивание сепаратора. В этом случае несколько увеличивается масса сепаратора. Кроме того, сепаратор удерживает случайно попавшие в масло инородные частицы. В результате подшипник загрязняется, и его работа ухудшается.

При центрировании сепаратора по внутреннему кольцу исключаются недостатки первого способа центрирования, но затрудняется подвод масла через уменьшенный зазор между сепаратором и внутренним кольцом, снижается эффект отвода тепла от сепаратора к кольцу.



Р и с. 31. Опора ро-  
тора с пластичным  
демпфером

Р и с. 32. Корпус под-  
шипников опоры, распо-  
ложенной между каска-  
дами

Следует отметить, что в настоящее время изготавливаются авиационные подшипники, у которых сепаратор выполнен с маслоприемными канавками (см. рис. 31), и недостаток, связанный с маслоподачей, исключается. Это привело к тому, что в авиационных подшипниках используют оба способа центрирования сепараторов.

Подшипники, устанавливаемые в опорах авиационных ГТД, имеют большую динамическую грузоподъемность за счет повышения требований к точности и шероховатости поверхностей элементов подшипника, применения для изготовления колец чистых сталей вакуумной выплавки, электрошлакового переплава и др., а также за счет ряда конструктивных мер (упрочнение обойм микрошариками, покрытие сепаратора составами, обеспечивающими смазывание).

При подборе подшипников для опор турбины необходимы оценка приведенной динамической нагрузки с учетом повышенных температур и анализ технологии монтажа подшипника в системе "опора-ротор", требуемых осевых перемещений ротора относительно статора и долговечности подшипника. По вычисленной приведенной динамической нагрузке  $Q$  и назначенной долговечности  $h$  определяют требуемую динамическую грузоподъемность  $C$  [4], и по величине  $C$  подбирают подшипник.

Однако чаще приходится выбирать подшипники предварительно по конструктивным соображениям, исходя из диаметра вала и компоновки подшипника в опоре. После этого вычисляют приведенную динамическую нагрузку  $Q$ , оценивают долговечность  $h$  в часах и сравнивают ее с требуемой долговечностью.

При оформлении сборочного чертежа турбины должны быть выбраны посадки подшипника на вал и в корпус.

Делается это исходя из следующего: в авиационных ГТД используются подшипники классов точности 5 и 4 (реже 2); если кольцо подшипника (внутреннее или наружное) по условиям работы вращается, то оно должно быть посажено с гарантированным натягом; если же кольцо (наружное или внутреннее) не вращается, то оно должно устанавливаться свободно.

В системе с внутренним вращающимся кольцом рекомендуемые посадки поля допусков вала выбирают в системе отверстия:

для подшипников класса точности 5 и 4 -  $n5, m5, k5, js5$ ;  
для подшипников класса точности 2 -  $n4, m4, k4, js4$ .

Поле допусков отверстий в корпусе выбирается в системе вала:

для подшипников класса точности 5 и 4 -  $J5b, H6, G8$ ;  
для подшипников класса точности 2 -  $J5s, H5, G5$ .

В системе с наружным вращающимся кольцом свободная посадка на вал обеспечивается полями допусков:

для подшипников классов точности 5 и 4 -  $h5, g5$ ,

для подшипников класса точности 2 -  $h4, g4$

Посадка в корпус должна быть с гарантированным натягом, тогда поля допусков будут:

для подшипников классов точности 5 и 4 -  $N6, M6, K6, J_s6$ ;

для подшипников класса точности 2 -  $N5, M5, K5, J_s5$ .

В опоре турбины используются так называемые межвальные подшипники у которых вращаются внутреннее и наружное кольца. В этом случае посадка колец (наружного и внутреннего) осуществляется с натягом. Посадка обеспечивается такая, чтобы радиальный зазор в подшипнике между роликами и кольцами при монтаже не выбирался.

Величина монтажного радиального зазора в подшипнике определяется из выражения

$$S = S_c - 0,75(H_n + H_b),$$

где  $S$  - радиальный зазор в монтажном состоянии;  $H_n, H_b$  - натяги по наружному и внутреннему кольцам подшипника.

#### 5.5. Смазка, охлаждение и теплоизоляция опор

Надежное функционирование опоры, расположенных в ней подшипников, элементов уплотнения и силовых элементов неразрывно связано с работоспособностью систем смазки, охлаждения и теплоизоляции.

При конструировании системы смазки особое внимание уделяют способам подвода масла к подшипникам, его слива из канала вала и отстойника корпуса подшипников.

Подвод масла к подшипникам может осуществляться путем подачи его непосредственно из опоры или изнутри вращающегося вала.

Подача масла непосредственно из опоры является наиболее надежным способом. Масло по трубе  $\varnothing 8...16$  мм через наружный корпус, через пустотельные обтекатели или через внутреннюю полость сопловой лопатки подводится к корпусу подшипников. Через отверстия в корпусе масло распределяется на демпфер и на подшипник обычно через жиклер форсуночного кольца (см. рис. 30). Диаметр отверстия жиклера  $0,8...1,5$  мм. Количество отверстий по окружности кольца  $2...4$ . Наилучший эффект охлаждения достигается при подводе смазки с обеих сторон подшипника. Форсуночное кольцо во избежание его проворачивания во время работы фиксируется и закрепляется в опоре.

Подача масла изнутри вращающегося вала применяется чаще всего для смазки межвального подшипника. В конструкциях с несколькими межвальными подшипниками маслопровод выполняют внутри вала. От него идут

ответвления в виде каналов к местам расположения подшипников. Масло к центру вала подводится от одной из опор (см.рис.29). Через сверления в вале масло подается в основном к внутреннему кольцу, далее либо через сверления в самом кольце, либо через форсунки, установленные с торцов подшипника, на беговую дорожку. Смазка межвального подшипника является трудной задачей из-за взаимного перемещения валов вследствие их температурных расширений и, следовательно, из-за взаимного перемещения расположенных в них наружного и внутреннего колец радиального подшипника. Чтобы обеспечить "захват" подшипником масла, идущего изнутри вала, используют сепараторы, удлиненные в осевом направлении и имеющие на концах буртики с маслоприемными канавками (см.рис.31). Благодаря этим буртикам масло транспортируется по сепаратору к роликам и беговым дорожкам подшипника.

Слив масла из полости подшипника в сравнении с подводом масла осуществляется на большем радиусе. При переходе от одного вращающегося вала к другому и от вращающегося вала к опоре поверхность масляной полости увеличивается. Необходимо стремиться к уменьшению площади поверхности масляной полости, по которой течет сливаемое масло, так как в этом случае минимизируется подвод тепла к маслу. Во избежание коксования масла на поверхностях слива не допускаются застойные зоны.

Из полости опоры масло сливается по трубам, входное отверстие которых располагается на диаметре несколько большем, чем поверхности слива в опоре. Этим достигается удаление остатков масла при остановке двигателя. Диаметр сливных труб 12..20 мм, их количество 2..6. Меньшая цифра относится к транспортным самолетам, большая - к маневренным. Увеличение количества труб для маневренных самолетов связано с необходимостью отвода масла из различных точек опоры, соответствующих положению самолета в пространстве. В транспортных самолетах слив масла из опоры осуществляется в нижней ее точке. Воздушное охлаждение в опоре необходимо для снижения температуры подшипников, масла и силовых элементов. Охлаждением силовых элементов достигается не только прочность стоек, наружного и внутреннего корпусов, но и уменьшение подвода тепла к корпусу подшипников.

Для охлаждения элементов опоры используется воздух или из наружного контура ТРДД, или из-за ступени компрессора. Воздух наружного контура, как правило, используется в низкотемпературном двигателе при расположении опоры за турбиной.

Для охлаждения воздух подводится либо по трубам и наружному кольцу опоры внутрь ее, либо между валами вращающихся роторов. В последнем случае больше потери давления и выше подогрев воздуха, чем

при его подводе к наружному кольцу.

При определении ступени компрессора для отбора воздуха на охлаждение учитывают необходимый уровень охлаждения силовых элементов, потери охладителя и его давления при транспортировке, а также место сброса воздуха после охлаждения опоры.

Теплоизоляция опоры применяется в тех же целях, что и воздушное охлаждение. Теплоизолируют от внешнего подвода тепла трубы подвода и отвода масла, трубы суфлирования, боковые стенки внутреннего корпуса, корпус подшипников. Теплоизоляция обычно применяется в совокупности с охлаждением. Так, для снижения температуры боковых стенок между этими стенками и теплоизоляционным слоем делают продувку воздухом. В качестве теплоизолирующих элементов используют экраны, состоящие из тонких металлических стенок, между которыми уложен материал, обладающий в сравнении с металлом в несколько раз меньшей теплопроводностью. В качестве этого материала чаще всего используется стекловата каолинового состава.

Теплоизоляция межвального подшипника обычно достигается путем уменьшения поверхностей теплоподвода. В этих целях делаются фрезеровки в местах стыковки вала с диском и выполняются кольцевые проточки под кольцами подшипников. Экраны устанавливаются в зоне подшипников и на поверхностях, по которым масло стекает в опору.

### 5.5. Уплотнение опор турбины

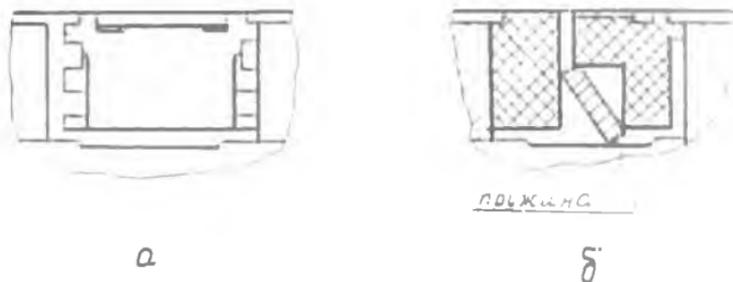
Надежность турбины как элемента двигателя в значительной степени зависит от эффективности и работоспособности уплотнений в системе "ротор-корпус". Негерметичность уплотнений, работающих по вращающемуся валу, увеличивает расход горячего воздуха, проникающего в масляную полость опор через эти уплотнения, что приводит к повышению часового расхода масла из-за ухудшения маслоотделения в суфлере, к дополнительному нагреву и окислению масла, а следовательно, к ухудшению смазки и охлаждения элементов опоры. В отдельных случаях это может привести к частичному или полному выбросу масла из опоры или самовоспламенению масла в опоре.

Отсюда и основное требование к уплотнениям опоры турбины - они должны сочетать высокую герметичность в широком диапазоне изменения параметров (давления, температура и др.) уплотняемой среды с хорошей работоспособностью в течение заданного ресурса. Для наддува лабиринтных и контактных уплотнений используется воздух с меньшим, чем у воздуха, идущего на охлаждение силовых элементов опоры, теплосодержанием.

Учитывая неблагоприятный температурный режим, в турбинных опорах используют бесконтактные лабиринтные уплотнения или сочетание лабиринтных уплотнений с контактными и другими уплотнениями.

Лабиринтные уплотнения используются обычно той же конструкции, что приняты и в других элементах данной конкретной турбины. Основные размеры их можно выбрать по пособиям [1,8]. Наибольший эффект дает ступенчатое расположение гребешков, однако при этом увеличиваются габаритные размеры уплотнительного пояса. Сами гребешки выполняются часто с утолщением у основания (*ЛТГД*). Делается это для обеспечения прочности относительно высоких гребешков при их изготовлении и колебаниях в процессе работы, а также для переточки при износе острой кромки гребешка. При использовании лабиринтных уплотнений необходимо прежде всего настроить систему уплотнений таким образом, чтобы на всех режимах работы двигателя сохранялся заданный положительный перепад давления воздуха, окружающего масляную полость, и в самой масляной полости. Следовательно, масляная полость опоры наддувается воздухом в такой мере, чтобы система суфлирования смогла поддерживать перепад давлений который гарантирует невозможность выхода масла из опоры на любом из режимов работы двигателя. Выполнить это условие трудно, поэтому в опоре используется сочетание лабиринтных и контактных уплотнений. Контактные уплотнения ставят первыми со стороны масляной полости, так как они пропускают в 7...10 раз меньше воздуха в масляную полость, чем лабиринтные уплотнения. Контактные уплотнения подразделяются на торцевые (ТКУ) и радиально-торцевые (РТКУ). В торцевых контактных уплотнениях герметизация осуществляется по торцу, а в РТКУ — еще и по цилиндрической поверхности. Поскольку в турбине велики относительные осевые перемещения ротора и статора, то для использования в конструкции опоры ТКУ необходимо значительное пространство. Поэтому в ней чаще используется РТКУ с углеграфитовым уплотнительным кольцом (рис.32).

Используются РТКУ одно- и двухстороннего действия. На рис.32,а изображено РТКУ двухстороннего действия. Кольцо под действием сил упругости и неуравновешенных радиальных газовых сил находится в постоянном контакте с цилиндрической поверхностью втулки. При условии  $P_1 > P_2$  кольцо под действием газостатических сил переместится вправо, и уплотнение в основном будет происходить по буртикам, расположенным в зоне контакта. Если же давление в масляной полости окажется больше, чем за ней, т.е. если  $P_2 > P_1$ , то кольцо переместится влево и опять обеспечит герметичность, но уже другой стороной. В этом преимущество РТКУ двухстороннего действия. Такое уплотнение использовано в турбин-



Р и с. 32. Радиально-торцевое контактное уплотнение с уплотнительным кольцом двухстороннего действия (а), с разрезным кольцом и пружиной (б)

ных опорах ТРДД Д-36.

В РТКУ, как и в других контактных уплотнениях подобного типа, обеспечивается условие, чтобы момент от сил трения по боковым поверхностям был несколько меньше момента от сил трения по цилиндрической поверхности. Тогда уплотнительное кольцо будет неподвижным при вращении вала. Однако, лучше если оно разгружено так, что может провернуться. Двухстороннее действие обеспечивается также установкой листовых гофрированных пружин между двумя частями уплотнительного углеграфитового кольца (см.рис.32, б). Однако такая конструкция уплотнения получается более сложной, что снижает его технологические достоинства и надежность.

РТКУ работают при окружных скоростях  $V = 75 \dots 100$  м/с, давлениях  $P = 0,1 \dots 2$  МПа (так, чтобы параметр  $PV = 150 \dots 200$  МПа/с) и температурах 520–570 К.

Во избежание поломки графитового кольца при сборке предусматриваются заходные фаски на детали, поверхность которой сопрягается с цилиндрическим уплотнительным поясом графитового кольца.

### 5.7. Выбор конструкции демпфирующих устройств

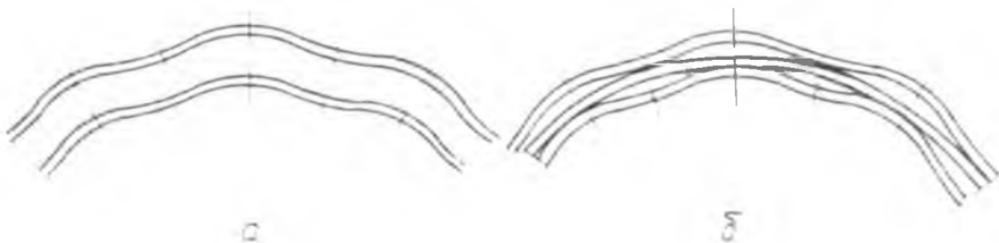
Использование упругодемпфирующих устройств в конструкции опор позволяет снизить амплитуды колебаний ротора при прохождении через критические частоты вращения и тем самым существенно уменьшить передачу вибрации от опор к корпусу двигателя, радиальный зазор между валами и, следовательно, габариты подшипников.

Выбирая конструкцию демпфера, исходят из того, чтобы он был прост по устройству и эффективен на всех режимах работы двигателя (при изменении температурного режима опоры, при изменении давления

масла в подводящей системе и др.) и обладал малыми габаритами. Постановка демпфера не должна приводить к увеличению радиальных зазоров в системе "ротор-корпус", а нагружение опоры осевой силой не должно снижать его работоспособности. В опорах ротора турбины чаще используют два конструктивных вида демпферов - пластинчатый и с выдавливаемой масляной пленкой.

Конструктивно пластинчатый демпфер (см.рис.30) представляет собой кольцевой пакет из упругих гофрированных лент, который устанавливается в кольцевой зазор между корпусом и неподвижным кольцом подшипника. Высокая надежность такого демпфера, а также постоянство характеристик при больших ресурсах предопределили его применение на ряде двигателей.

Пакет может набираться или только из гофрированных лент (рис.33,а), или из чередующихся гофрированных и гладких лент (рис.33,б), таким образом можно воздействовать на жесткость и на рассеяние энергии колебаний в демпфере.



Р и с. 33. Пакет с гофрированными пластинами (а), с чередующимися пластинами (б)

При вынужденном прецессионном движении вала от дисбаланса ротора вектор центробежной силы за один оборот деформирует все гофры пакета. Суммарная работа сил сухого трения по поверхностям контакта гофров при их деформации за один оборот (цикл) вектора - это количество энергии, отбираемое от колебательной системы за один цикл. Чем больше эта работа, тем выше декремент колебания ротора с демпфером и тем меньше прогиб ротора при прохождении через критические частоты вращения.

Пластинчатые демпферы могут работать и с подводом масла. В этом случае суммарная работа трения представляет собой результат действия сил сухого и вязкого трения. Образующееся при этом тепло отводится в циркулирующее масло.

Большинство геометрических и физических параметров пластинчатого демпфера задаются при проектировании.

Ширина пакета лент  $b$  назначается примерно равной ширине шипника и изменяется в пределах 10...40 мм. Число пластин в пакете  $n = 10...30$ , толщина одной пластины  $h = 0,1...0,5$  мм, число пролетов (гофров)  $m = 8...20$ , суммарный радиальный зазор, в старом демпфере  $\delta = 0,1...0,5$  мм. Все эти параметры определяют жесткость демпфера. Меняя их значения, можно изменять жесткость.

Для изготовления лент применяются стали 38ХМ0А, 65С2ВА, 65Г ( $E = 1,8...2,2$  кН/мм<sup>2</sup>; коэффициент трения  $f = 0,08...0,15$ ).

Демпфирующую способность и жесткость можно оценить с помощью петли гистерезиса (рис.34): декремент колебания  $\lambda = \frac{\text{площадь петли}}{2m \Delta OAB}$   
жесткость  $c = \dot{y} g \alpha$ .

Петлю гистерезиса можно построить по зависимости

$$P(y, \nu) = n m h^* E J K_m t^{-3} [\bar{R}(\bar{\xi}) + (-1)^{\nu+1} \cdot 0,5 n \bar{T}(\bar{\xi})],$$

где  $y$  - текущее перемещение;  
 $\nu = 1$  - нагружение } параметры нагружения демпфера;  
 $\nu = 2$  - разгрузка }  
 $n$  - число пластин;

$m$  - число пролетов;

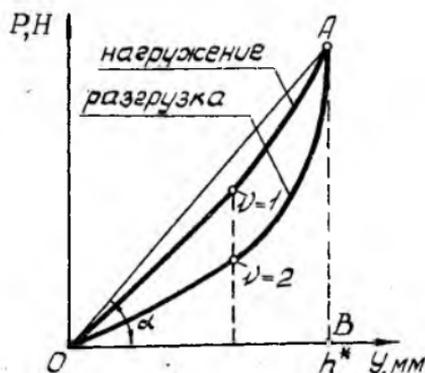
$h^*$  - первоначальный выгиб гофров (от 1 до 5 мм);

$J = \frac{b h^3}{12}$ ,  $b$  - ширина демпфера,  
 $h$  - толщина одной пластины;

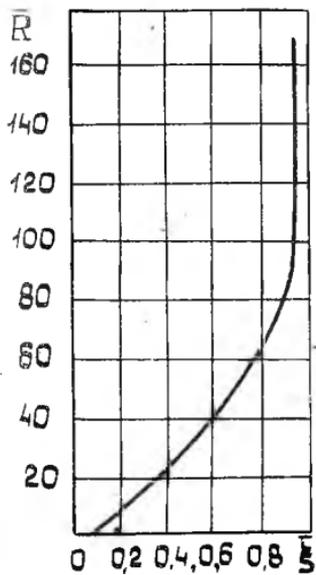
$t$  - шаг гофров;

$\bar{\xi} = \frac{y}{h^*}$ .

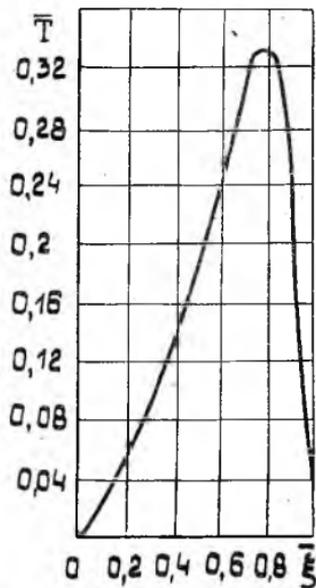
Обобщенные параметры  $\bar{R}(\bar{\xi})$  и  $\bar{T}(\bar{\xi})$  и безразмерный параметр  $K_m$  определяются на основании графических зависимостей (рис.35-37).



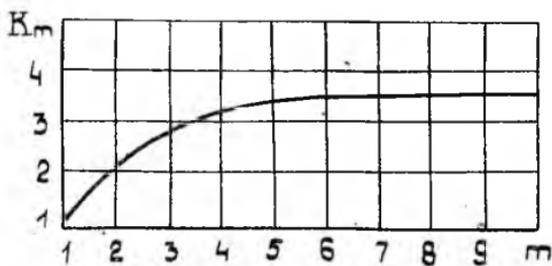
Р и с. 34. Диаграмма деформирования демпфера



Р и с. 35. Зависимость параметра  $\bar{R}$  от относительной деформации  $\xi$

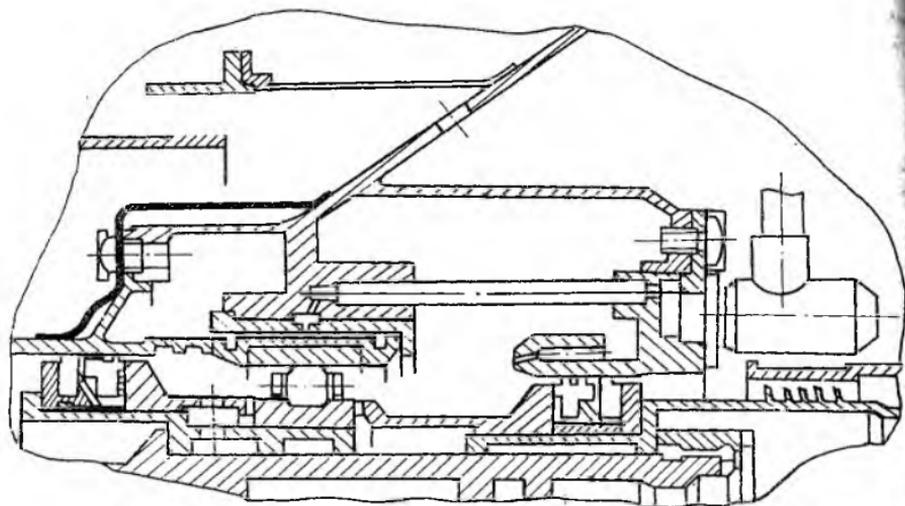


Р и с. 36. Зависимость параметра  $\bar{T}$  от относительной деформации  $\xi$



Р и с. 37. Зависимость безразмерного параметра  $K_m$  от числа пролетов  $m$

Демпфер с выдавливаемой масляной пленкой (рис.38) конструктивно прост: в зазор между наружным кольцом и корпусом (или между упругой



Р и с. 38. Опора ротора, имеющая демпфер с выдавливаемой масляной пленкой

штукой, в которой закреплен подшипник, и корпусом) подается масло из маслосистемы двигателя. При прецессии ротора масло выжимается из зазора на радиусе действия вектора центробежной силы. За один оборот масло будет выжиматься из всех точек окружности радиального зазора. Работа сил вязкого трения — это основная причина демпфирования колебаний ротора. К этому необходимо добавить, что ротор на расчетных режимах вращается относительно своего центра масс, т.е. с минимально возможным дисбалансом. Демпферы подразделяются на короткие (без уплотнительных колец) и длинные. В первом случае масло выжимается из зазора в осевом направлении, во втором — по окружности. Меньшие расходы масла и большая эффективность длинных демпферов предопределили их применение в опорах ГТД. Учитывая, что в турбинных опорах обычно устанавливаются роликовые подшипники, разгрузку демпферов от действия осевых сил ротора здесь учитывать не нужно. Однако радиальную разгрузку от силы тяжести ротора необходимо предусматривать. Делается это с помощью упругих элементов разной конструкции, которые обеспечивают соосность ротора и статора турбины при нагружении опоры силой тяжести ротора.

Зазор выбирается в пределах 0,1...0,15 мм, правильность выбора зазора можно оценить значением параметра

$$B = \frac{\mu R}{2\pi\omega} \left(\frac{L}{C}\right)^3 > 0,01,$$

где  $\mu$  - кинематическая вязкость масла;  
 $m$  - масса ротора, кг;  
 $\omega$  - частота вращения ротора, 1/с;  
 $R$  - радиус расположения зазора, см;  
 $L$  - длина зазора, см;  
 $C$  - величина зазора, см.

Если параметр  $B > 0,01$ , выбор зазора можно считать законченным.

## Л и т е р а т у р а

1. С т а р ц е в Н.И. Проектирование осевых компрессоров ГТД: Учебное пособие.-Куйбышев: КуАИ, 1978. - 77с.
2. С к у б а ч е в с к и й Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели.-М.:Машиностроение, 1981.- 550 с.
3. С т а р ц е в Н.И. Конструирование лопаток и дисков ГТД: Учебное пособие.-Куйбышев:КуАИ, 1980.- 44 с.
4. К о п е л е в С.З., Г у р о в С.В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей.-М.:Машиностроение, 1978.-208 с.
5. М а л ь к о в В.А. и др. Контактный теплообмен в газотурбинных двигателях и энергоустановках.-М.:Машиностроение,1978.-144с.
6. К у з н е ц о в Н.Д., Ц е й т л и н В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей.-М.:Машиностроение, 1976.- 216 с.
7. А р о н о в В.М. Автоматизация конструирования лопаток авиационных турбомашин.-М.:Машиностроение, 1978. - 168 с.
8. М а м а е в Б.И. Газодинамический расчет осевой турбины: Учебно-методическое пособие.-Куйбышев:КуАИ, 1969.- 103 с.
9. Г а в р и л о в Н.Г., С и л ь ч е н к о А.М. Автоматизированная система оптимального проектирования бандажных полок рабочих лопаток турбомашин.- В сб.:Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей.-Куйбышев:КуАИ, 1983, с.109-117.
10. Ц е й т л и н В.И. Оптимальное проектирование елочных замков крепления турбинных лопаток.-В сб.:Вопросы проектирования и доводки авиационных двигателей.-Куйбышев:КуАИ, 1974, вып.58,с.115-127.
11. П е р е л ь Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник.-М.:Машиностроение, 1983.-543 с.

# О Г Л А В Л Е Н И Е

И р е д и с л о в и е .....	3
Г л а в а I. Выбор конструктивной схемы турбины.....	4
I.1. Требования к конструктивной схеме.....	4
I.2. Поиск предпочтительного варианта конструктивной схемы.....	5
I.3. Конструирование модулей турбины.....	11
I.4. Расположение вспомогательного узла подвески двигателя.....	11
I.5. Выбор способа транспортировки охладителя и элемен- там турбины.....	12
Г л а в а 2. Проектирование элементов проточной части турбины.....	17
2.1. Выбор конструкции лопаток и способа транс- портировки охладителя.....	17
2.1.1. Материалы и покрытия.....	17
2.1.2. Охлаждение лопаток.....	18
2.1.3. Герметизация проточной части.....	23
2.1.4. Выбор осевых зазоров.....	24
2.2. Проектирование бандажных полок рабочих лопаток.....	25
2.2.1. Выбор конструкции и исходных данных.....	25
2.2.2. Построение полки первого приближения.....	29
2.2.3. Центровка бандажной полки.....	32
2.2.4. Коррекция формы бандажной полки.....	34
2.3. Конструирование хвостовиков рабочих лопаток.....	38
2.3.1. Выбор конструктивной схемы и проектирование полки.....	38
2.3.2. Проектирование ножки и выбор параметров хвостовика елочного типа.....	41
Г л а в а 3. Выбор конструкции ротора турбины.....	42
3.1. Требования к конструкции ротора.....	42
3.2. Выбор конструктивной схемы.....	42
3.3. Соединение дисков между собой и с валом.....	45
3.4. Соединение роторов компрессора и турбины.....	49
3.5. Охлаждение дисков и валов.....	51
Г л а в а 4. Проектирование статора турбины.....	55
4.1. Условия работы и требования к конструкции.....	55
4.2. Анализ конструктивных схем корпуса.....	56
4.3. Управление радиальными зазорами и охлаждением.....	59
4.4. Защита турбины от перегрева и от пробиваемости корпуса.....	60

Г л а в а 5. Проектирование опор турбины.....	63
5.1. Требования к конструкции опор.....	63
5.2. Анализ конструктивных схем.....	64
5.3. Выбор конструкции элементов опор.....	66
5.4. Выбор подшипников.....	69
5.5. Смазка, охлаждение и теплоизоляция опор.....	72
5.6. Уплотнение опор турбины.....	74
5.7. Выбор конструкции демпфирующих устройств.....	76
Л и т е р а т у р а.....	82

Св.план 1984, поз. 26

Николай Георгиевич Г а в р и л о в,  
Николай Иванович С т а р ц е в

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ ТУРБИН ПТД

Редактор Г.А.У с а ч е в а  
Техн.редактор Н.М.К а л е н ю к  
Корректор М.И.Л о г у н о в а

Подписано в печать 19.12.84 г. Е000382.  
Формат 60x84 1/16. Бумага оберточная белая.  
Печать оперативная. Усл.п.л. 4,9. Уч.-изд.л. 4,8.  
Т. 600 экз. Заказ 8560 Цена 15 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт им. академика С.П.Королева,  
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Обл.тип.им. В.И.Мяги, г. Куйбышев, ул.Венцека, 60.