МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра стационарных и транспортных машин

А. П. Абрамов

РОТОРЫ ТУРБИН И КОМПРЕССОРОВ

инструкция по изучению конструкций узлов и элементов роторов турбин и компрессоров по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели» для студентов специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения

**Рекомендована в качестве электронного издания
учебно-методической комиссией специальности
140104 «Промышленная теплоэнергетика»
для использования в учебном процессе**

Кемерово 2011

Рецензенты:

В. В. Назаревич, доцент кафедры стационарных и транспортных машин.

И. В. Бреусова, секретарь УМК специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика»

Абрамов Александр Прохорович. РОТОРЫ ТУРБИН И КОМПРЕССОРОВ: инструкция по изучению конструкций узлов и элементов роторов турбин и компрессоров по дисциплине «Тепловые двигатели и нагнетатели» [Электронный ресурс]: для студентов специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения / А. П. Абрамов. – Электрон. дан. – Кемерово: ГУ КузГТУ, 2011. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : Pentium IV; ОЗУ 512 Мб ; Windows 2003 ; (CD-ROM-дисковод) ; мышь. – Загл. с экрана.

В инструкции приведены:

– конструкции роторов цельнокованых, с насадными дисками и комбинированных; дан анализ их функциональных характеристик с учетом технологии производства и условий применения;

– конструкции лопаток роторов компрессоров, паровых и газовых турбин и описаны способы их установки (способы облопачивания);

– конструкции радиальных и упорных подшипников скольжения, получивших широкое применение в турбинах и компрессорах из-за большой массы роторов;

– приемы статической и динамической балансировки роторов.

© ГУ КузГТУ
© Абрамов А. П.

В общем случае, в технике, ротором называется часть механизма или машины совершающая вращательное движение вокруг неподвижной оси. В турбомашинах ротор состоит, как правило, из вала, рабочих колес с лопатками, подшипниковых узлов и уплотнительных элементов. Широкий диапазон мощности современных турбин (более 2 ГВт), различное их назначение и режимы нагружения (температурный, цикличный, длительный и др.) являются причинами многообразия конструктивных решений, использования материалов со специальными свойствами.

1. РОТОРЫ

В турбостроении ротором принято называть не только указанный выше набор элементов, но и наиболее крупный и тяжелый из них, который в зависимости от конструкции может выполнять и функции вала, ступицы или диска одного или нескольких колес.

В современных компрессорах, газовых и паровых турбинах широкое распространение получили роторы цельнокованой, сварной и сборной конструкции.

В зависимости от назначения и мощности газотурбинной установки (ГТУ) ее ротор может быть единым для турбины и компрессора или состоять из отдельных частей.

Цельнокованые роторы (рис. 1) выполняются полностью из одной заготовки (сляб), подвергаясь последовательной обработке на паровых или гидравлических молотах, токарном, расточном и фрезерных станках. Основными элементами ротора, представленного на рис. 1, являются:

1 и 6 – шейки, на которые устанавливаются подшипники;
2 и 5 – шейки концевых уплотнений, на которые устанавливаются уплотнения или контактируют с ними;
3 – пазы для установки лопаток компрессора;
4 – диски рабочих решеток турбины;
7 – центральное сверление;
8 – фланец;
9 – расточка;
10 – диски для установки лопаток компрессора.

Единый ротор рис. 1.а применяется только на газовых турбинах мощностью, как правило, не более 50 МВт. На крупных ГТУ использование для «холодной» части ротора со стороны компрессора дорогих жаропрочных сталей нерационально, поэтому для них ротор собирается из нескольких частей, каждая из которых изготавливается отдельно. Соединение отдельных элементов ротора в одно целое осуществляется по фланцу.

Центральное сверление используется при изготовлении и эксплуатации для дефектоскопирования ротора и подачи внутрь охлаждающей жидкости.

Расточка ротора изнутри, что характерно для конструкций барабанного типа (рис. 1.б и 1.г) позволяет значительно сократить его массу, центрировать сопрягаемый по фланцу элемент (концевик с шейками под подшипник и уплотнение или ротор турбины), увеличить площадь теплообмена. Роторы барабанного типа наиболее часто применяют для осевых компрессоров.

Цельнокованые роторы дискового типа (рис. 1.в) используются не только в компрессорах, но и при небольшом числе ступеней турбины, что характерно для транспортных и вспомогательных технологических паровых и газовых турбин промышленных предприятий.

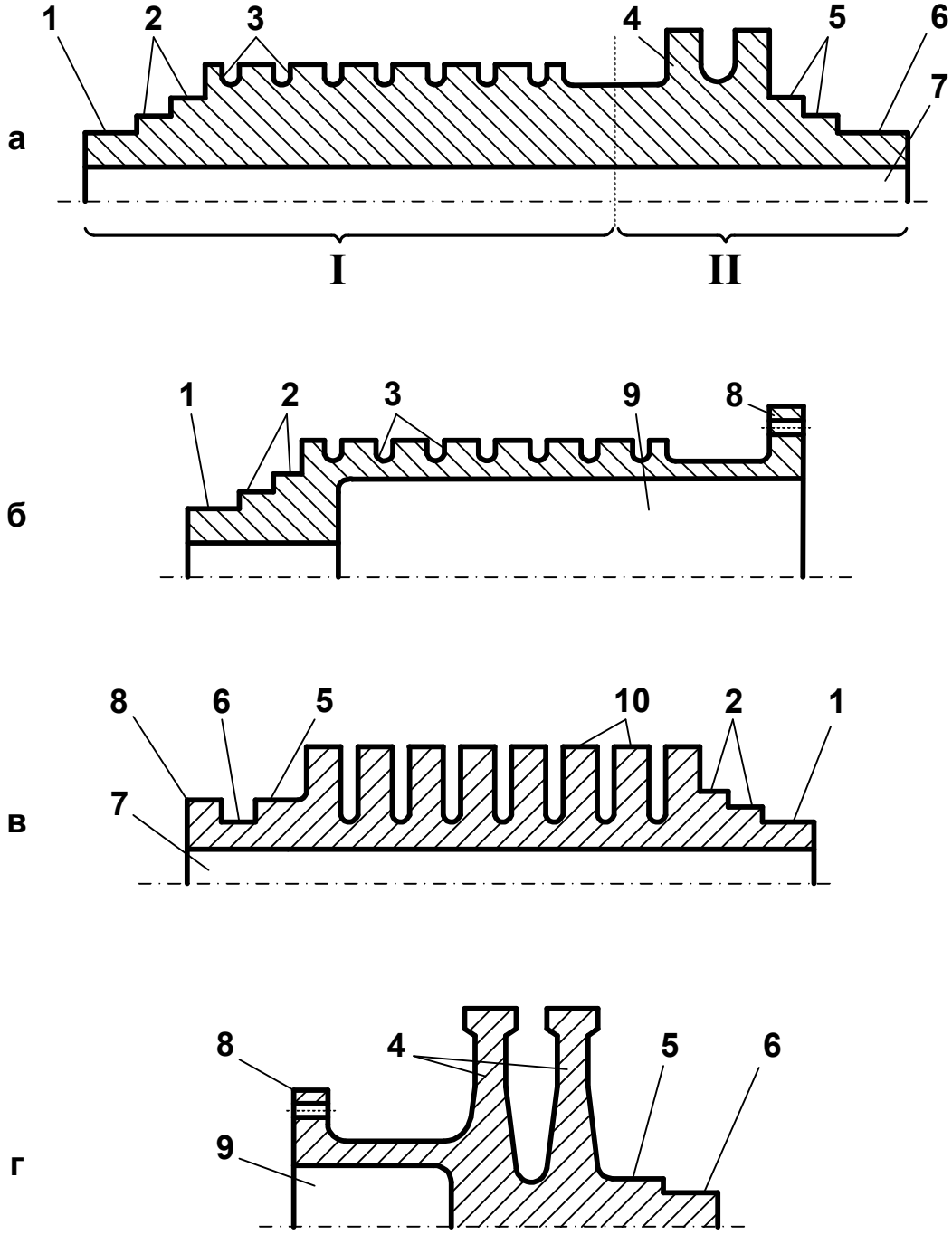


Рис. 1. Цельнокованые роторы турбин и компрессоров:
а – единый, б – барабанный, в – дисковый, г – комбинированный;
I и II – компрессорная и турбинная часть ротора;
1 и 6 – шейки под подшипники; 2 и 5 – шейки под уплотнения;
3 – пазы для установки лопаток компрессора; 4 – диски турбины;
7 – центральное сверление; 8 – фланец; 9 – расточка; 10 – диски для установки лопаток компрессора

Разработка и освоение высококачественных сварочных технологий позволили существенно упростить процесс изготовления роторов, повысить их надежность и снизить затраты труда и стоимость. Сварной ротор (рис. 2) состоит из следующих основных элементов:

1 – концевик, на котором расположены шейка под подшипник и шейки под уплотнения;

2 – диск, по внешнему диаметру которого выполнен узел для закрепления лопаток ступеней компрессора – 4;

3 – сварные швы;

5 – концевой диск, выполненный заодно с фланцем – 6.

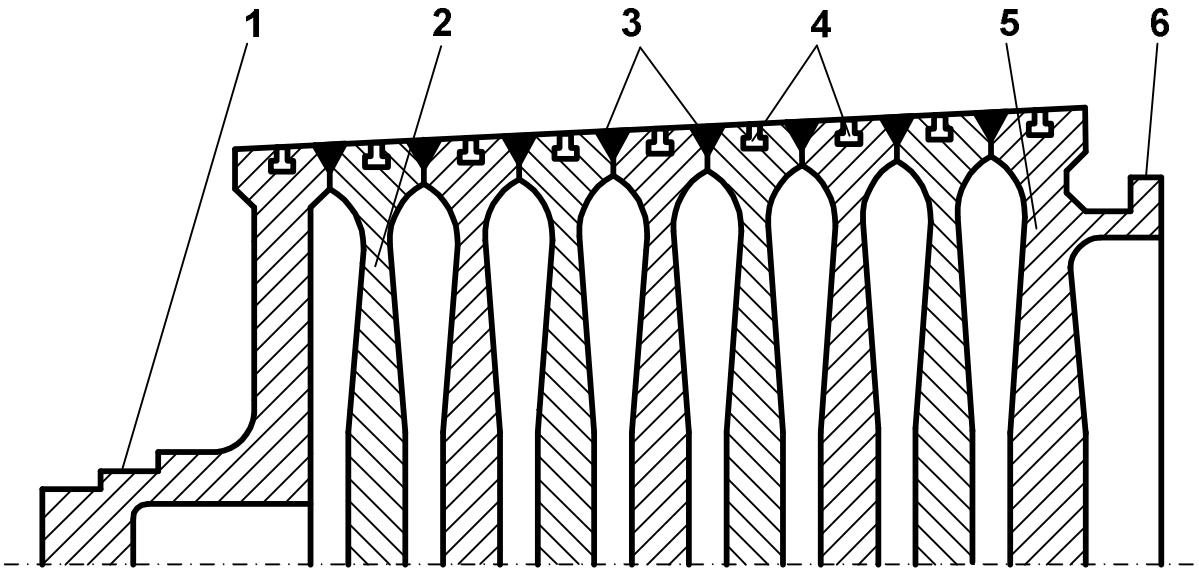


Рис. 2. Ротор компрессора сварной конструкции:
1 – концевик; 2 – диск; 3 – сварные швы; 4 – узел для закрепления лопаток; 5 – концевой диск; 6 – фланец

Между собой концевик, диски и концевой диск соединены неподвижно сварными швами. Изготовление всех элементов ротора осуществляется раздельно, что не требует громоздкого оборудования, сложной технологической оснастки и специального инструмента. Дополнительно появляется возможность, зная последовательность расположения ступеней и точки подвода свежего пара (для ГТУ продуктов сгорания топлива), более рационально использовать, стали, с учетом их жаропрочности. Сборка ротора и соединение его элементов осуществляется в специальном кондукторе, который гарантирует требуемую точность. Прочность соединения дисков между собой достигается глубокой сваркой с предварительным плазменным подогревом кромок стыка. После сварки ротор подвергается окончательной чистовой обработке и балансировке.

Сварные роторы имеют простую конструкцию и обладают более высокой поперечной жесткостью, чем барабанные. Это очень важно при большом числе ступеней и высоких температурах рабочего тела, особенно для газовых турбин.

Достаточно широкое распространение на газовых и паровых турбинах и для компрессоров получили сборные роторы с насадными дисками рис. 3. Диски ус-

танавливают на вал по горячей посадке (с гарантированным натягом), что обеспечивает передачу на них необходимой величины крутящего момента, но требует ограничения температуры рабочего тела. На газовых турбинах в роторах данной конструкции диски с валом соединяются дополнительно шпонками. Осевая нагрузка на диски от действия рабочего тела направлена в сторону буртика на валу, что исключает их смещение. Стопорная гайка здесь используется, как правило, во время сборки ротора.

Для турбин с большим числом ступеней применяются роторы сборной конструкции, но без вала как на рис. 3. На газовых турбинах чаще применяются три конструкции представленные на рис. 4.

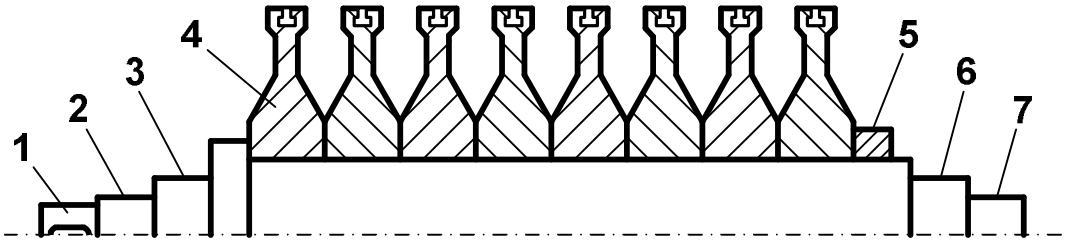


Рис. 3. Ротор компрессора с насадными дисками
1 – вал; 2 и 7 – шейка под передний и задний подшипник; 3 и 6 – шейка под переднее и заднее уплотнение; 4 – диски; 5 – стопорная гайка

Ротор, рассчитанный на 10 ступеней рис. 4.а, имеет два концевика и восемь дисков, которые объединены стяжными шпильками и гайками. Он обладает большой поперечной жесткостью, что достигается за счет выполнения дополнительно по наружному диаметру дисков и концевиков цилиндрических поясков и проточек в форме ступеньки. Пояски, охватывая снаружи проточки с небольшим натягом, обеспечивают центрирование элементов ротора относительно оси и увеличивают его поперечную жесткость. В отверстия дисков и концевиков по скользящей посадке устанавливаются стяжки, выполненные в виде шпилек периодического профиля, и закрепляются гайками. Крутящий момент с дисков на концевики передается в основном за счет контакта поясков с проточками и частично через шейки большего диаметра стяжек, которые здесь работают на срез.

В турбинах с небольшим числом ступеней, но со значительной единичной мощностью (более 1 МВт на ступень), передача крутящего момента с дисков на концевики осуществляется за счет зубчатого соединения между ними рис. 4.б. Стяжки в этой конструкции выполняются большего диаметра для обеспечения требуемой жесткости, так как зубчатое соединение не воспринимает радиальных нагрузок. Использование такого соединения существенно усложняет конструкцию дисков, концевиков и ротора в целом. Положительной стороной здесь является возможность полной разборки ротора и транспортирования его по частям к месту установки, что особенно важно для турбин большого диаметра.

Применяются в турбинах небольшой мощности роторы с одной центральной стяжкой рис. 4.в, которая имеет больший диаметр, чем в предыдущей конструкции ротора, что требуется для достижения в первую очередь продольной жесткости. Частично стяжка выполняет функции вала, как, например, в конструкции

ротора на рис. 3, на нее опираются все элементы ротора, но крутящий момент снимается с приводного фланца 9 концевика 1. На заднем концевике 7 выполнена шейка уплотнения 10, которая в транспортных турбинах используется дополнительно и как тормозной шкив. Крутящий момент от диска к диску и на приводной концевик передается зубчатыми соединениями.

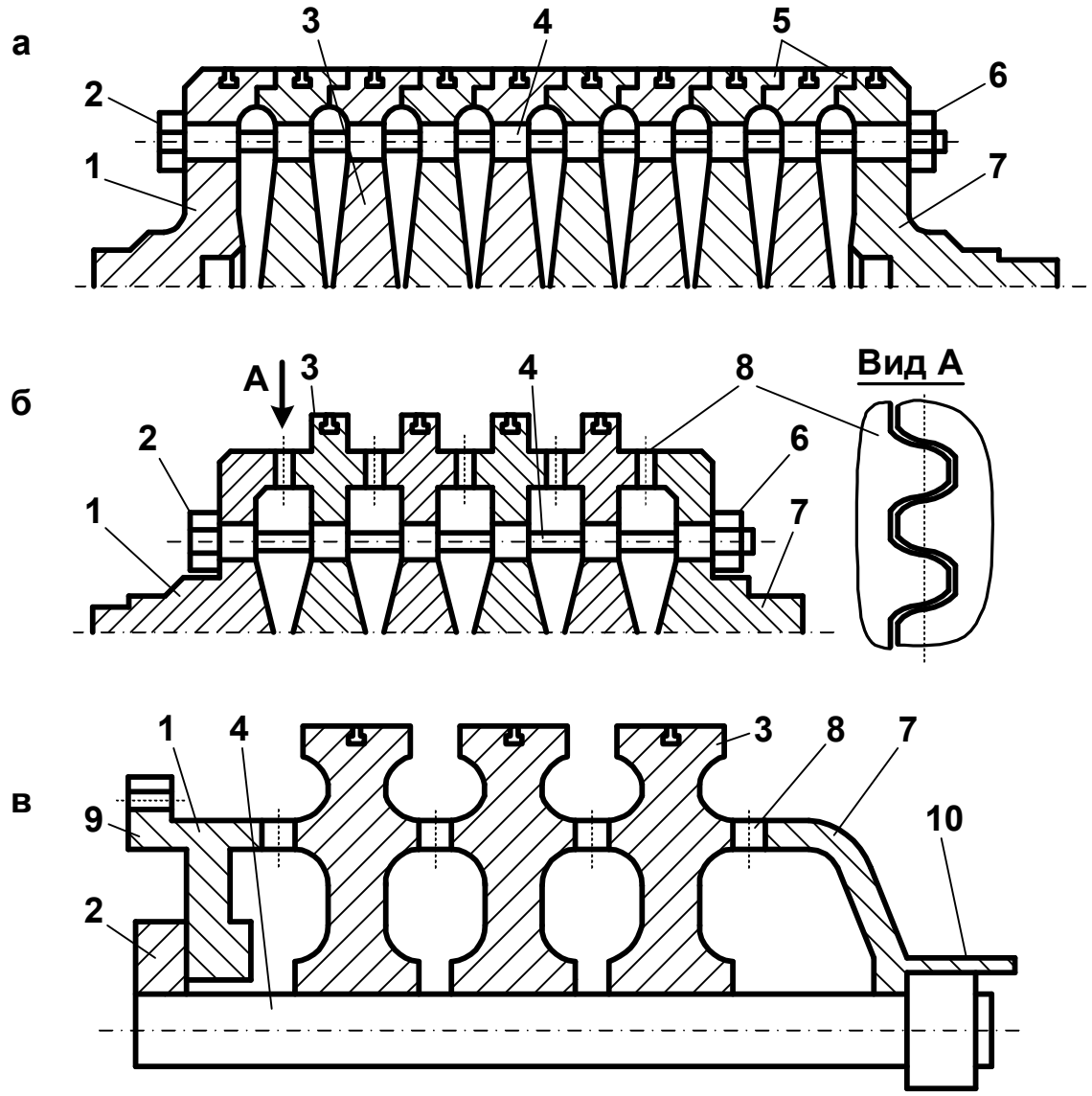


Рис. 4. Роторы сборных конструкций:
а – с натягом в поясках, б – с зубчатым зацеплением, в – с центральной стяжкой; 1 и 7 – концевики; 2 и 6 – гайки; 3 – диски; 4 – стяжка; 5 – пояски; 8 – зубчатое соединение; 9 – фланец; 10 – шейка уплотнения и подшипника (тормозной шкив)

Более сложную конструкцию дисков и концевиков имеет ротор, изображенный на рис. 5. Диски с обеих сторон имеют разновысокие полки – внешний диаметр левой полки немного больше внутреннего диаметра правой полки, что обеспечивает при соединении дисков между собой и с концевиками посадку с небольшим натягом. Дополнительно диски и концевики соединены между собой радиальными штифтами, которые устанавливаются с натягом и постоянным шагом по окружности полки. Эта конструкция имеет высокую поперечную жест-

кость при сравнительно небольшой массе. Изготовление таких дисков требует более сложного кузнечного оборудования или переход на сборную конструкцию самого диска.

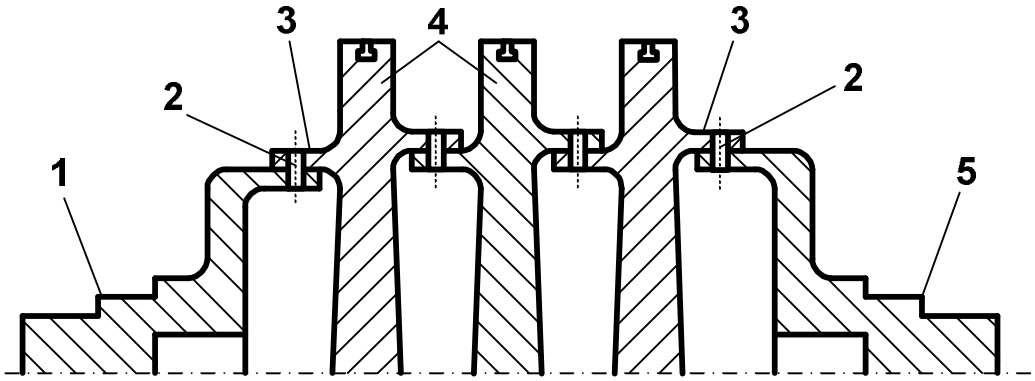


Рис. 5. Сборный ротор со сплошными дисками:
1 и 5 – концевики; 2 – штифты; 3 – полки; 4 – диски

Достаточно сложную конструкцию имеют диски сборного ротора изображенного на рис. 6. Здесь соединение элементов ротора в одно целое осуществляется призонными болтами, которые наравне с обычными болтами выполняют еще и функцию штифтов. Эти болты устанавливаются по скользящей посадке в отверстия буртиков ступицы дисков и концевиков ротора. Технология сборки роторов этой конструкции самая простая и не требует специальной оснастки. Тем не менее, число дисков в роторе ограничено из-за продольной жесткости.

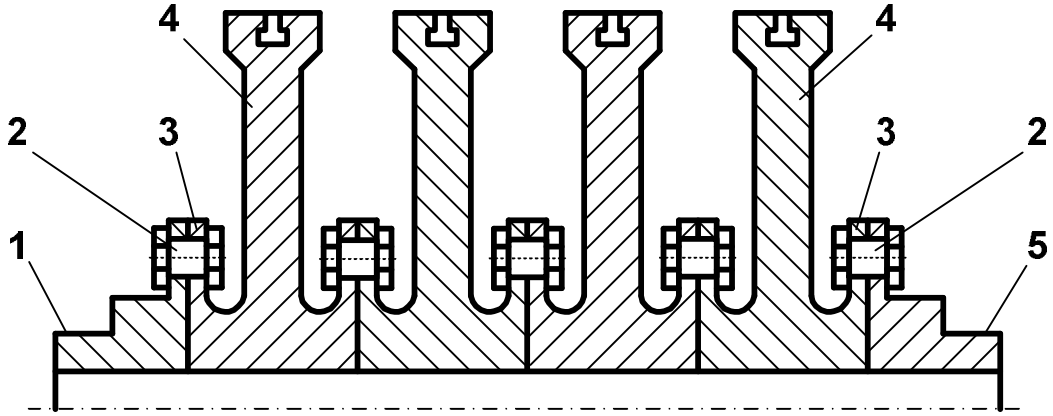


Рис. 6. Сборный ротор из дисков с центральным отверстием:
1 и 5 – концевики; 2 – призонные болты; 3 – фланцы; 4 – диски

В качестве конструкционных материалов при изготовлении паровых и газовых турбин широко применяются термически упрочненные стали перлитного и мартенситного классов (до температур 550-580°С) и аустенитные сплавы (для более тяжелых условий). Для производства дисков, валов, концевиков, болтов, штифтов, стопорных гаек при изготовлении роторов компрессоров и паровых турбин при температурах до 600°С, применяют стали: 13Х11Н2В2МФ (ЭИ961), 13Х14Н3В2ФР (ЭИ736), 14Х17Н2 (ЭИ268), 15Х12ВНМФ (ЭИ802), 16Х11Н2В2МФ (ЭИ962А), 18Х11МНФБ (ЭП291), 18Х12ВМБФР (ЭИ993),

20Х12ВНМФ (ЭП428), 08Х16Н13М2Б (ЭИ680), 31Х13Н9МВБ (ЭИ572). В скобках указана маркировка сталей по старым ГОСТам.

В газовых турбинах для изготовления этих элементов, работающих при температуре выше 650°С, чаще применяют стали матренситно-ферритового и аустенитного класса: 37Х12Н8Г8МФБ (ЭИ481), 08Х15Н24В4ТР (ЭП164), 09Х14Н19В2БР1 (ЭИ726), ХН35ВТ (ЭИ612), ХН35ВТЮ (ЭИ787), ХН55МВЮ (ЭП454), ХН62МВКЮ (ЭИ867), ХН77ТЮР (ЭИ437Б). Эти стали, в сравнении с конструкционными материалами, получившими широкое применение в общем машиностроении, обладают более высокой теплопроводностью, пониженным коэффициентом линейного расширения, высокой пластичностью, повышенной стойкостью к образованию окалины, низкое содержание легирующих элементов.

2. ЛОПАТКИ

Эффективность работы турбины во многом зависит от конструкции и правильности установки лопаток на роторе. Наиболее простую конструкцию имеют лопатки компрессоров и газовых турбин небольшой мощности (рис. 7). Эти лопатки состоят из следующих основных элементов: перо – 1, полка – 2, хвостовик – 3, зубцы – 4. Рабочие лопатки крепятся по внешнему диаметру дисков или на цилиндрической поверхности роторов барабанного типа с помощью хвостовика, который с учетом условий работы имеет разную конструкцию.

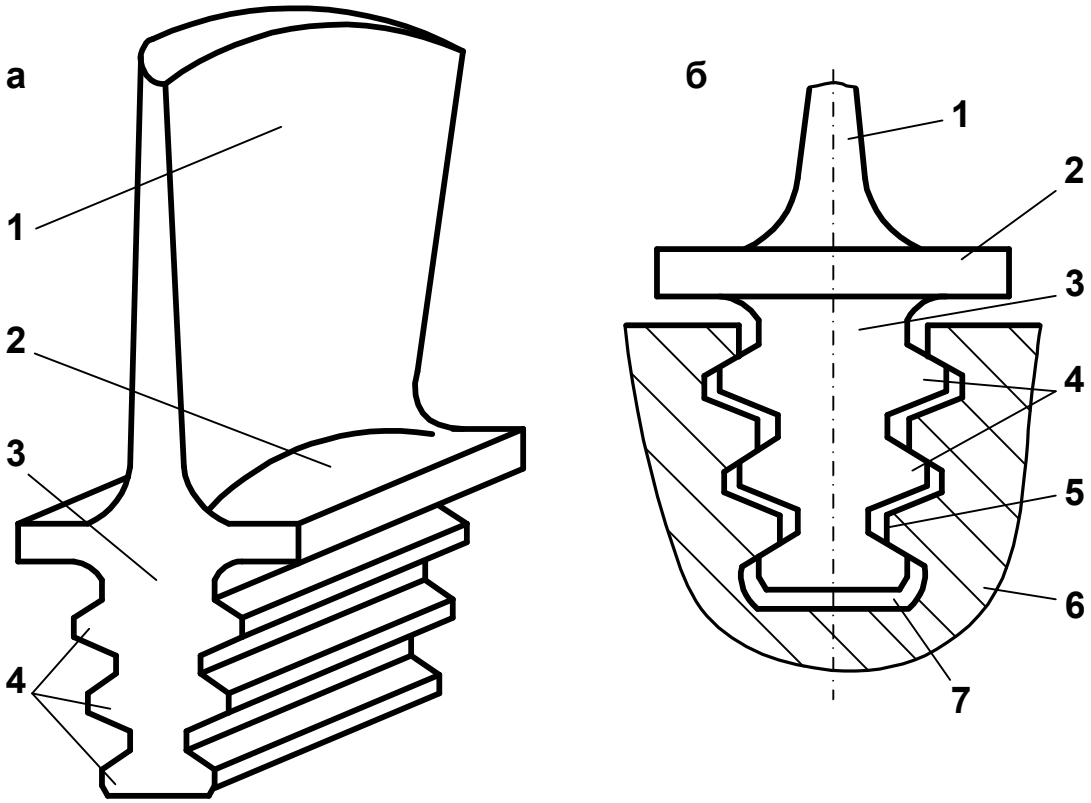


Рис. 7. Рабочая лопатка турбины:
а – лопатка, б – узел крепления
1 – перо; 2 – полка; 3 – хвостовик; 4 – зубцы;
5 – выступы; 6 – диск; 7 – паз в диске

На лопатках турбин хвостовик выполняется с зубцами грибовидной формы (рис. 7.б), которые опираются на профилированные выступы дисков ротора. Нарезка пазов с выступами необходимого профиля в дисках осуществляется специальными фрезами и протяжками.

С учетом ориентации продольной оси паза относительно оси ротора различают лопатки с осевой и косой заводкой. На газовых турбинах широко применяются лопатки с осевой заводкой (ось паза параллельна оси ротора), а на компрессорах с косой (ось паза развернута относительно оси ротора).

Лопатки компрессоров, как правило, имеют хвостовики более простой конструкции (рис. 8), что обусловлено меньшими нагрузками и температурой. Крепление «ласточкин хвост» используют при осевой заводке. Крепление «зубчиковый хвост» используется при тангенциальной заводке. Паз режется набором специальных дисковых фрез с учетом направления вращения ротора при работе – от наружного диаметра диска под острым углом к центру.

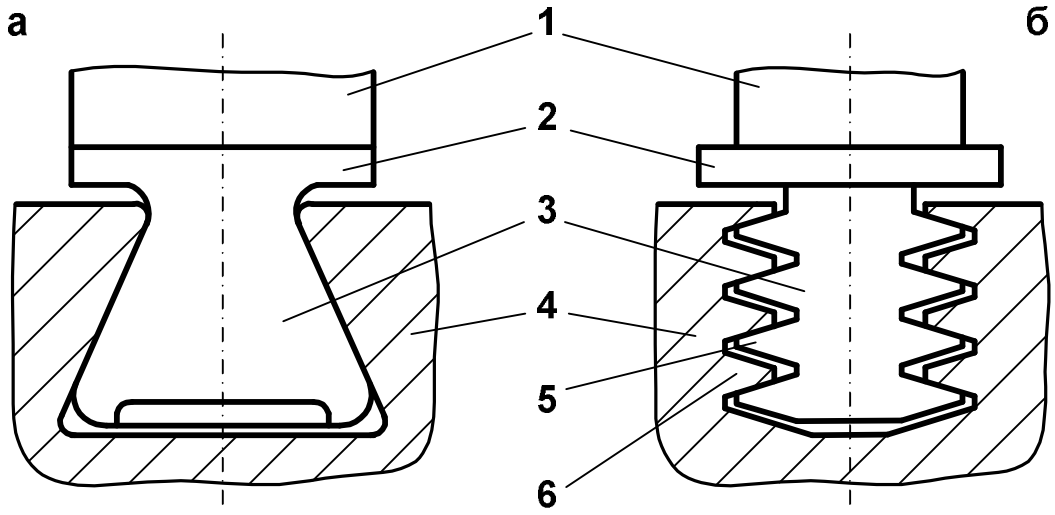


Рис. 8. Узлы крепления лопаток:
а – ласточкин хвост, б – зубчиковый хвост;
1 – перо; 2 – полка; 3 – хвостовик; 4 – диск; 5 – зубцы; 6 – выступ диска

Для шарнирного крепления по наружному диаметру диска протачиваю два паза, на боковой поверхности диска с необходимым шагом сверлят сквозные отверстия (рис. 9).

Осуществляя радиальную заводку хвостовика лопатки в паз, совмещают отверстие в хвостовике с отверстием в диске (рис. 9) и в него устанавливают палец.

Отверстие в вилке лопатки выполняется несколько большего диаметра, чем палец и отверстия в диске, что существенно упрощает процедуру облопачивания ротора. Одновременно, это является причиной повышения вибрации, особенно на низких оборотах турбины (лопатки занимают рабочее положение под действием центробежной силы при вращении ротора). Этот способ крепления достаточно простой, но имеет невысокую надежность и применяется редко.

Более сложной конструкции лопатки и узлы крепления применяются на паровых турбинах. На диске каждой ступени протачивается фигурный обод

(рис. 10), профиль которого повторяют пазы в хвостовиках лопаток (для их нарезки используют специальные протяжки). Для установки лопаток на фигурном ободе диска, с двух сторон срезают опорные выступы на ширину размера хвостовика плюс еще 1-2 мм. На каждом ободе таких участков – место заводки, как правило, два и они расположены симметрично относительно оси.

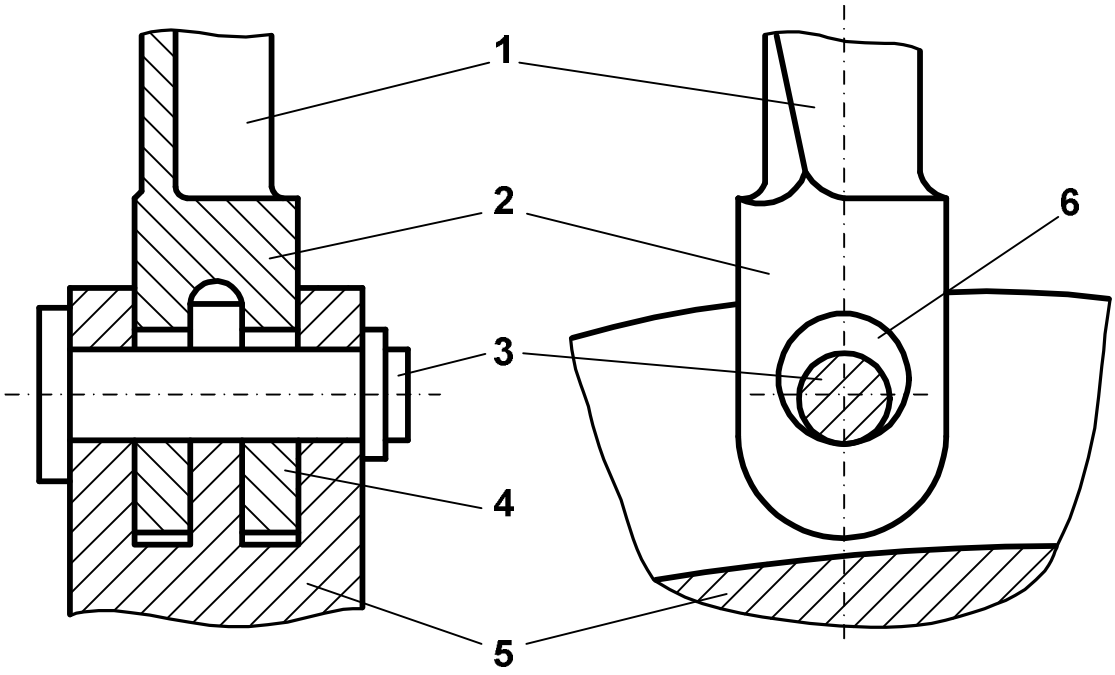


Рис. 9. Шарнирное крепление лопатки ротора:
1 – перо; 2 – хвостовик; 3 – палец; 4 – вилка; 5 – диск; 6 – отверстие в вилке

Заводка лопатки осуществляется в два приема. Сначала хвостовик лопатки радиально опускается на обод в месте заводки. Далее заводка производится тангенциально – лопатка хвостовиком надевается на профильную часть обода и проталкивается до места ее фиксации, где она дополнительно крепится с двух сторон вкладышами и заклепками.

Профильная часть пера лопатки ограничена сверху ленточным бандажом, который служит для соединения лопаток в пакет, что обеспечивает повышение частоты и снижение амплитуды собственных колебаний, а в итоге – повышается вибрационная прочность лопаток. В некоторых случаях бандаж достаточно эффективно применяют для уплотнения (уменьшения) радиального зазора с корпусом турбины.

На периферийном (внешнем) торце пера выполняется (фрезеруется) шип для крепления к нему ленточного бандажа заклепками или пайкой. Как правило, бандаж объединяет в один пакет от 5 до 20 лопаток, образуя сектор в 30, 60 или 90°.

Хвостовик лопатки в верхней части со стороны входа на решетку пара имеет 1 или 2 гребня, которые уплотняют осевой зазор со стороны предыдущей сопловой решетки. Функцию такого гребня выполняет и выступающая кромка бандажа.

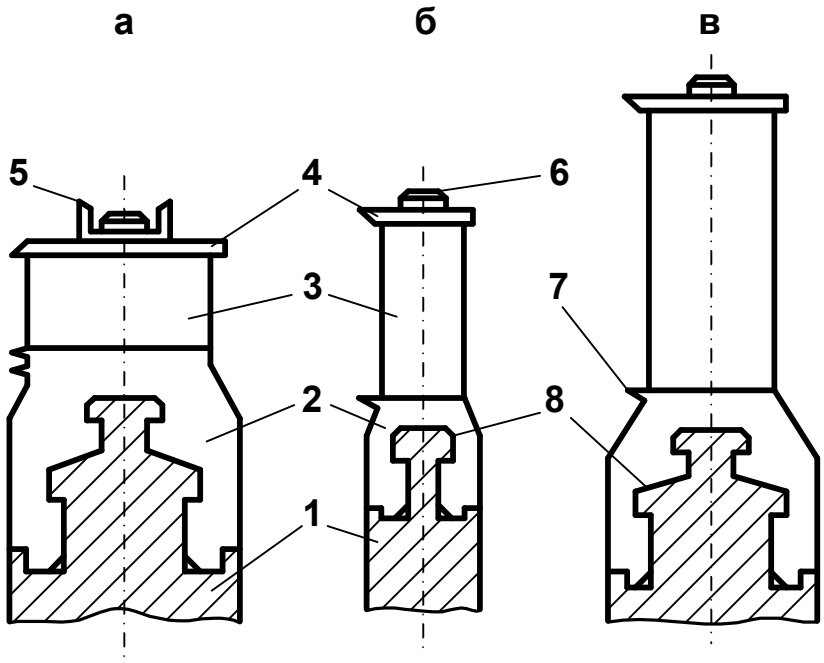


Рис. 10. Рабочие лопатки паровой турбины:
а – первой ступени, б – седьмой ступени, в – десятой ступени;
1 – фигурный обод диска; 2 – хвостовик лопатки; 3 – перо; 4 – бандаж; 5 – кромки радиального уплотнения; 6 – шип; 7 – кромка осевого уплотнения; 8 – зубец

Надежность и продолжительность работы лопаток, которые являются наиболее нагруженными элементами турбины, зависят не только от конструкции и технологии их изготовления, правильности установки и строгого выполнения допустимых режимов нагружения, но и в значительной степени от качества используемых материалов для их производства. Лопатки турбин наиболее интенсивно подвержены вибрации и перепадам температуры рабочего тела (пара, газа или воздуха), что является причиной усталостного разрушения в течение длительного периода или мгновенного разрушения от теплового удара, который возникает, как правило, при резком увеличении давления.

Для производства лопаток паровых турбин и компрессоров широко применяются, стали мартенситного и ферритного класса: 20Х13, 15Х11МФ, 13Х14Н3В2ФР (ЭИ736), 12Х13, 15Х12ВНМФ (ЭИ802), 14Х17Н2 (ЭИ268), 08Х13.

Для производства лопаток газовых турбин используются стали мартенситно-ферритного и аустенитного класса: 13Х11Н2В2МФ (ЭИ961), 18Х11МНФБ (ЭП291), 18Х12ВМБФР (ЭИ993), 08Х16Н13М2Б (ЭИ680), 37Х12Н8Г8МФБ (ЭИ481),09Х14Н19В2БР1 (ЭИ726), 08Х15Н24В4ТР (ЭП164), ХН35ВТ (ЭИ612), ХН80ТБЮ (ЭИ607), ХН55МВЮ (ЭП454), ХН56ВМКЮ (ЭИ867).

Очень важным моментом в производстве лопаток турбин и компрессоров является устранение концентраторов напряжений, что обеспечивается в первую очередь конструктивно. Вторым моментом является необходимость исполнения всех рабочих поверхностей пера лопатки по высокому классу чистоты поверхности. Для этой цели в технологии изготовления предусмотрены финишные операции шлифования и полирования.

3. ПОДШИПНИКИ

В качестве опор роторы турбин и компрессоров имеют два расположенных периферийно подшипниковых узла, которые воспринимают статические и динамические нагрузки. Радиальные нагрузки от сил тяжести и неуравновешенной массы ротора и от движения рабочего тела воспринимают опорные подшипники. Осевые нагрузки, возникающие из-за разности давления рабочего тела на входе и выходе и движения его вдоль оси турбины, воспринимаются упорным подшипником. Большие удельные нагрузки и продолжительность работы турбин являются причинами применения в их опорах подшипников скольжения.

3.1. Опорные подшипники

Типовая конструкция опорного подшипника ротора турбины представлена на рис. 11. Его основными элементами являются:

Верхний вкладыш в средней части имеет серповидную проточку шириной до 80% от собственной ширины (рис. 11.б). В неё, по направлению вращения, по маслопроводу подается турбинное масло. Давление масла, как правило, не более 50 кПа. При работе турбины с номинальной частотой вращения, масло, проходя серповидную проточку в верхнем вкладыше, увлекается силами трения, возникающими на поверхности шейки в клиновой зазор образованный ею и нижним вкладышем. Так как площадь поперечного сечения масляного клина уменьшается по мере приближения к нижней точке, то давление масла плавно увеличивается.

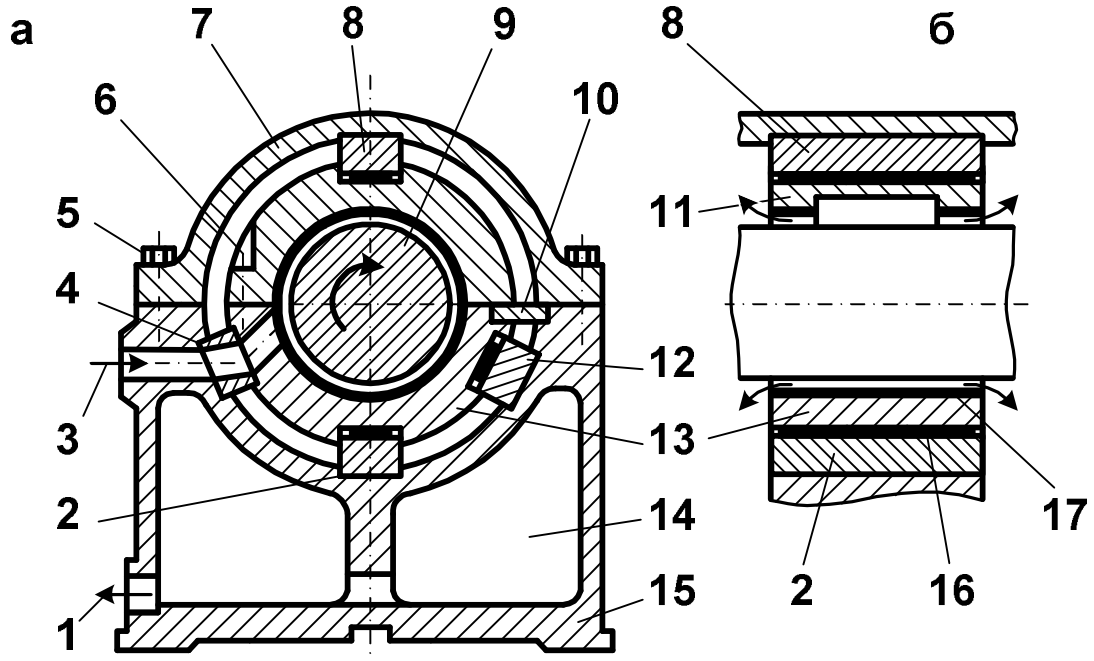


Рис. 11. Опорный подшипник:
а – поперечное сечение, б – продольное сечение,
1 и 3 – отвод и подвод масла; 2, 4, 8 и 12 – колодки; 5 – гайка; 6 – крепление вкладышей; 7 – крышка; 9 – шейка ротора; 10 – упорная планка; 11 и 13 – верхний и нижний вкладыш; 14 – масляный картер; 15 – корпус; 16 – установочная прокладка; 17 – баббитовое покрытие вкладышей (баббитовая заливка)

Таким образом, между шейкой ротора и нижним вкладышем подшипника образуется масляная пленка, давление которой создает усилие на шейку, равное весу части ротора приложенной к подшипнику.

Между нижним вкладышем и шейкой непосредственного контакта нет – ротор как бы плавает на масляной пленке. Со стороны подвода масла в подшипник, его давление опять падает, поэтому шейка ротора при номинальной частоте вращения смещается в сторону на величину до 0,5-0,7 мм. Затраты энергии в подшипнике обусловлены только гидравлическими потерями на циркуляцию масла в клиновом зазоре, поэтому КПД подшипника при хорошем техническом состоянии находится в пределах 99,5-99,8%. Однако, даже при мощности турбины всего 1 МВт потери на износ и нагрев подшипников составят не менее 2 кВт, поэтому их смазка принудительная. Считается нормальным, если температура масла в подшипниках турбины увеличивается не более чем на 20-25°С.

При уменьшении частоты вращения давление масляного клина резко падает, шейка опускается на нижний вкладыш и контактирует с ним в режиме сухого трения. Это является причиной увеличения потерь энергии, повышения износа подшипника и температуры масла.

Для уменьшения потерь при запуске и остановке турбины рабочая поверхность вкладышей покрывается (заливается) баббитом. Толщина покрытия около 1,5 мм. Наибольшее применение получил баббит марки Б-83, компонентами которого являются: олово – 83%, сурьма – 11% и медь – 6%. Эта марка обладает высокими антикоррозионными свойствами. В менее тяжелых в коррозионном отношении, условиях, например, в паровых турбинах применяются баббиты на свинцовой основе, которые более доступны по стоимости и не менее технологичны для применения. Использование баббитов позволяет при давлении на поверхность шейки до 25МПа не производить ее закалку.

Нижний вкладыш устанавливается в корпус подшипника на три колодки (рис. 11.а), для которых в теле вкладыша выполнены специальные пазы. При сборке подшипника шейка ротора накрывается верхним вкладышем, который крепится к нижнему вкладышу шпильками с двух сторон (см. прямоугольную выборку слева).

Крышка подшипника крепится к корпусу по фланцу болтами. Между крышкой и верхним вкладышем устанавливается еще одна колодка, что обеспечивает снижение амплитуды колебаний шейки в подшипнике. Вкладыши от проворачивания в корпусе подшипника под действием сил трения удерживает планка, установленная одним концом под крышку в паз вверху корпуса, а другим концом в паз на горизонтальном торце нижнего вкладыша.

Для регулировки положения ротора в корпусе турбины (оно изменяется в частности из-за износа подшипников), между вкладышами и колодками размещают установочные прокладки, для чего ротор поднимают домкратом.

Подача турбинного масла на подшипник производится по маслопроводу через отверстие в верхней части корпуса и в колодке. За счет избыточного давления масло через зазоры в уплотнениях стекает в картер, а из него в бак системы смазки, где производится его фильтрация и охлаждение.

Масса роторов современных паровых и газовых турбин средней мощности достигает нескольких десятков тонн, а длина 10 м и более. Это является причиной значительного прогиба ротора особенно в горячем состоянии и статическом положении. Величина прогиба не должна превышать 1/1000 расстояния между подшипниковыми опорами при любом режиме нагружения. Для предотвращения опасных прогибов роторов при одновременном снижении массы осуществляют их постоянное или периодическое вращение на неработающей турбине с помощью специального валоповоротного устройства.

Прогиб ротора сопровождается пропорциональным разворотом шеек в подшипниках относительно его геометрической оси. Для компенсации таких перекосов в опорные подшипники устанавливают сферические вкладыши (рис. 12). С учетом допустимого угла девиации шеек и наружного диаметра вкладышей определяется радиус R, по которому протачивают наружную поверхность соединенных шпильками вкладышей. Этой поверхностью они контактируют с верхней и нижней обоймами, рабочая поверхность которых выполнена в виде сферы тог же радиуса. При сборке подшипника обоймы соединяются между собой шпильками и фиксируются в корпусе с помощью колодок и установочных прокладок.

Для смазки сферической рабочей поверхности в верхней обойме выполнен канал, по которому масло постоянно поступает в нормальном режиме работы турбины. При запуске или маневрировании турбины в нижнюю обойму по каналу меньшей ширины, чем в верхней обойме, подается дополнительно масло пусковым насосом. Это производится автоматически и при работе турбины в аварийных режимах.

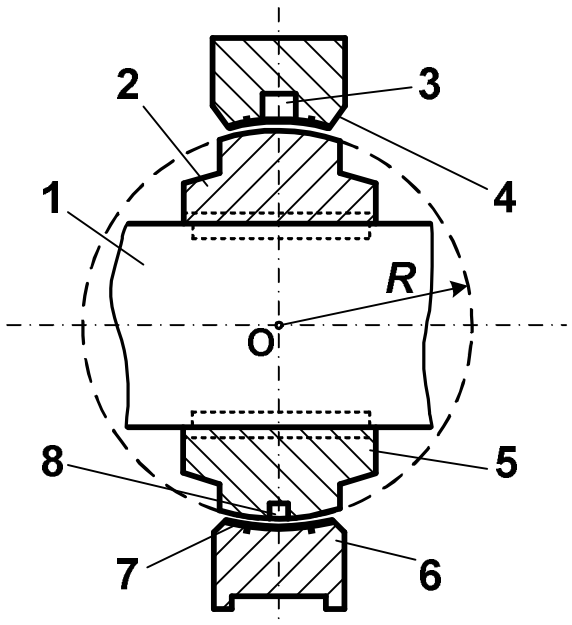


Рис. 12. Опорный подшипник со сферическими вкладышами:
1 – вал; 2 и 5 – верхний и нижний вкладыши; 3 – канал для подвода масла; 4 и 6 – верхняя и нижняя обойма; 7 – баббитовое покрытие; 8 – канал для подвода масла из аварийного бочка

Опорные подшипники имеют несколько модификаций различающихся формой поперечного сечения расточки, образуемой вкладышами (рис. 13).

Подшипники с круговой расточкой, из-за большого расхода масла, низкочастотной вибрации и значительного поперечного смещения ротора при запуске и остановке, постепенно заменяются более совершенными моделями. Изменение формы расточки позволяет увеличить в 2 или 3 раза число масляных клиньев в подшипнике, а это приводит к уменьшению поперечного смещения и вибрации ротора, так как в этом случае он зажат одновременно с нескольких сторон. Расход энергии на гидравлические потери в подшипниках этих моделей увеличивается незначительно.

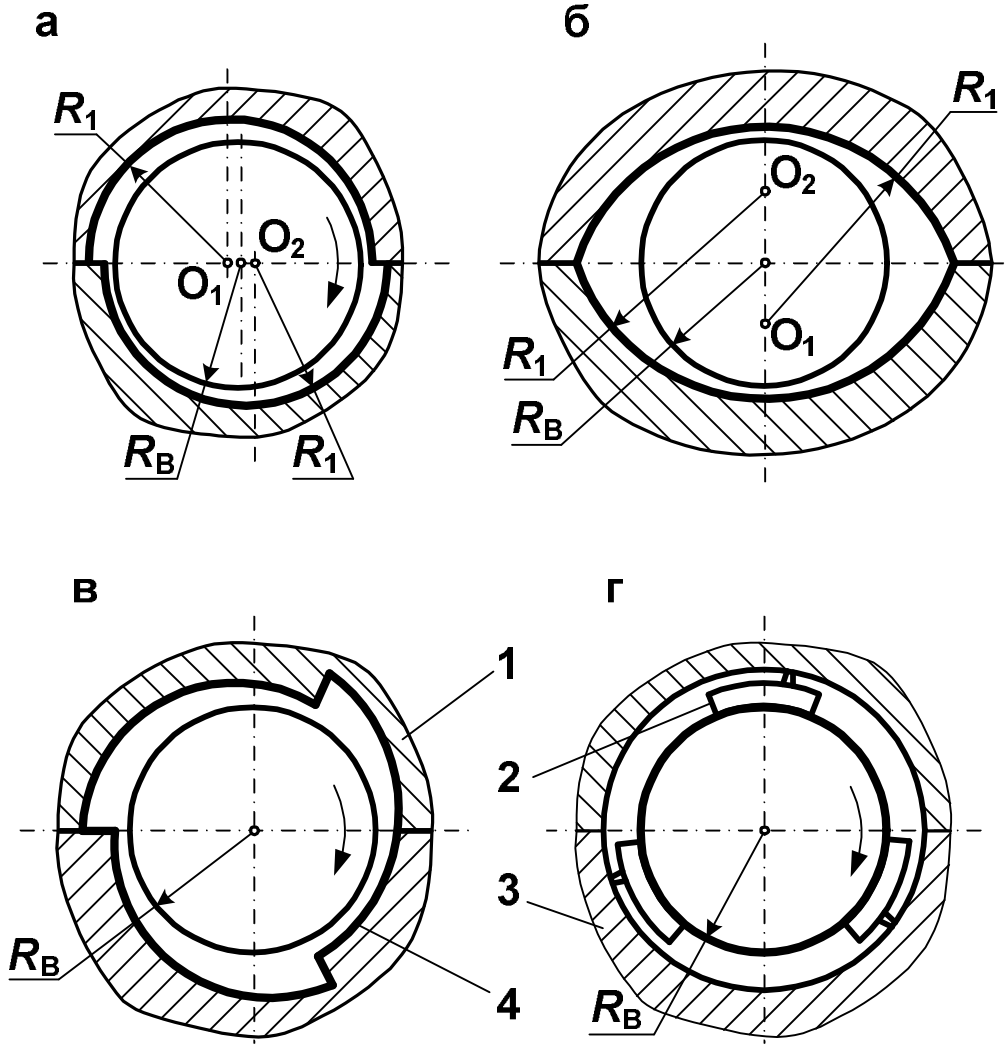


Рис. 13. Схемы опорных подшипников:
а – с круговой расточкой и смещением верхнего вкладыша относительно нижнего, б – с овальной расточкой вкладышей, в – с трехклиновой расточкой вкладышей, г – с качающимися сегментами;
1 и 3 –верхний и нижний вкладыш; 2 – сегменты; 4 – баббитовое покрытие; O_1 и O_2 – оси верхнего и нижнего вкладышей; R_B и R_1 – радиусы, шейки вала и расточек вкладышей.

Так как давление масла по длине дуги вкладышей распределяется неравномерно и фактически нагрузка от ротора передается только в 1-3 точках, в зависимости от формы расточки, на крупных турбинах использование сплошных вкладышей нерационально.

Кроме этого, еще одним недостатком является наличие только одной точки контакта шейки с нижним вкладышем при остановленном роторе или при запуске, когда отмечается режим сухого трения. Эффективность использования баббитовой заливки очень низкая, так как в контакте находится всего несколько процентов ее рабочей поверхности.

Эти недостатки устранены в конструкции подшипника с качающимися сегментами (рис. 13.г и 14). Здесь между шейкой ротора и вкладышами расположены дополнительно три самоустанавливающихся сегмента – два внизу и один вверху. При вращении ротора с любой частотой сегменты, имея некоторую подвижность относительно вкладышей, устанавливаются сами так, что давление в масляном клине компенсирует ту часть нагрузки от ротора, которую воспринимает данный сегмент. Это очень важный момент в работе подшипника, особенно во время запуска и маневрирования турбины. Нагрузка на нижние сегменты распределяется равномерно, что гарантирует равномерность износа вкладышей и исключает возможность разворота ротора относительно его монтажной оси.

Когда частота вращения уменьшается, и масляная пленка выжимается из зазора между шейкой и нижними сегментами, ротор опускается, как правило, на 0,4-0,6 мм. В этом случае сухое трение с баббитовой заливкой происходит не в одной точке, а по двум сферическим поверхностям, суммарная площадь которых в сотни раз больше, чем в обычном подшипнике. Это способствует снижению удельных нагрузок и увеличению срока службы баббита в подшипнике или позволяет сократить расход баббита.

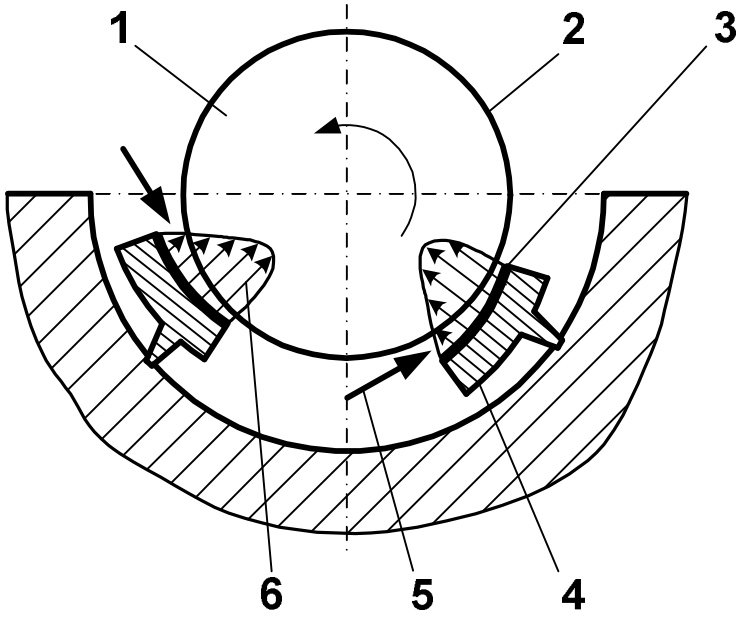


Рис. 14. Схема работы опорного подшипника с качающимися сегментами:
1 – вал; 2 – шейка подшипника; 3 – баббитовое покрытие; 4 – сегмент; 5 – подвод масла; 6 – эпюра распределения давления масла по длине масляного клина

3.2. Упорные подшипники

Упорные подшипники предназначены препятствовать осевому перемещению ротора турбины (компрессора). Широкое применение в газовых и паровых турбинах получили упорные сегментные подшипники нескольких модификаций. Общими элементами этих подшипников (рис. 15) являются:

1 и 8 – нижняя и верхняя половина корпуса,
2 и 4 – упорные и установочные колодки,
3 – шейка ротора,
5 – отверстия для отвода масла,
6 – упорный диск (часто называется гребнем),
7 – опорный элемент колодки.

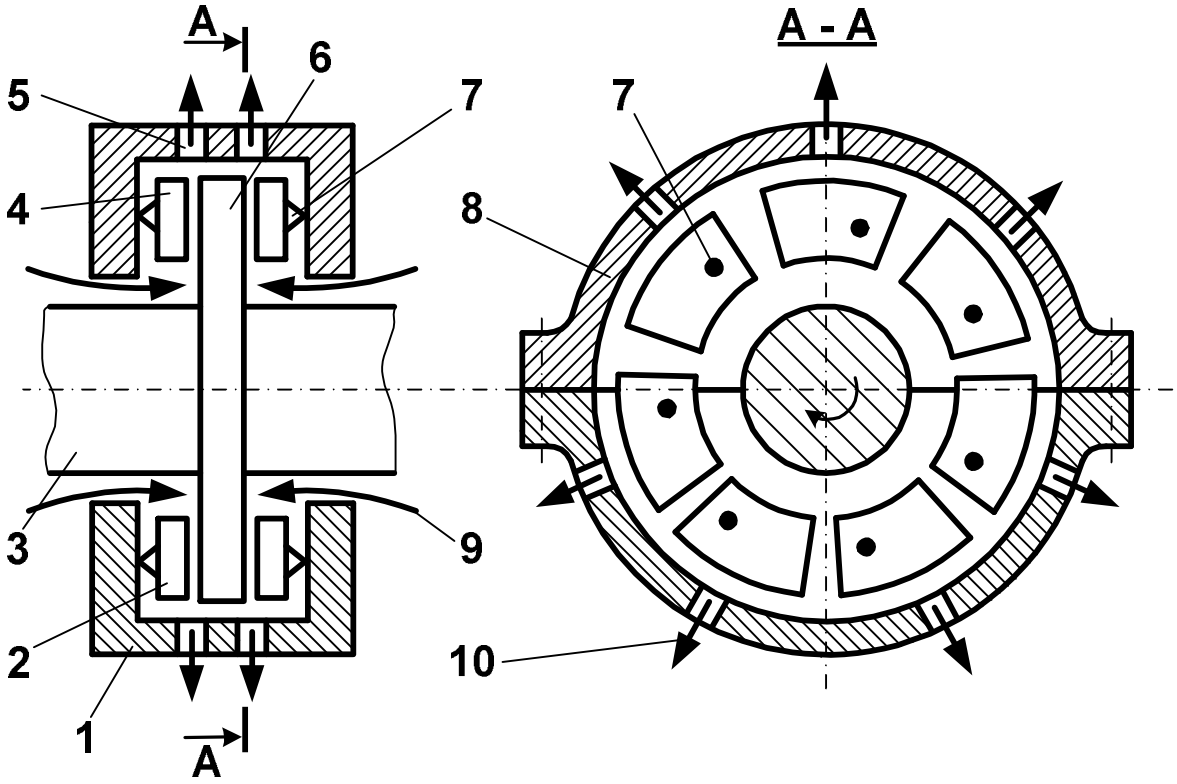


Рис. 15. Упорный сегментный подшипник:
1 и 8 – нижняя и верхняя часть корпуса; 2 и 4 – упорные и установочные колодки; 3 – шейка ротора; 5 – отверстия для отвода масла; 6 – упорный диск; 7 – опорный элемент колодки; 9 и 10 – подвод и отвод масла

Корпус подшипника имеет горизонтальную плоскость разъема и соединяется по фланцу болтами. В полость корпуса через зазор с шейкой подается под давлением турбинное масло. За счет трения и центробежной силы при вращении ротора масло затягивается в зазоры между гребнем и упорными колодками, где его давление резко увеличивается и образуется масляный клин. Упорные колодки работают по тому же принципу, что и сегменты опорного подшипника. Давление в масляном клине зависит от величины зазора между колодкой и гребнем, а зазор уменьшается с увеличением осевого усилия. Такая компоновка обеспечивает автоматическое регулирование компенсирующего осевого усилия со стороны подшипника, в зависимости от возникающей осевой нагрузки на ротор турбины.

Увеличение осевой нагрузки приводит к уменьшению зазора, что сопровождается повышением давления масла в клине и увеличением компенсирующего осевого усилия. В зависимости от направления осевой нагрузки ротора компенсирующее осевое усилие создается или упорными колодками (при стационарных режимах работы) или установочными колодками (при остановке турбины).

Осевой разбег ротора (перемещение вдоль оси турбины) при работе не должен превышать 0,5 мм. При сборке подшипника, когда в корпусе нет масла, разбег ротора немного больше, так как гребень упирается непосредственно в колодки без масляного клина. При работе подшипника масло, проникая через клин, подвергается сжатию, и его температура повышается. Нагретое масло удаляется из корпуса подшипника через радиальные отверстия в картер подшипниковой опоры.

В качестве опорных элементов упорных и установочных дисков в этих подшипниках используются ребра и штифты (рис. 16), которые должны обладать высокой прочностью и твердостью поверхности. Кроме этого они используются для регулирования зазора между гребнем и колодками (размер «а» на рис. 16). Его величина, как уже было отмечено, влияет на величину компенсирующего осевого усилия.

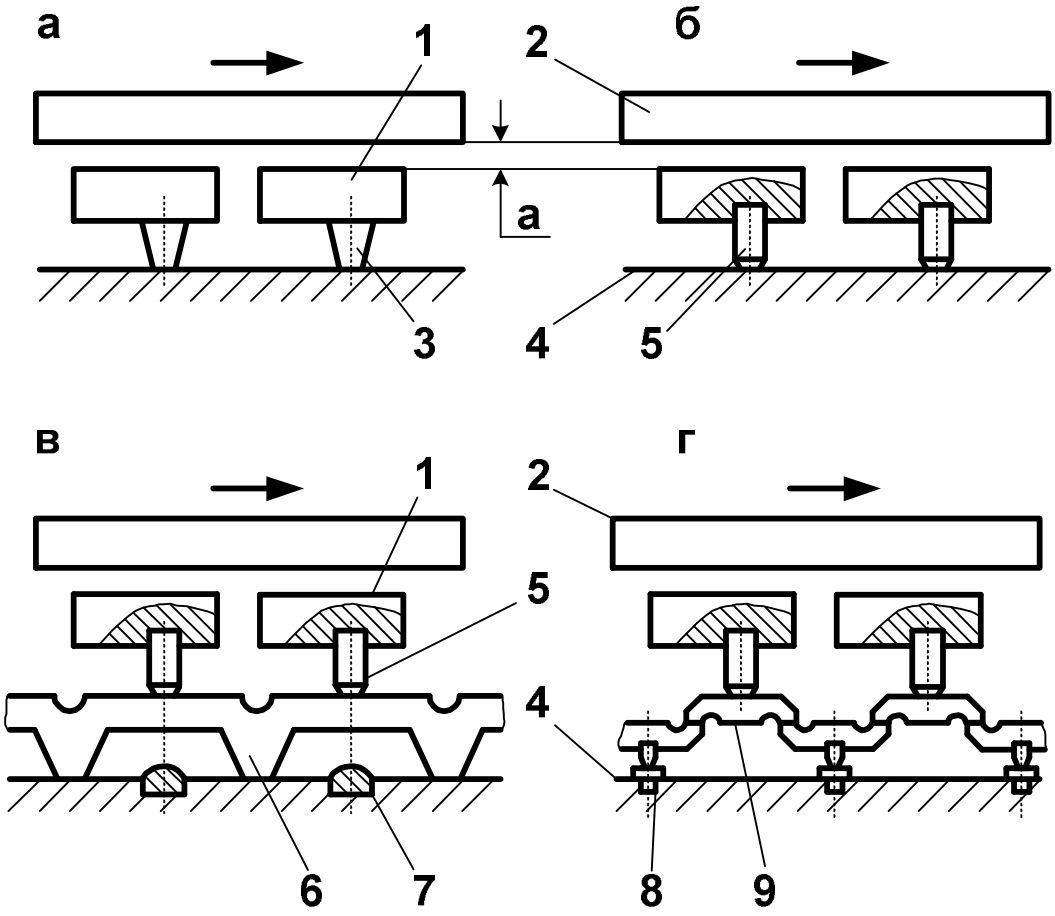


Рис. 16. Схемы опирания колодок в упорных подшипниках:
а – на ребро, б – на штифт, в – на плоские пружины, г – на рычажную систему;
1 – колодка; 2 – упорный диск; 3 – ребро; 4 – корпус подшипника; 5 – штифт;
6 – пружина; 7 – пята; 8 – опора; 9 рычаг

Чтобы добиться равномерного распределения усилий между упорными колодками без выполнения точной подгонки опорных элементов (ребер и штифтов), применяют несколько способов опирания колодок на корпус подшипника. Обе конструкции представленные на рис. 16.в, г позволяют при перекосе гребня за счет упругих свойств пружины или кинематической связи рычажной балансировочной системы удержать равным зазор масляного клина на соседних колодках. Для уменьшения сопротивления движению при запуске турбины поверхности упорных колодок покрыты баббитом.

4. БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Балансировка ротора турбины или компрессора является важным технологическим приемом как на стадии его изготовления и монтажа, так и во время эксплуатации. В общем случае, балансировка ротора предусматривает определение значений и векторов дисбалансов и уменьшение их, корректировкой массы.

Различаю статическую и динамическую балансировку.

При статической неуравновешенности (рис. 17.а) центр тяжести ротора не совпадает с осью вращения, поэтому, будучи установленным на специальные опоры (с малым моментом сил трения) самостоятельно поворачивается в положение, в котором цент тяжести находится в нижней точке. В этом случае корректирующую массу (балансир) закрепляют вверху (реже удаляют внизу) в любой точке по длине оси.

Современное станочное оборудование позволяет изготавливать цельные детали типа «тело вращения», каковым и является собственно ротор, с гарантированной статической балансировкой. Поэтому на заводе при сборке ротора производят его статическую балансировку уже при установленных лопатках (после облопачивания). После этого лопатки нумеруют и заполняют схему их установки, что необходимо для правильной сборки ротора на месте установки турбины.

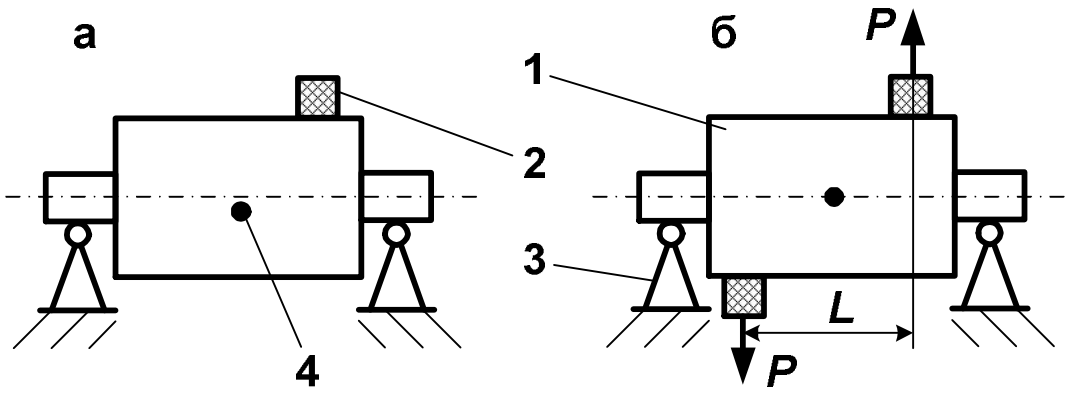


Рис. 17. Схемы неуравновешенности ротора:
а – статической, б – динамической,
1 – ротор; 2 – подшипниковая опора; 3 – балансир;
4 – центр тяжести ротора

Динамическую балансировку выполнить можно только на вращающемся роторе. Для этого в заводских условиях используются специальные балансировочные станки, которые способны измерять опорные реакции (динамическую составляющую – Р см. рис. 17.б) ротора или амплитуды и направление колебаний его оси. Статически уравновешенный ротор не гарантирует полной динамической балансировки, так как, устанавливая балансир практически невозможно угадать место положения дисбаланса на оси. Поэтому при его вращении на опоры кроме веса ротора постоянно дополнительно действует пара сил (рис. 17.б), которая вращается и является причиной появления вибрации.

Уравновешенность ротора в целом характеризуют главный вектор дисбалансов – D_{CT} и главный момент дисбалансов – M_D. Главный вектор всегда перпендикулярен оси ротора, проходит через его центр масс (центр тяжести) и определяется по формуле

$$\mathbf{D_{CT} = m \cdot e_{CT}}$$

где m – масса ротора, кг;
e_{CT} – эксцентриситет центра масс ротора; м.

Он равен сумме векторов дисбалансов, расположенных в различных плоскостях, перпендикулярных оси ротора.

Главный момент M_D равен геометрической сумме моментов всех дисбалансов ротора относительно его центра масс

$$\mathbf{M_D = \Sigma\,(D_{CTi} \cdot \mathit{l}_i)}$$

где D_{CTi}· и l_i – вектор и плечо i-го дисбаланса, кг·м и м.

Для уменьшения или полного исключения главного вектора достаточно установить один балансир расчетной массы, в плоскости, проходящей через центр масс ротора и перпендикулярной его оси. Это достаточно сложная задача, так как требуется знать точно место положения центра масс ротора и иметь доступную поверхность для надежного закрепления балансира.

Для уменьшения и полного исключения главного момента необходимо установить два балансира расчетной массы с центрами в плоскостях перпендикулярных оси ротора и расположенных вдоль нее произвольно, что позволяет вынести их концевики. Кроме того, центр массы балансира должен располагаться на линии действия (перпендикулярно оси ротора) дисбаланса концевика, на котором он устанавливается. Дисбалансом в роторе практически является каждая лопатка (невозможно изготовить две абсолютно равные по массе, геометрическим размерам и распределению массы в теле лопатки), но поскольку ротор имеет, как правило, только две опоры, то условно задача сводится к уравновешиванию двух дисбалансов сосредоточенных на концевиках. Выполняя эти условия, появляется возможность установить балансиры в удобных местах (крайние диски или концевики) и достичь значений $D_{CT} = 0$ и $M_{CT} = 0$.

На практике достичь полного уравновешивания ($D_{CT} = 0$ и $M_{CT} = 0$) не удается из-за точности определения направления действия и величины дисбаланса, дискретности массы и точности установки балансира, поэтому используются по-

нятия достижимого дисбаланса (минимального возможного при тщательной индивидуальной балансировке) и допустимого дисбаланса (наибольшего остаточного – нормативного). Степень неуравновешенности ротора – К оценивается удельным дисбалансом, который определяется как

$$\mathbf{К = D_{СТ}/m = e_{СТ}}$$

Более точной балансировки ротора можно добиться, если в качестве главных характеристик использовать $D_{СТ}\cdot\omega^2$ и $M_{СТ}\cdot\omega^2$, где ω – угловая скорость вращения ротора (рад/с). Кроме этого, увеличение ω автоматически увеличивает значение $D_{СТ}$ и $M_{СТ}$, что способствует повышению точности измерений.

Снижение степени неуравновешенности ротора $e_{СТ}$ обеспечивает снижение потерь мощности на турбине, утечек пара, расхода масла и увеличение срока службы подшипников и уплотнений.

При монтаже и ремонте ротора на станции для балансировки используют специальные приспособления, которые обеспечивают изменение величины вектора дисбаланса. Вращение в этом случае производится специальным валоповоротным устройством турбины или тяговым двигателем, что характерно для компрессоров.