

Министерство образования Российской Федерации
ГОУ Уральский государственный технический университет — УПИ

В. Н. Родин, А. Г. Шарапов, Б. Е. Мурманский, Ю. А. Сахнин, В. В. Лебедев, М. А. Кадников, Л. А.
Жученко

РЕМОНТ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Учебное пособие

под общей редакцией Ю. М. Бродова В. Н. Родина

Екатеринбург 2002

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ТЭС	— тепловая электрическая станция
АЭС	— атомная электрическая станция
ППР	— планово-предупредительный ремонт
НТД	— нормативно-техническая документация
ПТЭ	— правила технической эксплуатации
СТОИР	— система технического обслуживания и ремонта
САР	— система автоматического регулирования
ЭРП	— энергоремонтное предприятие
ЦЦР	— цех централизованного ремонта
РМУ	— ремонтно-механический участок
РД	— руководящий документ
ОППР	— отдел подготовки и проведения ремонтов
КИП	— контрольно-измерительные приборы
ЛМЗ	— Ленинградский механический завод
ХТЗ	— Харьковский турбинный завод
ТМЗ	— Турбомоторный завод
ВТИ	— Всесоюзный теплотехнический институт
ЦВД	— цилиндр высокого давления
ЦСД	— цилиндр среднего давления
ЦНД	— цилиндр низкого давления
ПНД	— подогреватель низкого давления
ПВД	— подогреватель высокого давления
КТЗ	— Калужский турбинный завод
МПД	— магнитопорошковая дефектоскопия
УЗК	— ультразвуковой контроль
ЦКБ "Энергопрогресс"	— центральное конструкторское бюро "Энергопрогресс"
ВПУ	— валоповоротное устройство
РВД	— ротор высокого давления
РСД	— ротор среднего давления
РНД	— ротор низкого давления
ЧВД	— часть высокого давления
ЧСД	— часть среднего давления
ЧНД	— часть низкого давления
ТВК	— токовихревой контроль
ЦД	— цветная дефектоскопия
ОТК	— отдел технического контроля
ТУ	— технические условия
МФЛ	— металлофторопластовая лента
НЧВ	— низкочастотная вибрация
ГПЗ	— главная паровая задвижка
ЗАБ	— золотник автомата безопасности
КПД	— коэффициент полезного действия
КОС	— клапан обратный соленоидный
ВТО	— восстановительная термообработка
Т.У.Т.	— тонны условного топлива
Х.Х.	— холостой ход

ПРЕДИСЛОВИЕ

Энергетика, как базовая отрасль, определяет "здоровье" экономики страны в целом. Состояние дел в этой отрасли промышленности за последние годы осложнилось. Это определяется рядом факторов:

- недогруженностью оборудования, что, как правило, приводит к необходимости работы турбин (и другого оборудования ТЭС) на режимах, не соответствующих максимальной экономичности;
- резким сокращением ввода новых мощностей на ТЭС;
- моральной и физической старостью почти 60 % энергооборудования;
- ограниченностью поставок и резким ростом стоимости топлива для ТЭС;
- нехваткой средств на модернизацию оборудования и других.

Паровые турбины являются одним из наиболее сложных элементов современной энергетической установки ТЭС, что определяется высокой частотой вращения роторов, высокими параметрами пара, большими статическими и динамическими нагрузками, действующими на отдельные элементы турбины, и рядом других факторов. Как показано в [1...6], повреждаемость паровых турбин составляет 15...25 % от повреждаемости всего оборудования ТЭС. В связи с этим вопросы своевременного и качественного ремонта паровых турбин являются в настоящее время одними из самых актуальных и сложных среди тех, которые приходится решать работникам ТЭС.

В блоках специальных дисциплин стандартов и учебных планов большинства энергетических и энергомашиностроительных специальностей вузов дисциплина "Ремонт паровых турбин", к сожалению, отсутствует. В ряде фундаментальных учебников и учебных пособий по паровым турбинам [7... 11] вопросам их ремонта внимания практически не уделяется. Ряд изданий [12... 14] не отражает современного состояния вопроса. Несомненно, очень полезными для изучения рассматриваемого вопроса являются издания [15...20], однако эти работы (по существу — монографии) не имеют учебной направленности. Между тем в последние годы появился ряд директивных и методических материалов, регламентирующих вопросы ремонта ТЭС и, в частности, ремонта паровых турбин [21... 23].

Предлагаемое вниманию читателей учебное пособие "Ремонт паровых турбин" рассчитано на студентов вузов, обучающихся по специальностям: 10.14.00 — Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели, 10.05.00 — Тепловые электрические станции, 10.10.00 — Атомные электрические станции и установки. Пособие может быть использовано также в системе переподготовки и повышения квалификации инженерно-технического персонала ТЭС и АЭС.

Авторы стремились отразить современные систематизированные представления по вопросам ремонта паровых турбин, в том числе:

- основные принципы организации ремонта турбин;
- показатели надежности, характерные повреждения турбин и причины их появления;
- типовые конструкции и материалы деталей паровых турбин;
- основные операции, выполняемые при ремонте всех основных деталей паровых турбин. Освещены вопросы центровки, нормализации тепловых расширений и вибросостояния турбоагрегата. Отдельно рассмотрены положения, касающиеся особенностей ремонта турбин в условиях завода-изготовителя. Все эти факторы существенно влияют на эффективность и надежность работы турбоагрегата (турбоустановки) и определяют объем, продолжительность и качество ремонта.

В заключение приводятся направления разработок, которые, по мнению авторов, позволят в дальнейшем повысить эффективность всей системы ремонта паровых турбин в целом.

При работе над пособием авторы широко использовали современную научно-техническую литературу по ТЭС и АЭС, паровым турбинам и паротурбинным установкам, а также отдельные материалы турбинных заводов, ОАО "ОРГРЭС" и ряда ремонтных энергетических предприятий.

Структура и методология представления материала учебного пособия разработаны Ю. М. Бродовым.

Общая редакция учебного пособия выполнена Ю. М. Бродовым и В. Н. Родиным.

Глава 1 написана В. Н. Родиным, главы 2 и 12 Б. Е. Мурманским, главы 3; 4; 5; 6; 7; 9; и — А. Г. Шараповым и Б. Е. Мурманским, глава 8 — Л. А. Жученко и А. Г. Шараповым, глава 10 — А. Г. Шараповым, глава 13 — В. В. Лебедевым и М. А. Кадниковым, глава 14 — Ю. А. Сахниним.

Авторы благодарят Гурто Ю. М., Сосновского А. Ю., Великовича М. В., Неудачина Г. П., Лебедева В. А. за помощь в написании отдельных глав и высказанные замечания.

Авторы выражают благодарность рецензентам за ценные советы и замечания, сделанные во время обсуждения рукописи.

Замечания по учебному пособию будут приняты с благодарностью, их следует направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, К-2, ул. Мира, 19 УГТУ—УПИ, Теплоэнергетический факультет, кафедра "Турбины и двигатели". По этому же адресу настоящее учебное пособие можно заказать.

ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА ТУРБИН

1.1. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

Надежное обеспечение потребителей энергией — залог благополучия любого государства. Особенно это актуально в нашей стране с суровыми климатическими условиями, поэтому бесперебойная и надежная работа электростанций является важнейшей задачей энергетического производства.

Для решения этой задачи в энергетике были разработаны мероприятия по обслуживанию и ремонту, которые обеспечивали длительное содержание оборудования в рабочем состоянии при наилучших экономических показателях его работы и минимально возможных неплановых остановках его в ремонт. Эта система основывается на проведении планово-предупредительных ремонтов (ППР).

Система ППР является совокупностью мероприятий по планированию, подготовке, организации проведения, контролю и учета различного вида работ по техническому обслуживанию и ремонту энергетического оборудования, проводимых по заранее составленному плану на основе типового объема ремонтных работ, обеспечивающих безотказную, безопасную и экономичную эксплуатацию энергетического оборудования предприятий при минимальных ремонтных и эксплуатационных затратах [21]. Сущность системы ППР состоит в том, что после заранее определенной наработки потребность оборудования в ремонте удовлетворяется плановым порядком, путем проведения плановых осмотров, испытаний и ремонтов, чередование и периодичность которых определяются назначением оборудования, требованиями к его безопасности и безотказности, конструктивными особенностями, ремонтпригодностью и условиями эксплуатации.

Система ППР строится таким образом, что каждое предыдущее мероприятие является профилактическим по отношению к последующему. В соответствии с [21, 24] различают техническое обслуживание и ремонт оборудования.

Техническое обслуживание — комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности изделия при использовании по назначению [25]. Оно предусматривает уход за оборудованием: проведение осмотров, систематическое наблюдение за исправным состоянием, контроль режимов работы, соблюдение правил эксплуатации, инструкций заводов — изготовителей и местных эксплуатационных инструкций, устранение мелких неисправностей, не требующих отключения оборудования, регулировку и так далее. Техническое обслуживание действующего оборудования электростанций включает выполнение комплекса мероприятий по осмотру, контролю, смазке, регулировке, не требующих вывода оборудования в текущий ремонт.

Техническое обслуживание (осмотры, проверки и испытания, наладка, смазка, промывки, очистки) дает возможность увеличить гарантийную наработку оборудования до очередного текущего ремонта, снизить объем текущего ремонта.

Ремонт — комплекс операций по восстановлению исправности или работоспособности изделий и восстановлению ресурсов изделий или их составных частей [25]. Производство текущего ремонта, в свою очередь, предотвращает необходимость планирования более частых капитальных ремонтов. Такая организация плановых ремонтов и операций технического обслуживания дает возможность постоянно поддерживать оборудование в безотказном состоянии при минимальных затратах и без дополнительных незапланированных простоев в ремонте.

Наряду с повышением надежности и безопасности энергоснабжения важнейшей задачей ремонтного обслуживания является улучшение или, в крайнем случае, стабилизация технико-экономических показателей оборудования. Как правило, это достигается путем останова оборудования и вскрытия его базовых элементов (топок котлов и конвективных поверхностей нагрева, проточных частей и подшипников турбин).

Следует отметить, что проблемы надежности и экономичности работы оборудования ТЭС настолько взаимосвязаны, что их трудно отделить одну от другой.

По турбинному оборудованию в процессе эксплуатации прежде всего контролируется технико-экономическое состояние проточной части, в том числе:

- солевой занос лопаток и сопловых аппаратов, которые не могут быть устранены промывкой под нагрузкой или на холостом ходу (окись кремния, железа, кальция, магния и др.); известны случаи, когда в результате заноса мощность турбины за 10... 15 дней снижалась на 25 %.

- увеличение зазоров в проточной части приводит к снижению экономичности, например — увеличение радиального зазора в уплотнениях с 0,4 до 0,6 мм вызывает увеличение утечки пара на 50 %.

Следует отметить, что увеличение зазоров в проточной части, как правило, имеет место не в процессе нормальной эксплуатации, а при пусковых операциях, при работе с повышенной вибрацией, прогибах ротора, неудовлетворительных температурных расширениях корпусов цилиндров.

В ходе ремонтов важную роль играют опрессовки и устранение мест присосов воздуха, а также применение различных прогрессивных конструкций уплотнений во вращающихся воздухоподогревателях. Ремонтный персонал должен следить совместно с эксплуатационным персоналом за присосами воздуха и, по возможности, обеспечивать их устранение не только в ходе ремонтов, но и на работающем оборудовании. Так, снижение (ухудшение) вакуума на 1 % для энергоблока 500 МВт приводит к перерасходу топлива примерно на 2 т у. т./ч, что составляет 14 тыс. т у. т./год, или в ценах 2001 г. 10 млн руб.

Показатели экономичности турбины, котла и вспомогательного оборудования обычно определяются путем проведения

экспресс-испытаний [23]. Целью этих испытаний являются не только оценка качества ремонтов, но и регулярный контроль работы оборудования в течение межремонтного периода эксплуатации. Анализ результатов испытаний позволяет обоснованно судить о том, следует ли остановить агрегат (или, если это возможно, отключить отдельные элементы установки). При принятии решений сопоставляются возможные затраты на останов и последующий пуск, на проведение восстановительных работ, возможный недоотпуск электро- и теплоэнергии с потерями, обусловленными эксплуатацией оборудования с пониженной экономичностью. Экспресс-испытания определяют также время, в течение которого допускается работа оборудования с пониженной экономичностью.

В целом техническое обслуживание и ремонт оборудования предусматривают выполнение комплекса работ, направленных на обеспечение исправного состояния оборудования, надежной и экономичной его эксплуатации, проводимых с определенной периодичностью и последовательностью [21].

Ремонтный цикл — наименьшие повторяющиеся интервалы времени или наработки изделия, в течение которых в определенной последовательности в соответствии с требованиями нормативно-технической документации выполняются все установленные виды ремонта (наработка энергетического оборудования, выраженная в годах календарного времени между двумя плановыми капитальными ремонтами, а для вновь вводимого оборудования — наработка от ввода до первого планового капитального ремонта) [25].

Структура ремонтного цикла определяет последовательность различных видов ремонта и работ по техническому обслуживанию оборудования в пределах одного ремонтного цикла [25].

Все ремонты оборудования подразделяются (классифицируются) на несколько видов в зависимости от степени подготовленности, объема выполняемых работ и метода выполнения ремонта.

Неплановый ремонт — ремонт, проведение которого осуществляется без предварительного назначения [25]. Неплановые ремонты выполняются при возникновении дефектов оборудования, приводящих к его отказам.

Плановый ремонт — ремонт, проведение которого осуществляется в соответствии с требованиями нормативно-технической документации (НТД) [25]. Плановый ремонт оборудования основан на изучении и анализе ресурса деталей и узлов с установлением технически и экономически обоснованных норм.

Плановый ремонт паровой турбины подразделяется на три основных вида: капитальный, средний и текущий.

Капитальный ремонт — ремонт, выполняемый для восстановления исправности и восстановления полного или близкого к полному ресурса оборудования с заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые [25].

Капитальный ремонт — наиболее объемный и сложный вид ремонта, при его выполнении вскрываются все подшипники, все цилиндры, разбираются валопровод и проточная часть турбины. Если капитальный ремонт выполняется в соответствии с типовым технологическим процессом, то он называется *типовым капитальным ремонтом*. Если капитальный ремонт выполняется средствами, отличающимися от типовых, то такой ремонт относится к *специализированному ремонту* с наименованием производного вида от типового капитального ремонта.

Если капитальный типовой или капитальный специализированный ремонт выполняется на паровой турбине, отработавшей в эксплуатации более 50 тыс. ч, то такой ремонт подразделяется на три категории сложности; наиболее сложные ремонты имеют третью категорию. Категорирование ремонтов применяется обычно к турбинам энергоблоков мощностью от 150 до 800 МВт.

Категорирование ремонтов по степени сложности направлено на то, чтобы компенсировать трудовые и финансовые затраты в связи с износом частей турбины и образованием в них новых дефектов наряду с теми, которые проявляются при каждом ремонте.

Текущий ремонт — ремонт, выполняемый для обеспечения или восстановления работоспособности оборудования, и состоящий в замене и (или) восстановлении отдельных частей [25].

Текущий ремонт паровой турбины наименее объемный, при его выполнении могут быть вскрыты подшипники или разобраны один-два регулирующих клапана, возможно вскрытие клапана автоматического затвора. Для блочных турбин текущий ремонт подразделяется на две категории сложности: первую и вторую (наиболее сложные ремонты имеют вторую категорию).

Средний ремонт — ремонт, выполняемый в объеме, установленном в НТД [25], для восстановления исправности и частичного восстановления ресурса оборудования с заменой или восстановлением отдельных составных частей и контролем их технического состояния.

Средний ремонт паровой турбины отличается от капитального и текущего тем, что его номенклатура включает частично объемы и капитального, и текущего ремонтов. При выполнении среднего ремонта может быть вскрыт один из цилиндров турбины и частично разобран валопровод турбоагрегата, может быть также вскрыт стопорный клапан и выполнен частичный ремонт регулирующих клапанов и узлов проточной части вскрытого цилиндра.

Все виды ремонта объединяют следующие признаки: цикличность, продолжительность, объемы, финансовые затраты.

Цикличность — это периодичность проведения того или другого вида ремонта в масштабе лет, например между последующим и предыдущим капитальным ремонтом должно пройти не более 5...6 лет, между последующим и предыдущим средним ремонтом должно пройти не более 3 лет, между последующим и предыдущим текущим ремонтом должно пройти не более 2 лет. Увеличение продолжительности цикла между ремонтами желательно, но в ряде случаев это приводит к значительному увеличению числа дефектов.

Продолжительность ремонта по каждому основному виду из расчета типовых работ является директивной и утверждена

"Правилами организации технического обслуживания и ремонта оборудования, зданий и сооружений электростанций и сетей" [21]. Продолжительность ремонта определяется [21] как величина в масштабе календарных дней, например для паровых турбин в зависимости от мощности типовой капитальный ремонт составляет от 35 до 90 суток, средний от 18 до 36 суток, текущий от 8 до 12 суток.

Важными вопросами являются продолжительность ремонта и его финансирование. Продолжительность ремонта турбины — серьезная проблема, особенно тогда, когда ожидаемые объемы работ не подтверждаются состоянием турбины или когда возникают дополнительные работы, продолжительность которых может достигать 30...50 % от директивной.

Объемы работ также определяются [21] как типовой набор технологических операций, суммарная продолжительность которых соответствует директивной продолжительности вида ремонта; в Правилах [21] это называется "номенклатура и объем работ при капитальном (или другом виде) ремонте турбины" и далее идет перечисление наименований работ и элементов, на которые они направлены.

Производные наименования ремонтов от всех основных видов ремонта отличаются между собой объемами и продолжительностью проведения работ. Наиболее непредсказуемыми по объемам и срокам являются аварийные ремонты; они характеризуются такими факторами, как внезапность аварийного останова, неготовность к ремонту материальных, технических и трудовых ресурсов, неясность причин отказа и объемов дефектов, вызвавших останов турбоагрегата.

При выполнении ремонтных работ могут быть использованы различные методы, в том числе [21]:

агрегатный метод ремонта — обезличенный метод ремонта, при котором неисправные агрегаты заменяются новыми или заранее отремонтированными;

заводской метод ремонта — ремонт транспортабельного оборудования или его отдельных составных частей на ремонтных предприятиях на основе применения передовых технологий и развитой специализации.

Ремонт оборудования производится в соответствии с требованиями нормативно-технической и технологической документации, которые включают в себя действующие в отрасли стандарты, технические условия на ремонт, руководства по ремонту, ПТЭ, методические указания, нормы, правила, инструкции, эксплуатационные характеристики, ремонтные чертежи и другое.

На современном этапе развития электроэнергетики, характеризующемся низкими темпами обновления основных производственных средств, возрастает приоритет ремонта оборудования и необходимость в разработке нового подхода в финансировании ремонта и технического перевооружения.

Сокращение использования установленной мощности энергоустановок привело к дополнительному износу оборудования и увеличению доли ремонтной составляющей в себестоимости вырабатываемой энергии. Возросла проблема сохранения эффективности энергоснабжения, в решении которой ведущая роль принадлежит ремонтному производству.

Существующее энергоремонтное производство, ранее основанное на планово-предупредительном ремонте с регламентацией ремонтных циклов, перестало отвечать экономическим интересам. Ранее действующая система ППР была сформирована для производства ремонтов в условиях минимального резерва энергетических мощностей. В настоящее время произошло снижение ежегодной наработки оборудования и увеличение продолжительности его простоев.

В целях реформирования действующей системы технического обслуживания и ремонта было предложено [22] изменить систему ППР и перейти на ремонтный цикл с назначенным межремонтным ресурсом по типам оборудования. Новая система технического обслуживания и ремонта (СТОИР) позволяет увеличить календарную продолжительность межремонтной кампании и сократить среднегодовые ремонтные затраты. По новой системе **назначенный межремонтный ресурс** между капитальными ремонтами принимается равным базовому значению суммарной наработки за ремонтный цикл в базовый период и является нормативом.

С учетом действующих положений [22] на электростанциях разработаны нормативы межремонтных ресурсов для основного оборудования электростанций. Изменение системы ППР обусловлено изменившимися условиями эксплуатации.

Как та, так и другая система обслуживания оборудования предусматривают три вида ремонта: капитальный, средний и текущий. Эти три вида ремонтов составляют единую систему обслуживания, направленную на поддержание оборудования в работоспособном состоянии с обеспечением его надежности и требуемой экономичности. Продолжительность простоя оборудования во всех видах ремонтов строго регламентируется [21]. Вопрос об увеличении продолжительности простоя оборудования в ремонте при необходимости выполнения сверхтиповых работ рассматривается каждый раз индивидуально.

Во многих странах используется система ремонта энергетического оборудования "по состоянию", позволяющая в значительной мере сократить затраты на ремонтное обслуживание. Но эта система предполагает использование методик и аппаратных средств, позволяющих с необходимой периодичностью (а по ряду параметров непрерывно) контролировать текущее техническое состояние оборудования.

Различными организациями в СССР, а позднее в России были разработаны системы мониторинга и диагностики состояния отдельных узлов турбины [26...30], были предприняты попытки создания на мощных турбоагрегатах комплексных систем диагностики [31, 32]. Эти работы требуют значительных финансовых затрат, но, по опыту эксплуатации аналогичных систем за границей [33, 34], быстро окупаются.

1.2. ОБЪЕМЫ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ОПЕРАЦИЙ ПРИ РЕМОНТЕ

В распорядительных документах [21] определены номенклатура и типовые объемы ремонтных работ для каждого вида

основного оборудования ТЭС.

- Так, например, при выполнении капитального ремонта турбины проводится:
1. Осмотр и дефектация корпусов цилиндров, сопловых аппаратов, диафрагм и обойм диафрагм, обойм уплотнений, корпусов концевых уплотнений, концевых и диафрагменных уплотнений, устройств для обогрева фланцев и шпилек корпуса, рабочих лопаток и бандажей, дисков рабочих колес, шеек вала, опорных и упорных подшипников, корпусов опор, масляных уплотнений, полумуфт роторов и др.
 2. Устранение обнаруженных дефектов.
 3. Ремонт корпусных частей цилиндра, в том числе контроль металла корпусов цилиндров, замена при необходимости диафрагм, шабрение плоскостей горизонтальных разъемов корпусов цилиндров и диафрагм, обеспечение центровки деталей проточной части и концевых уплотнений и обеспечение зазоров в проточной части в соответствии с нормами.
 4. Ремонт роторов, в том числе проверка прогиба роторов, при необходимости — замена проволоочных бандажей или ступени в целом, шлифовка шеек и упорных дисков, динамическая балансировка роторов и исправление центровки ротора по полумуфтам.
 5. Ремонт подшипников, в том числе предусматривается в случае необходимости замена колодок упорного подшипника, замена или перезаливка вкладышей опорных подшипников, замена уплотнительных гребней масляных уплотнений, шабрение плоскости горизонтального разъема корпусов цилиндров.
 6. Ремонт соединительных муфт, в том числе выполняются проверка и исправление излома и смещения осей при спаривании полумуфт (маятник и колено), шабрение торцов полумуфт, обработка отверстий под соединительные болты.
 7. Выполняются испытания и снятие характеристик системы регулирования (САР), дефектация и ремонт узлов регулирования и защиты, настройка САР перед пуском турбины. Также проводятся дефектация и устранение дефектов маслосистемы: чистка маслобаков, фильтров и маслопроводов, маслоохладителей, а также проверка плотности маслосистемы.
- Все дополнительные объемы работ по ремонту или замене отдельных узлов оборудования (сверх установленных распорядительными документами), а также по его реконструкции и модернизации являются сверхтиповыми.*

1.3. ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ НА ТЭС И В ЭНЕРГОРЕМОНТНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Ремонт оборудования ТЭС выполняется силами специалистов ТЭС (хозспособ), специализированными энергоремонтными подразделениями энергообъединения (системный хозспособ) или сторонними специализированными энергоремонтными предприятиями (ЭРП). В табл. 1.1 в качестве примера приведены, данные за 2000 г. (с официального сайта РАО "ЕЭС России") по распределению объемов ремонтных работ между собственным ремонтным персоналом и подрядными организациями для энергосистем Уральского региона.

Таблица 1.1

Соотношение ремонтных работ выполняемых собственным и привлеченным ремонтным персоналом в некоторых энергосистемах Урала

	Курганэнерго	Оренбургэнсрго	Пермьэнерго	Свердловэнерго	Тюменьэнерго	Челябэнерго
Хозяйственный способ	0,431	0,570	0,781	0,752	0,655	0,578
Подрядный способ	0,569	0,430	0,219	0,248	0,345	0,422

Организацией ремонтного обслуживания на ТЭС занимаются директор, главный инженер, начальники цехов и отделов, старшие мастера, просто мастера, инженеры отделов и лабораторий. На рис. 1.1 одна из возможных схем управления ремонтом показана лишь в объеме ремонта отдельных частей основного оборудования в отличие от действительной схемы, которая включает в себя и организацию эксплуатации оборудования. У всех руководителей основных подразделений, как правило, имеется по два заместителя: один заместитель по эксплуатации, другой — по ремонту. Директор принимает решение по финансовым вопросам ремонта, а главный инженер по техническим, получая информацию от своего заместителя по ремонту и от руководителей цехов.

Для ТЭС, основной задачей которых является производство энергии, экономически нецелесообразно производить техническое обслуживание и ремонт оборудования в полном объеме собственными силами. Наиболее целесообразно привлекать для этого специализированные организации (участки).

Ремонтное обслуживание оборудования котлотурбинных цехов на ТЭС выполняется, как правило, цехом централизованного ремонта (ЦЦР), который представляет собой специализированное подразделение, способное выполнить ремонт оборудования в необходимом объеме. ЦЦР имеет материальные и технические средства, в том числе: склады имущества и запчастей, служебные кабинеты, оснащенные средствами связи, мастерские, ремонтно-механический участок (РМУ), грузоподъемные механизмы, сварочную технику. ЦЦР может частично или полностью выполнять ремонт котлов, насосов, элементов системы регенерации и вакуумной системы, оборудования химического цеха, арматуры, трубопроводов, электроприводов, элементов газового хозяйства, станочного оборудования, транспортных средств. ЦЦР привлекается также к ремонту системы рециркуляции сетевой воды, обслуживанию ремонтов береговых насосных станций.

Из представленной на рис. 1.2 примерной схемы организации ЦЦР видно, что ремонт в машинном зале также разделяется на отдельные операции, осуществление которых ведется специализированными звеньями, группами и бригадами: "проточники" — занимаются ремонтом цилиндров и проточной части турбины, "регулировщики" — ремонтом узлов системы автоматического регулирования и парораспределения; специалисты по ремонту маслохозяйства занимаются ремонтом маслобака и маслопроводов, фильтров, маслоохладителей и маслонасосов, "генераторщики" ремонтируют генератор и возбудитель.

Ремонт энергетического оборудования представляет собой целый комплекс параллельных и пересекающихся работ, поэтому при его ремонте все подразделения, звенья, группы, бригады взаимодействуют между собой. Для четкого выполнения комплекса операций, организации взаимодействия отдельных ремонтных подразделений, определения сроков финансирования и поставки запчастей перед началом ремонта разрабатывается график его выполнения. Обычно разрабатывается сетевая модель графика ремонта оборудования (рис. 1.3). Эта модель определяет последовательность проведения работ и возможные сроки начала и окончания основных операций ремонта. Для удобного использования в ремонте сетевая модель выполняется в масштабе суток (принципы построения сетевых моделей представлены в разд. 1.5).

Собственный ремонтный персонал электростанций выполняет техническое обслуживание оборудования, часть объемов ремонтных работ при плановых ремонтах, аварийно-восстановительные работы; специализированные ремонтные предприятия, как правило, привлекаются для выполнения капитальных и средних ремонтов оборудования, а также его модернизации.

В России создано более 30 ЭРП, крупнейшие из которых "Ленэнергоремонт", "Мос-энергоремонт", "Ростовэнергоремонт", "Сибэнергоремонт", "Уралэнергоремонт" и другие. Организационная структура энергоремонтного предприятия (на примере структуры "Уралэнергоремонта" рис. 1.4) состоит из управления и цехов, наименование цехов указывает на вид их деятельности.

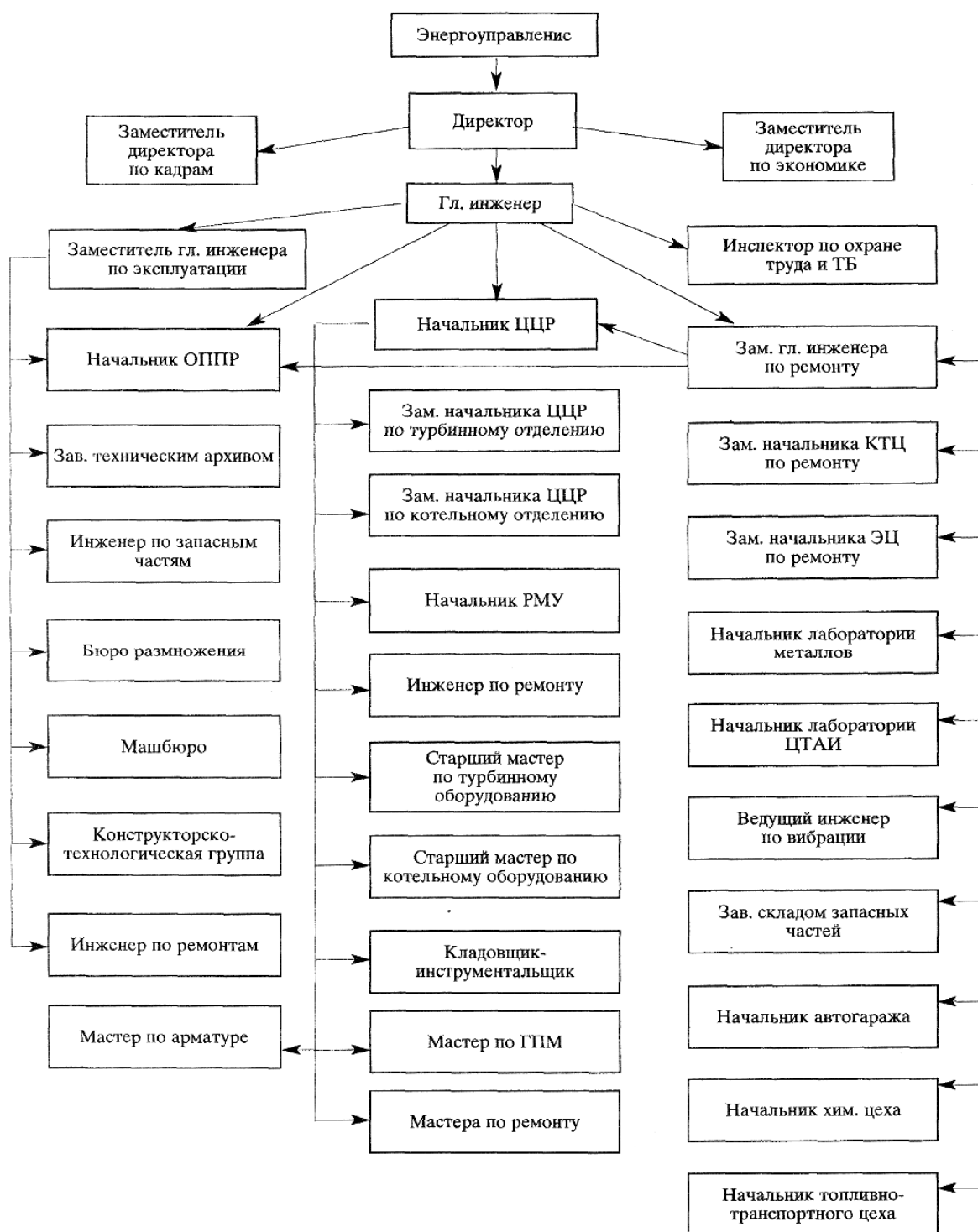


Рис. 1.1 Схема управления ремонтом на ТЭС

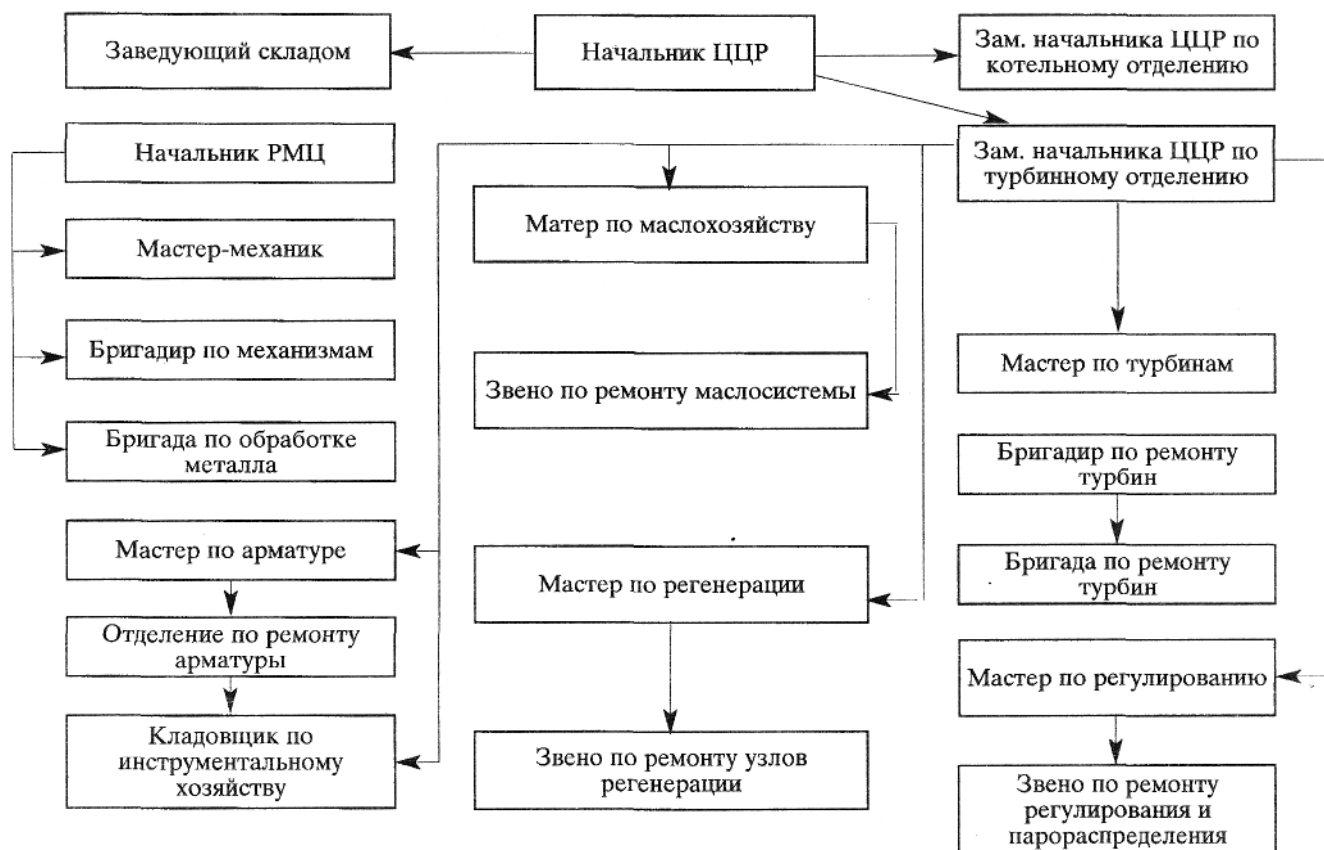


Рис. 1.2. Примерная схема организации ЦТР

Например, котельный цех занимается ремонтом котлов, электротехнический цех производит ремонт трансформаторов и аккумуляторных батарей, цех регулирования и автоматики — ремонт САПР паровых турбин и систем автоматики паровых котлов, генераторный цех занимается ремонтом электрогенераторов и двигателей, турбинный цех ремонтом проточной части турбин. Современное ЭРП, как правило, имеет собственную производственную базу, оснащенную механическим оборудованием, грузоподъемными кранами, транспортными средствами.

Цех по ремонту турбин обычно занимает второе место в ЭРП по численности персонала после котельного цеха; он также состоит из группы управления и производственных участков. В группе управления цехом — начальник и два его заместителя, один из которых занимается организацией ремонтов, а другой — подготовкой к ремонтам. Цех по ремонту турбин (турбинный цех) имеет ряд производственных участков. Обычно эти участки базируются на ТЭС в пределах своего региона обслуживания. Участок цеха по ремонту турбин на ТЭС, как правило, состоит из руководителя работ, группы подчиненных ему мастеров и старших мастеров, а также бригады рабочих (слесарей, сварщиков, токарей). Когда на ТЭС начинается капитальный ремонт турбины, руководитель цеха по ремонту турбин направляет туда группу специалистов для выполнения ремонтных работ, которые должны действовать совместно с персоналом имеющегося на ТЭС участка. В этом случае, как правило, руководителем ремонта назначается специалист из состава разъездных ИТР.

Когда капитальный ремонт оборудования выполняется на ТЭС, где отсутствует производственный участок ЭРП, туда направляется разъездной (линейный) персонал цеха с руководящим специалистом. Если разъездного персонала недостаточно для выполнения конкретного объема ремонта, к нему привлекаются работники других постоянных производственных участков, базирующихся на других ТЭС (как правило, из своего региона).

Руководство ТЭС и ЭРП согласуют все вопросы ремонта, в том числе и назначение руководителя ремонта оборудования (обычно он назначается из состава специалистов генподрядной (генеральной) организации, т. е. ЭРП).

Как правило, руководителем ремонта назначается опытный специалист в должности старшего мастера или ведущего инженера. Руководителями по операциям ремонта также назначаются только опытные специалисты в должности не ниже мастера. Если в ремонте участвуют молодые специалисты, то они распоряжением начальника цеха назначаются помощниками к специалистам-наставникам, т. е. мастерам и старшим мастерам, руководящим ключевыми операциями ремонта.

В капитальном ремонте оборудования участвует, как правило, собственный персонал ТЭС и несколько подрядных организаций, поэтому от ТЭС назначается руководитель ремонта, который решает вопросы взаимодействия всех подрядчиков; под его же руководством проходят ежедневные текущие совещания, а раз в неделю проводятся совещания у главного инженера ТЭС (лица, несущего персональную ответственность за состояние оборудования в соответствии с действующими РД). Если в ремонте происходят сбои, которые приводят к нарушению нормального хода работ, в совещаниях принимают участие начальники цехов и главные инженеры подрядных организаций.

1.4. ПОДГОТОВКА К РЕМОНТУ ОБОРУДОВАНИЯ

На ТЭС подготовкой к ремонтам занимаются специалисты отдела подготовки и проведения ремонтов (ОППР) и цеха централизованного ремонта. В их задачи входит: планирование ремонтов, сбор и анализ информации о новых разработках мероприятий по повышению надежности и экономичности оборудования, своевременное распределение заказов на запчасти и материалы, организация доставки и хранения запчастей и материалов, подготовка документации для ремонта, обеспечение обучения и переподготовки специалистов, проведение инспекций по оценке работы оборудования и обеспечению техники безопасности при проведении ремонта.

ЦЦР в межремонтные периоды занимается текущим обслуживанием оборудования, подготовкой своих специалистов, пополнением своих ресурсов материалами и инструментом, выполняет ремонт станков, грузоподъемных механизмов и другого ремонтного оборудования.

График ремонтов оборудования согласовывается с вышестоящими организациями (управлением энергосистемой, диспетчерским управлением).

Одной из важнейших задач подготовки к ремонтам оборудования ТЭС является составление и выполнение комплексного плана-графика подготовки ремонтов. Комплексный план-график подготовки к ремонтам должен разрабатываться на период не менее 5 лет. Комплексный план обычно включает в себя следующие разделы: разработку конструкторской документации, изготовление и приобретение средств ремонта, обучение специалистов, объемы строительства, ремонт оснастки, ремонт станочного парка, ремонт транспортных средств, социальные и бытовые вопросы.

Долговременный комплексный план подготовки к ремонтам является документом, определяющим основное направление деятельности ремонтных подразделений ТЭС по совершенствованию ремонтного обслуживания и подготовке к ремонтам. При подготовке плана определяется наличие на ТЭС средств, необходимых для выполнения ремонтов, а также потребность в приобретении инструментов, технологий, материалов и другое.

Следует различать средства ремонта и ресурсы ремонта.

Средства ремонта — это совокупность изделий, приспособлений и различной техники, а также различных материалов, с помощью которых выполняется ремонт; к ним относятся:

- стандартный инструмент, изготавливаемый машиностроительными предприятиями или фирмами и покупаемый ремонтными предприятиями в объеме годовой потребности (ключи, сверла, фрезы, молотки, кувалды и т. п.);
- стандартный пневмо- и электроинструмент, изготавливаемый заводами типа "Пневмостроймаш" и "Электромаш";
- стандартные металлообрабатывающие станки, изготавливаемые машиностроительными заводами России и зарубежных стран;
- приспособления, изготавливаемые машиностроительными заводами по договорам с ремонтными предприятиями;
- приспособления, спроектированные и изготовленные собственными ремонтными предприятиями по договорам между собой;
- приспособления, изготовленные заводами и поставляемые на объекты монтажа вместе с основным оборудованием.

Для ориентации в средствах ремонта ремонтные подразделения должны иметь перечни оснастки, которые постоянно корректируются и обновляются. Эти перечни чрезвычайно велики; они состоят из ряда разделов: станки, металлорежущий инструмент, измерительный инструмент, ручные пневмомашин, ручные электромашин, инструмент слесарный, приспособления общие, приспособления технологические, оснастка организационная, такелаж, сварочная техника, транспортные средства, средства защиты.

Под *ресурсами ремонта* следует понимать совокупность средств, определяющих, "как делать ремонт"; к ним относятся информация:

- о конструктивных особенностях оборудования;
- технологии ремонта;
- конструкции и технических возможностях ремонтной оснастки;
- в порядке разработки и оформления финансовых и технических документов;
- правилах организации ремонта на ТЭС и правилах внутреннего распорядка заказчика;
- правилах техники безопасности;
- правилах оформления табелей рабочего времени и документов на списание изделий и материалов;
- особенностях работы с ремонтным персоналом при подготовке и проведении ремонтной компании.

В процессе подготовки к ремонту стандартный и технологический инструмент должен быть скомплектован и отреверифицирован, все ремонтные подразделения укомплектованы и в них назначены руководители, отработана система взаимосвязи руководителей работ с руководством заказчика; весь ремонтный персонал должен иметь действующие (не просроченные) удостоверения на допуск к работам согласно Правилам техники безопасности.

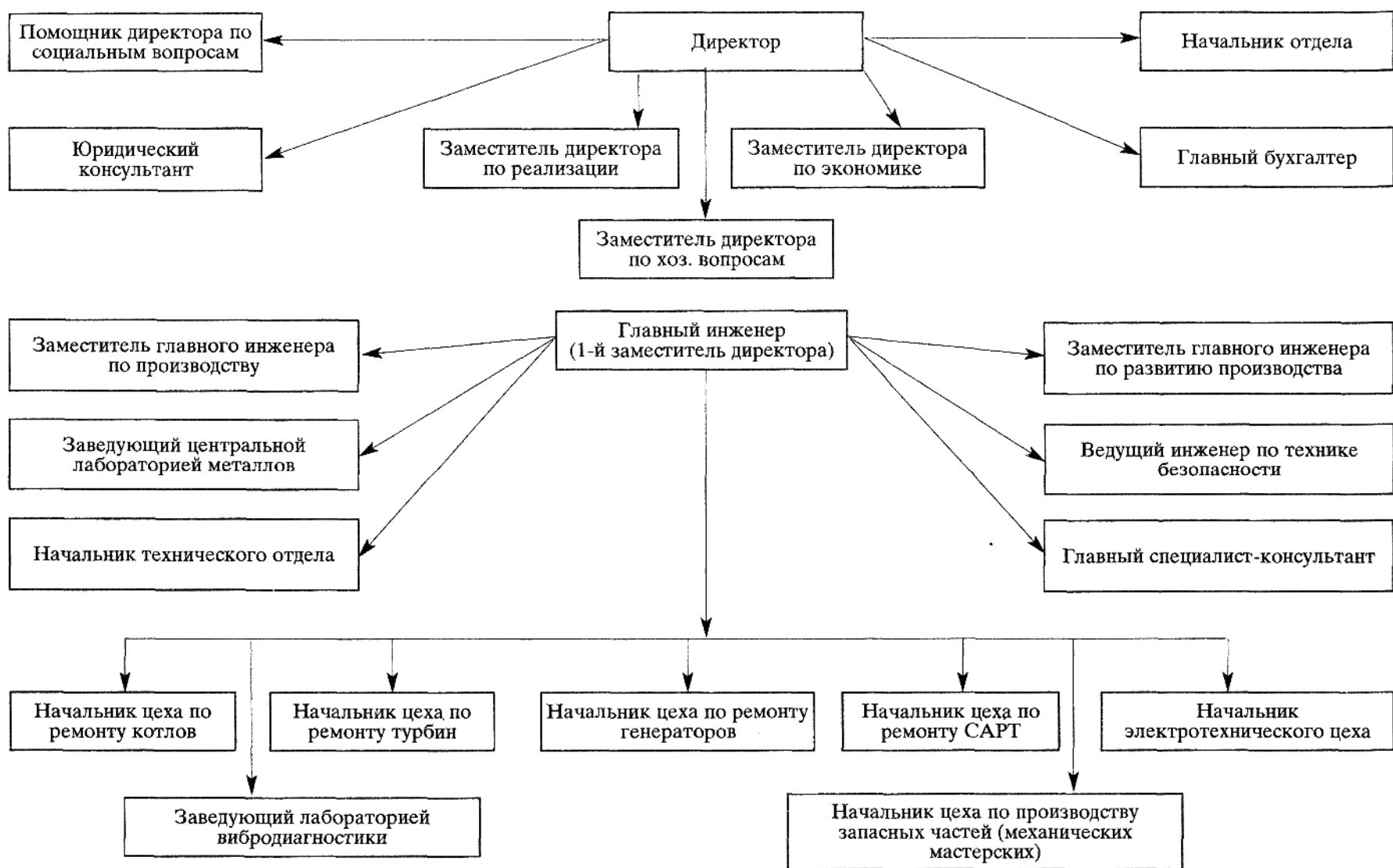


Рис. 1.4. Структурная схема энергоремонтного предприятия на примере структуры ОАО “Уралэнергоремонт”

1.5. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПЛАНИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВА РЕМОНТНЫХ РАБОТ

При проведении ремонта оборудования ТЭС характерны следующие основные особенности:

1. Динамичность производства ремонтных работ, проявляющаяся в необходимости высокого их темпа, привлечения значительного количества ремонтного персонала на широком фронте параллельно ведущихся работ, непрерывного поступления информации о вновь выявленных дефектах оборудования и изменении объемов (ремонтным работам присущ вероятностный характер планируемого объема работ и строгая определенность сроков выполнения всего комплекса работ).
2. Многочисленность технологических связей и зависимостей между различными работами по ремонту отдельных агрегатов в пределах ремонтируемого оборудования, а также между узлами каждого агрегата.
3. Нестандартность многих ремонтных процессов (каждый ремонт отличается от предыдущего своими объемами и условиями производства работ).
4. Различные ограничения в материальных и людских ресурсах. В период производства работ достаточно часто приходится отвлекать персонал и материальные ресурсы для неотложных нужд действующего производства.
5. Жесткие сроки выполнения ремонтных работ.

Все перечисленные особенности ремонта энергетического оборудования приводят к необходимости рационального планирования и управления ходом ремонтных работ, обеспечивающими выполнение основной задачи [35].

Моделирование процессов капитального ремонта позволяет имитировать процесс ремонта оборудования, получать и анализировать соответствующие показатели и на этой основе принимать решения, направленные на оптимизацию объемов и сроков производства работ.

Линейная модель — это последовательный (и параллельный, если работы независимы) набор всех работ, который позволяет подсчетом по горизонтали определить продолжительность всего комплекса работ, а подсчетом по вертикали — календарную потребность в персонале, оборудовании и материалах. Получаемый в целом линейный график (рис. 1.5) представляет собой графическую модель решаемой задачи и относится к группе аналоговых моделей. Метод линейного моделирования применяется при ремонте сравнительно несложного оборудования или при производстве небольших объемов работ (например, текущих ремонтов) на сложном оборудовании.

Линейные модели не способны отразить основные свойства моделируемой ремонтной системы, так как в них отсутствуют связи, определяющие зависимости одной работы от другой. В случае любого изменения ситуации в ходе производства работ линейная модель перестает отображать реальный ход событий и в нее невозможно внести существенные изменения. В этом случае линейную модель необходимо строить заново. Линейные модели не могут быть использованы в качестве инструмента управления при производстве сложных комплексов работ.

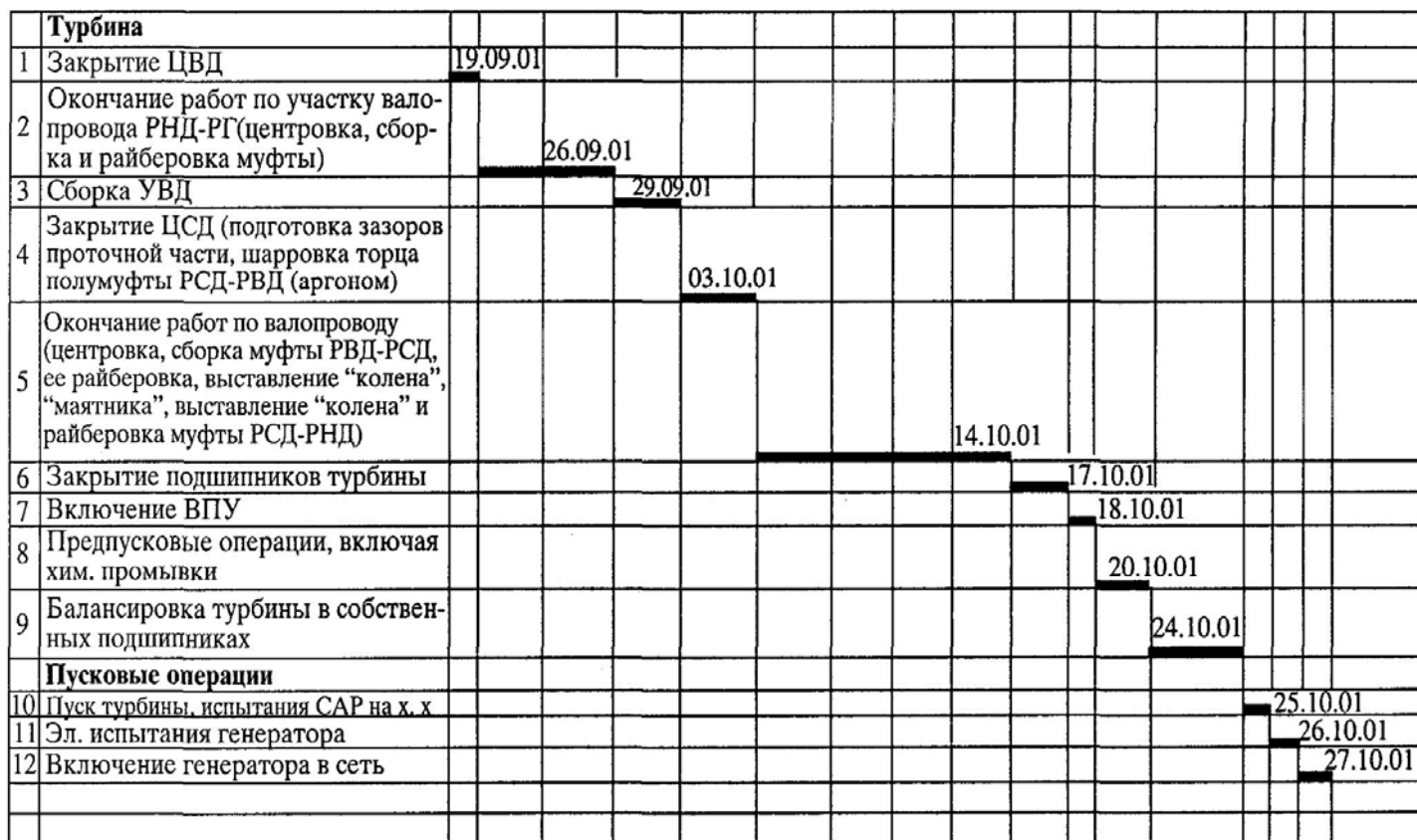


Рис. 1.5. Пример линейного графика

Сетевая модель — это особый вид операционной модели, обеспечивающей с любой необходимой точностью детализации отображение состава и взаимосвязи всего комплекса работ во времени. Сетевая модель поддается математическому анализу, позволяет определять реальный календарный план, решать задачи рационального использования ресурсов, оценивать эффективность решений руководителей еще до того, как они будут переданы для исполнения, оценивать фактическое состояние комплекса работ, прогнозировать будущее состояние, своевременно обнаруживать "узкие места" [36].

Составными частями сетевой модели являются сетевой график, представляющий собой графическое отображение технологического процесса ремонта, и информация о ходе ремонтных работ.

Основными элементами сетевого графика являются работы (отрезки) и события (кружки).

Различаются три вида работ:

— **действительная работа** — работа, требующая затрат времени и ресурсов (трудовых, материальных, энергетических и других);

— **ожидание** — процесс, требующий затрат только времени;

— **фиктивная работа** — зависимость, не требующая затрат времени и ресурсов; фиктивная работа используется для изображения объективно существующих технологических зависимостей между работами.

Работа и ожидание в сетевом графике отображаются сплошной стрелкой.

Фиктивная работа отображается пунктирной стрелкой.

Событие в сетевой модели является результатом выполнения конкретной работы. Например, если рассматривать в качестве работы "устройство лесов", то результатом этой работы будет событие "устройство лесов закончено". Событие может быть простым или сложным, в зависимости от результатов выполнения одной, двух или большего количества входящих работ, а также может не только отражать факты завершения входящих в него работ, но и обуславливать возможность начала одной или нескольких выходящих из него работ.

Событие, в отличие от работы, не имеет продолжительности, его характеристикой является время совершения.

По месту нахождения и роли в сетевой модели события подразделяются на следующие:

— **исходное событие**, совершение которого означает возможность начала выполнения комплекса работ; оно не имеет ни одной входящей работы;

— **завершающее событие**, совершение которого означает окончание выполнения комплекса работ; оно не имеет ни одной выходящей работы;

— **промежуточное событие**, совершение которого означает окончание всех входящих в него работ и возможность начала выполнения всех выходящих работ.

События по отношению к выходящим из них работам называются начальными, а по отношению к входящим работам — конечными.

Сетевые модели, имеющие одно завершающее событие, называются одноцелевыми.

Основным признаком комплекса ремонтных работ является наличие системы выполнения работ. В связи с этим существует понятие **предшествования и непосредственного предшествования**. Если работы не связаны между собой условием предшествования, то они являются независимыми (параллельными), поэтому *при изображении ремонтного процесса в сетевых моделях последовательно (в цепочке) могут изображаться только работы, связанные между собой условием предшествования*.

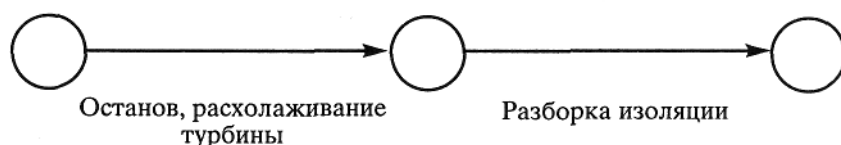
Первичной информацией о ремонтных работах сетевой модели является объем работы, выраженный в натуральных единицах. По объему работ на основании норм может быть определена трудоемкость работы в человеко-часах (чел-ч), а зная оптимальный состав звена, можно определить продолжительность выполнения работы.

Основные правила построения сетевого графика

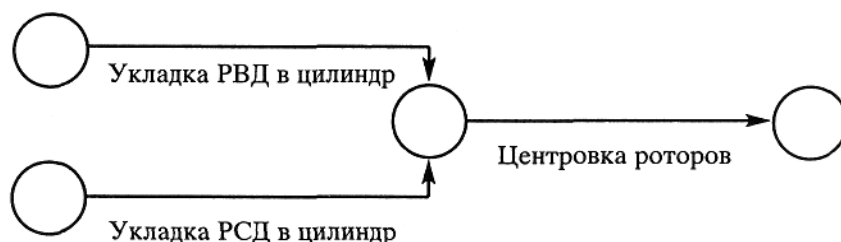
В графике должна быть четко отображена технологическая последовательность выполнения работ.

Примеры отображения такой последовательности приведены ниже.

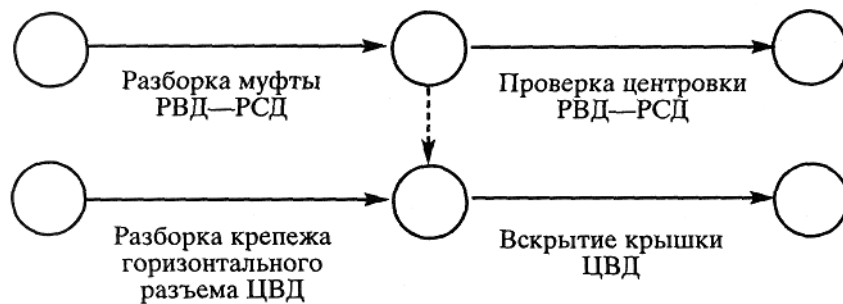
Пример 1. После "останова и расхолаживания турбины" можно начать "разборку изоляции" цилиндров — эта зависимость изображается так:



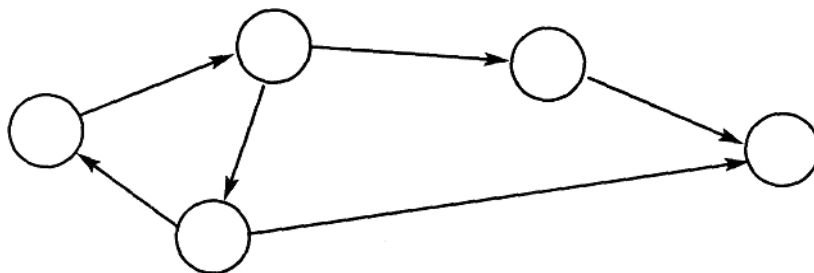
Пример 2. После окончания работ "укладка РВД в цилиндр" и "укладка РСД в цилиндр" можно начать работу "центровка роторов" — эта зависимость изображена ниже:



Пример 3. Для начала работы "вскрытие крышки ЦВД" необходимо закончить работы "разборка крепежа горизонтального разъема ЦВД" и "разборка муфты РВД—РСД", а для "проверки центровки РВД—РСД" достаточно окончания работы "разборка муфты РВД—РСД" — эта зависимость изображена ниже:

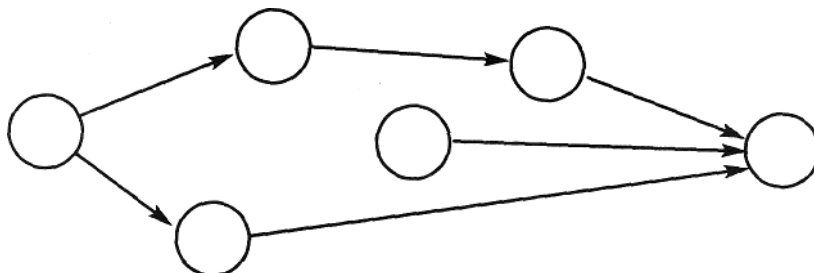


В сетевых графиках ремонта энергооборудования не должно быть циклов, так как циклы свидетельствуют об искажении взаимосвязи между работами, поскольку каждая из этих работ оказывается предшествующей самой себе. Пример такого цикла приведен ниже:

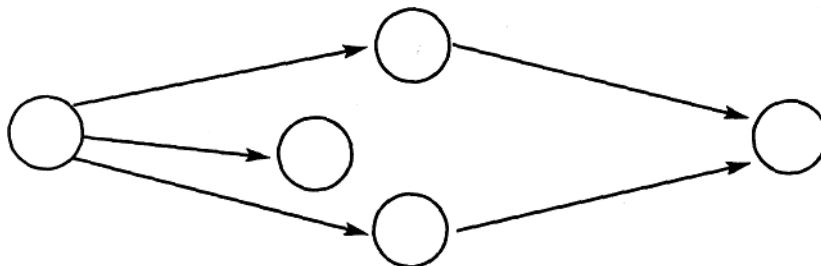


В сетевых графиках не должно быть ошибок типа:

- *тупики первого рода* — наличие событий, не являющихся исходными и не имеющих входящих работ:



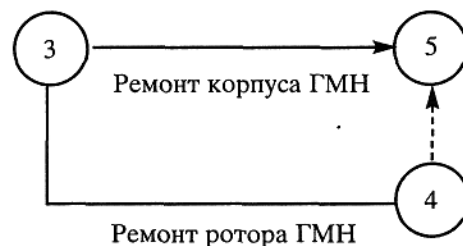
- *тупики второго рода* — наличие событий, не являющихся завершающими и не имеющих выходящих работ:



Все события сетевого графика должны быть пронумерованы. К нумерации событий предъявляются следующие требования:

- нумерация должна производиться последовательно, числами натурального ряда, начиная с единицы;
- номер конечного события каждой работы должен быть больше номера начального события; выполнение этого требования достигается тем, что событию присваивается номер только после того, как будут пронумерованы начальные события всех входящих в него работ;
- нумерация должна производиться по цепочкам слева направо, в пределах графика сверху вниз; шифр работы графика определен номером начального и конечного событий.

В сетевом графике каждое событие может быть изображено только 1 раз. Каждый из номеров может быть присвоен только одному конкретному событию. Аналогично, каждая работа в сетевом графике может быть изображена только 1 раз, а каждый шифр может быть присвоен только одной работе. Если по технологическим причинам две или несколько работ имеют общие начальное и конечное события, то, чтобы исключить одинаковое обозначение работ, вводится дополнительное событие и фиктивная работа:



Построение сетевых моделей ремонта это достаточно трудоемкая задача, поэтому в последние годы выполнен ряд работ по созданию компьютерных программ, предназначенных для построения сетевых графиков [37].

1.6. ОСНОВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ПРОЦЕССЕ ПОДГОТОВКИ И ПРОВЕДЕНИЯ РЕМОНТА ОБОРУДОВАНИЯ

При подготовке и проведении ремонта энергетического оборудования используется большое количество различных документов, в том числе: *распорядительные, финансовые, хозяйственные, конструкторские, технологические, ремонтные, документы по технике безопасности и другие.*

Перед началом ремонта необходимо подготовить соответствующие распорядительные и финансовые документы: приказы, договора, акты о готовности оборудования к ремонту, ведомость дефектов оборудования, ведомость объема работ, сметы на производство работ, акты освидетельствования грузоподъемных механизмов.

В том случае если для выполнения ремонта привлекается подрядная организация, то она подготавливает договор на выполнение ремонта и смету стоимости ремонтных работ. В составленном договоре определяется статус подрядчика, стоимость ремонтных работ, *обязанности сторон относительно порядка* содержания командированного персонала и порядка взаимных расчетов [38]. В составленной смете перечисляются все работы, связанные с ремонтом, их наименования, количество, цены, указываются все коэффициенты и дополнения, связанные с курсом цен на период заключения договора о ремонте. Для оценки стоимости работ, как правило, применяются прейскуранты и справочники, нормативы времени, ведомости объема работ, тарифные справочники. На отдельные виды работ составляется специальная калькуляция; в случае определения стоимости работ по калькуляции применяются справочники норм времени на данные виды работ.

После подписания заказчиком и исполнителем договора и сметы вступают в силу все последующие документы, определяющие финансовое обеспечение ремонта, в том числе (укрупненно):

- ведомости на приобретение инструментов;
- ведомости на приобретение материалов и запчастей;
- ведомости на выдачу спецодежды, мыла, рукавиц;
- ведомости на выдачу командировочного содержания (суточные, оплата гостиницы, оплата транспорта и т. п.);
- путевые листы на перевозку средств ремонта;
- доверенности на материальные ценности;
- платежные требования.

На ТЭС и в ЭРП имеются архивы, в которых хранятся документы, необходимые для организации (подготовки) и проведения ремонта.

Технические условия на ремонт — нормативно-технический документ, содержащий технические требования, показатели и нормы, которым должно удовлетворять конкретное изделие после капитального ремонта [39].

Руководство по капитальному ремонту — нормативно-технический документ, содержащий указания по организации и технологии ремонта, технические требования, показатели и нормы, которым должно удовлетворять конкретное изделие после капитального ремонта [39].

Чертежи ремонтные — чертежи, предназначенные для ремонта деталей, сборочных единиц, сборки и контроля отремонтированного изделия, изготовления дополнительных деталей и деталей с ремонтными размерами [39].

Карта измерений — технологический документ контроля, предназначенный для регистрации результатов измерения контролируемых параметров с указанием подписей исполнителя операции, руководителя работ и контролирующего лица [39].

Кроме того, в архиве хранятся чертежи оборудования, комплект документов на технологический процесс ремонта оборудования, технологические инструкции на отдельные специальные операции ремонта.

На ТЭС в архиве также должна храниться документация о ранее выполненных ремонтах оборудования. Эти документы комплектуются по станционным номерам оборудования; они хранятся в отделе подготовки ремонтов, частично у начальника турбинного цеха, а также у руководителя ЦЦР. Комплектование и хранение этих документов позволяет постоянно накапливать информацию о ремонтах, которая служит как бы "историей болезни" оборудования.

Перед началом ремонта оборудования в цехе ЭРП разрабатывается список работников и лиц, ответственных за производство работ; издается и утверждается приказ о назначении руководителя ремонта и список работников с указанием их должностей и квалификации.

Назначенный руководитель ремонта составляет список необходимых для работы документов. В нем обязательно присутствуют: бланки финансовые (сметы, акты формы № 2, дополнительные соглашения, таблицы рабочего времени), бланки учета рабочего времени, бланки линейных графиков, амбарные книги для ведения журналов (технического и сменных заданий), списки лиц, ответственных по нарядам-допускам, и формы на списание материалов и инструмента.

В ходе ремонта необходимо документально отразить состояние основного оборудования и его частей, оформить протоколы о контроле металла оборудования и запасных частей, пересмотреть график ремонта в случае необходимости уточнения состояния оборудования, оформить технические решения о ремонте с устранением дефектов оборудования нестандартными способами.

Руководитель ремонта в процессе его проведения проводит разработку и оформление следующих основных документов:

- акт на выявленные дефекты при осмотре элементов оборудования во время разборки (вторая оценка состояния оборудования);
- акт на обоснование изменения директивного срока ремонта в зависимости от выявленных дефектов;
- протоколы совещаний по важнейшим проблемам ремонта, например: перелопачивание ступеней, перемонтаж опор, замена ротора и тому подобное;
- уточненный график работ в связи с изменением объема работ;
- финансовые документы: дополнительное соглашение к договору и дополнительная смета, текущие акты приемки выполненных работ;
- заявки на новые запасные части и узлы для заказчика: рабочие лопатки, диски, обоймы, диафрагмы и тому подобное;
- акты поузловой приемки оборудования из ремонта;
- технические решения на нетиповые работы с применением нестандартной технологии;

— официальные письма, сообщения, факсы, телетайпограммы и тому подобное.

Кроме того, руководитель организует ведение журналов: выдачи заданий, технических записей, инструктажа по технике безопасности на рабочем месте, наличия инструмента, приспособлений и материалов, табеля рабочего времени, ведомостей на выдачу рукавиц, салфеток и других.

По окончании ремонта также под руководством специалистов ЭРП и ТЭС разрабатываются и оформляются:

- акты приемки из ремонта основных узлов оборудования;
- протоколы закрытия цилиндров;
- протокол на сдачу маслобака на чистоту;
- формуляры на сборку оборудования;
- протоколы на плотность вакуумной системы;
- протоколы гидравлических испытаний;
- акт опрессовки генератора и его уплотнений;
- ведомость основных параметров и технического состояния;
- акт на балансировку валопровода турбоагрегата;
- линейные графики окончания работ;
- сборник формуляров и отчетных документов;
- акты на списание запчастей и материалов, использованных для ремонта.

После окончания ремонта закрываются все наряды-допуски на производство работ. Все использованные при ремонте запасные части списываются по актам на списание. Все финансовые документы подписываются и направляются соответствующим службам ТЭС и ЭРП.

1.7. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕТАЛЛА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТАХ ТУРБИН

В процессе ремонта турбоагрегатов осуществляется большой объем работ по контролю металла, при этом используется совокупность различных физических методов неразрушающего контроля. При их применении в проверяемом изделии не создается каких-либо остаточных изменений. Этими методами обнаруживаются трещины, внутренние раковины, зоны рыхлости, непровары в сварных швах и тому подобные нарушения сплошности и однородности материалов. Наиболее распространены следующие методы: визуальный контроль, ультразвуковая дефектоскопия, магнитно-порошковая дефектоскопия, контроль методом вихревых токов [40...43].

Метод магнитно-порошковой дефектоскопии основан на том, что частицы ферромагнитного вещества, помещенные на намагниченную поверхность, скапливаются в зоне неоднородности среды.

При проведении дефектоскопии поверхность намагниченного изделия посыпают сухим ферромагнитным порошком (мелкими опилками чугуна или стали) либо поливают жидкостью, в которой тонкий ферромагнитный порошок находится во взвешенном состоянии ("магнитной суспензией"); при этом в тех местах, где трещины доходят до поверхности изделия (хотя и невидимы вследствие их малого раскрытия) или подходят достаточно близко к ней, порошок скапливается особенно интенсивно, образуя легко заметные валики, соответствующие форме трещины.

Применительно к деталям из ферромагнитных материалов метод отличается большой чувствительностью и позволяет выявлять различные дефекты на поверхности детали.

Метод ультразвуковой дефектоскопии основан на способности энергии ультразвуковых колебаний распространяться с малыми потерями в однородной упругой среде и отражаться от нарушений сплошности в этой среде.

Существует два основных метода ультразвукового контроля — метод сквозного прозвучивания и метод отражения. При проведении дефектоскопии ультразвуковой луч вводится в образец и индикатор измеряет интенсивность колебаний, прошедших через образец или отраженных от неоднородностей, расположенных внутри образца. Дефект определяется либо по уменьшению прошедшей через образец энергии, либо по энергии отраженной от дефекта.

К преимуществам ультразвукового контроля относятся:

- высокая чувствительность, позволяющая обнаруживать мелкие дефекты;
- большая проникающая способность, позволяющая контролировать крупногабаритные изделия;
- возможность определения координат и размеров дефекта.

Возможности ультразвукового контроля могут быть ограничены неблагоприятной геометрией изделия (его размерами и формой), неблагоприятной ориентацией дефекта, а также неблагоприятной внутренней структурой (размерами зерна, пористостью, включениями и мелкодисперсными выделениями).

Метод контроля вихревыми токами (вихретоковый метод) основан на том, что в испытуемом образце, помещенном в переменное магнитное поле, индуцируются вихревые токи.

При проведении контроля металла переменное магнитное поле создается с помощью электромагнитных катушек различной формы (в виде щупа, в виде вилки и другие). В отсутствие испытуемого объекта пустая испытательная катушка имеет характерное полное сопротивление. Если испытуемый объект поместить в электромагнитное поле катушки, то оно изменится под действием поля вихревых токов. При наличии неоднородностей в материале образца это отразится на изменении магнитного поля катушки. Этим методом можно определить наличие трещин, их глубину и размеры.

При ремонте турбин кроме описанных выше методов, в ряде случаев применяются также рентгеновская дефектоскопия, люминесцентная дефектоскопия и другие методы.

1.8. ИНСТРУМЕНТ, ПРИМЕНЯЕМЫЙ ПРИ РЕМОНТНЫХ РАБОТАХ

Для выполнения ремонта оборудования используется большое количество слесарно-механического и измерительного

инструмента, а также специальных приспособлений. Наличие и качество необходимого инструмента определяет производительность труда при ремонте. Недостаток инструмента вызывает частые простои в работе.

Набор слесарно-механических и универсальных инструментов, который необходим при ремонте турбин, включает в себя:

режущий инструмент — резцы, сверла, метчики, плашки, развертки, раззенковки, напильники, шаберы трехгранные, полукруглые и плоские, ножовки и так далее.;

ударно-режущий — зубила, крейцмессели, кернеры и прочие;

абразивный — точильные круги, шкурки;

монтажный — отвертки, гаечные ключи, ключи торцевые, накидные и раздвижные, воротки, кусачки, плоскогубцы, кувалды стальные, свинцовые и медные, молотки слесарные, молотки свинцовые, медные выколотки, бородки, чертилки, щетки стальные, слесарные тиски, струбцины.

При ремонте турбины выполняются работы, требующие производства измерений с высокой точностью (до 0,01 мм). Такая точность необходима при определении степени износа деталей, при измерении радиальных и торцовых зазоров по центровочным приспособлениям, проверке зазоров в шпоночных соединениях, а также при сборке турбины и ее узлов.

Для измерения линейных размеров или зазоров применяются пластинчатые и клиновые щупы, резьбомеры, шаблоны, калибры, проверочные призмы, штангельциркули, микрометры. Микрометры применяют также для измерения наружных размеров деталей.

Для измерения внутренних размеров деталей или расстояний между плоскостями, точного измерения диаметров расточек в цилиндрах турбины, а также для определения размеров шпоночных пазов пользуются микрометрическим нутромером.

При проверке плоскостности поверхностей используются плиты проверочные разных размеров, например 300х300 и 500х500.

Для измерения уклонов при установке фундаментных рам, выверке цилиндров и корпусов подшипников в продольном и поперечном направлениях, а также для измерения уклонов на шейках роторов пользуются уровнем типа "Геологоразведка" или электронными уровнями.

Для измерения высотных отметок деталей применяют гидростатический уровень с микрометрическими головками.

Для измерения величин нагрузок на опоры корпусов подшипников и цилиндров турбины используют динамометры.

Для измерения биений вала, упорного диска, торцовой и радиальной поверхностей муфт применяются индикаторы часового типа. Кроме того, ими удобно измерять линейные перемещения деталей: разбег ротора в упорном подшипнике, ход золотников регулирования и так далее.

Для механизации производства трудоемких работ применяется универсальный и специализированный инструмент с пневмо- и электроприводами:

- пневматические гайковерты для разбалчивания и сбалчивания цилиндров, крышек подшипников;
- приспособления с электроприводом для вращения роторов на малых оборотах, используемые при шлифовании шеек ротора, проточке бандажей лопаток после перелопачивания, проточке гребней лабиринтовых уплотнений и так далее;
- электрошлифовальные машинки для резки бандажной проволоки при переоблопачивании и высверливания лопаточных заклепок в дисках;
- механические развертки с электроприводом и специальные самозатягивающиеся развертки для развертывания отверстий под заклепки лопаток;
- переносные радиально-сверлильные станки для сверления и ройбирования отверстий;
- ручные переносные шлифовальные машинки с гибкими валиками привода стальных шарошек или абразивных кругов для опиловки плоскостных поверхностей;
- пневмошлифовальные машины, электрошаберы и ручные шаберы со съемными пластинками для шабровки горизонтальных разъемов цилиндров, шлифовки дисков и диафрагм.

Кроме этого используются различные **такелажные средства**: тросы, стропы, канаты, рымы, восьмерки, тали, домкраты, приспособления для подъема роторов и цилиндров.

Для проведения ряда работ при ремонте используются электросварочный аппарат и газо-режущий агрегат.

Для разогрева деталей при выполнении операции их насадки и снятия используются огнеметы.

При выполнении работ используются орудия производства и технологическая оснастка. Совокупность орудий производства, необходимых для осуществления технологического процесса, называется **средствами технологического оснащения** [39].

Технологическая оснастка — средства технологического оснащения, дополняющие технологическое оборудование для выполнения определенной части технологического процесса [39]. Примером технологической оснастки являются: режущий инструмент, приспособления, калибры и другое.

1.9. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какова цель организации системы технического обслуживания и ремонта оборудования ТЭС?
2. Что такое система ППР?
3. Дайте определение терминам "техническое обслуживание" и "ремонт".
4. Перечислите основные показатели эксплуатационного контроля за технико-экономическим состоянием проточной части турбины.
5. Что такое экспресс-испытания? Как они проводятся?
6. Дайте определение терминам "ремонтный цикл" и "структура ремонтного цикла".
7. В чем состоит принципиальная разница между неплановым и плановым ремонтами турбины?
8. Назовите основные отличия в видах ремонта между капитальным, средним и текущим.
9. Чем и как определяются объем и продолжительность ремонтов?
10. Какие методы ремонта вы знаете?
11. Кто является руководителями и ответственными лицами при ремонте турбин на ТЭС?
12. Кто на ТЭС занимается подготовкой к ремонтам?
13. Какова цель моделирования процесса ремонта? Что такое линейная модель процесса ремонта?
14. Что такое сетевая модель? Поясните термин "сетевой график как составная часть сетевой модели".
15. Перечислите основные элементы и основные правила построения сетевого графика ремонта.
16. Перечислите основные документы, которые должны быть оформлены до начала ремонта.
17. Какие документы и кем оформляются по окончании ремонта?
18. Перечень и классификация инструмента, применяемого при ремонте турбин. Что такое технологическая оснастка?

2.1. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Надежность — это свойство объекта сохранять во времени и установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования [44].

Надежность является сложным свойством, которое в зависимости от назначения изделия и условий его работы состоит из сочетаний различных составляющих. Например, надежность некоторых неремонтируемых элементов сводится в основном к их безотказности и долговечности, а для ремонтируемых особенно важной может оказаться их ремонтпригодность.

Для оборудования электростанций термин надежность включает в себя комплекс таких понятий, как безотказность, ремонтпригодность, долговечность, зависящих от его качества, живучести и безопасности [1]. Рассмотрим подробнее составляющие надежности.

Качество — совокупность свойств, определяющих степень пригодности технического устройства для использования по назначению [45]. Качество устройства часто зависит также от способа его использования. Например, использование в переменных режимах с частыми пусками и остановами паротурбинных энергоблоков, спроектированных для несения базисных нагрузок, оказывает существенное влияние на его состояние, надежность и живучесть.

Живучесть — это свойство технического устройства противостоять крупным возмущениям, исключающее процесс развития аварий и поломку оборудования [45].

Безопасность — это свойство технического устройства, которое предполагает исключение возможности возникновения ситуаций, опасных для людей и окружающей среды [45].

Безотказность — свойство объекта непрерывно сохранять свое работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки [44].

Ремонтпригодность — свойство объекта, заключающееся в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонтов [44].

Долговечность — свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта [44].

Надежность функционирования энергетического оборудования определяется большим числом различных по своей природе факторов: конструкцией, качеством использованных материалов, технологией изготовления, качеством монтажа, условиями обслуживания и эксплуатации, качеством используемого топлива и так далее.

В процессе эксплуатации оборудования имеют место случаи, когда происходит частичная или полная потеря его функциональных свойств. Событие, заключающееся в нарушении работоспособности, называется **отказом** [44]. Отказ может быть полным или частичным. **Полным отказом** принято считать полную потерю работоспособности, **частичным отказом** — снижение работоспособности.

Отказы могут быть внезапные или постепенные.

Внезапный отказ — отказ, характеризующийся скачкообразным изменением значений одного или нескольких параметров объекта [44]. Внезапные отказы являются следствием поломок.

Постепенный отказ — отказ, возникающий в результате постепенного изменения значений одного или нескольких параметров объекта [44]. Постепенные отказы происходят из-за износа деталей, загрязнения поверхностей нагрева, уменьшения проходного сечения из-за отложений и так далее.

Неисправность — состояние изделия, при котором оно не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической и (или) конструкторской (проектной) документации [44]. Различают неисправности, не приводящие к отказам, и неисправности и их сочетания, приводящие к отказам.

Теория надежности предназначена для выбора оптимальных технических решений, связанных с необходимостью сохранения основных технических характеристик оборудования и его элементов в течение требуемого промежутка времени в определенных условиях эксплуатации и исключения отказов.

Для количественной оценки надежности оборудования в энергетике используется ряд следующих комплексных показателей.

Коэффициент технического использования — это отношение математического ожидания суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии за некоторый период эксплуатации к математическому ожиданию суммарного времени пребывания объекта в работоспособном состоянии и простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтом за тот же период [44].

$$K_{\text{т.и}} = \frac{\Sigma T_{\text{р}} + \Sigma T_{\text{рез}} + \Sigma T_{\text{з}}}{\Sigma T_{\text{к}}} 100\%$$

где $\Sigma T_{\text{р}}$ — суммарная наработка времени в рассматриваемом периоде;

$\Sigma T_{\text{рез}}$ — суммарное время простоев в резерве;

$\Sigma T_{\text{з}}$ — суммарное время зависимых простоев;

$\Sigma T_{\text{к}}$ — суммарное календарное время эксплуатации в рассматриваемом периоде.

Коэффициент готовности, характеризующий вероятность того, что объект окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме планируемых периодов, в течение которых применение объекта по назначению не предусматривается [44]:

$$K_{\text{г}} = \frac{\Sigma T_{\text{р}}}{\Sigma T_{\text{р}} + \Sigma T_{\text{в}}} 100\%$$

где $\Sigma T_{\text{в}}$ — суммарное время восстановления.

Коэффициент плановых простоев, характеризующий отношение суммы интервалов времени простоев оборудования, обусловленных техническим обслуживанием, и нахождения оборудования в резерве к сумме интервалов времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, простоев, обусловленных техническим обслуживанием, и ремонтов за тот же период эксплуатации [45]:

$$K_{\text{пл}} = \frac{\Sigma T_{\text{к.р}} + \Sigma T_{\text{ср.р}} + \Sigma T_{\text{тек.р}} + \Sigma T_{\text{рез}} + \Sigma T_{\text{пр.пл.р}}}{\Sigma T_{\text{к}}} 100\%,$$

где $\Sigma T_{\text{к.р}}$ — суммарная продолжительность простоев в капитальных ремонтах;

$\Sigma T_{\text{ср.р}}$ — суммарная продолжительность простоев в средних ремонтах;

$\Sigma T_{\text{тек.р}}$ — суммарная продолжительность простоев в текущих ремонтах;

$\Sigma T_{\text{пр.пл.р}}$ — суммарная продолжительность простоев в прочих плановых ремонтах.

Коэффициент неплановых простоев, характеризующий отношение интервалов времени восстановления оборудования после отказов за некоторый период эксплуатации к сумме интервалов времени пребывания объекта в работоспособном состоянии, простоев, обусловленных техническим обслуживанием, и ремонтов за тот же период эксплуатации [45]:

$$K_{\text{н.п}} = \frac{\Sigma T_{\text{в}}}{\Sigma T_{\text{к}}} 100\%.$$

Наработка на отказ — время работы оборудования от начала эксплуатации до первого отказа или между двумя соседними отказами [44]. При анализе надежности оборудования в качестве показателя обычно используют среднюю наработку на отказ, рассчитываемую по формуле, ч:

$$T_{\text{н}}^{\text{ср}} = \frac{\Sigma T_{\text{р}}}{\Sigma n_{\text{отк}}},$$

где $\Sigma n_{\text{отк}}$ — суммарное число отказов в рассматриваемом периоде.

Параметр потока отказов — отношение математического ожидания числа отказов восстанавливаемого объекта за достаточно малую его наработку к значению этой наработки [44]:

$$\omega = \frac{\Sigma n_{\text{отк}}}{\Sigma T_{\text{р}}} 10^3,$$

Среднее время восстановления — отношение интервалов времени восстановления оборудования после отказов за некоторый период эксплуатации к количеству отказов, произошедших за этот период [45], ч:

$$T_{\text{в}}^{\text{ср}} = \frac{\Sigma T_{\text{в}}}{\Sigma n_{\text{отк}}} 100.$$

Комплекс количественных показателей, рассмотренных выше, позволяет оценить и проанализировать надежность оборудования и определить целесообразность проведения мероприятий, направленных на повышение надежности, в том числе целесообразность проведения ремонта оборудования.

2.2. МЕТОДИКА СБОРА ИНФОРМАЦИИ ПО НАДЕЖНОСТИ В ЭНЕРГЕТИКЕ

В результате снижения надежности оборудования, происходящего по разным причинам, возникают отличия функциональных характеристик оборудования от проектных значений. Крайним вариантом снижения надежности оборудования является возникновение неработоспособного состояния — **отказ**.

До последнего времени в энергетике отказы было принято подразделять на **технологические, функциональные и аварийные**. В соответствии с [46] для турбин используются следующие критерии классификации.

Повреждение проточной части турбины, разрушение цилиндров, прогиб роторов, пожар на маслосистеме, приведший к повреждению строительных конструкций здания и вынужденному останову турбины на срок 25 суток и более, являются **аварийными**.

Технологическим отказом является [46]:

— вынужденное отключение или ограничение работоспособности оборудования, повреждение зданий и сооружений электростанции, источника теплоты и электрической подстанции, приведшие к нарушению технологии производства и передачи тепловой и электрической энергии потребителям, если они не содержат признаков аварии;

— неправильные действия защит и автоматики, а также ошибочные действия персонала, приведшие к обесточению потребителей или снижению качества отпускаемой электрической и тепловой энергии;

— вынужденное отключение оборудования или линий электропередачи из-за недопустимых отклонений параметров технического (технологического) состояния, если оно вызвало нарушение технологии энергопроизводства.

Функциональным отказом является [46]:

— повреждение зданий, сооружений, оборудования, в том числе резервного и вспомогательного, линий электропередачи, не повлиявшее на технологический процесс производства и передачи энергии;

— неправильные действия защит и автоматики, а также ошибочные действия персонала, если они не привели к обесточиванию потребителей или снижению качества отпускаемой электрической и тепловой энергии;

— вынужденное отключение оборудования, линий электропередачи из-за недопустимых отклонений параметров технического (технологического) состояния, если это не вызвало нарушения технологии энергопроизводства.

Все случаи аварий и отказов оборудования электростанций регистрируются в актах расследования отказов¹. Ниже (рис. 2.1) представлена форма акта расследования отказа (технологического нарушения). В случае если отказ произошел одновременно по нескольким узлам, то в акте заполняется соответствующее количество блоков сведений об отказавшем оборудовании (блоки IV, V, VI аналогичны блоку III). Акты отказов составляют в соответствии с [46, 47].

¹При заполнении актов отказов в них заносится информация о режиме работы до возникновения отказа, обстоятельствах и причинах отказа, работе защит и автоматики, сигнализации, отключении другого оборудования. Объем этой информации должен давать ясное представление о фактических условиях работы, которые могли оказать влияние на возникновение отказа, об их последствиях и процессе ликвидации. Кроме того, в акт заносятся сведения, полученные после разборки поврежденного оборудования (анализа разрушенных элементов), о поврежденных узлах и деталях и месте их расположения, а также указываются мероприятия, направленные на предотвращение подобных отказов в будущем. Информация заносится в текстовом и кодовом видах.

АКТ

РАССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАРУШЕНИЯ В РАБОТЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ, СЕТИ ИЛИ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ

I. АДРЕСНЫЙ БЛОК

Предприятие
Энергоустановка
Номер акта
Дата возникновения события
Учетный признак
Включается ли в форму 16-энерго — (0 — да, 1 — нет)
Причины нарушения
Экономический ущерб (тыс. руб.)

II. ОПИСАТЕЛЬНЫЙ БЛОК

Описание режима работы до возникновения нарушения
Описание возникновения нарушения, его протекания
Дата и время восстановления режима
Описание характера повреждений элементов установки
Причины возникновения и развития нарушения
Недостатки эксплуатации
Недостатки проекта, конструкции и изготовления оборудования
Основные мероприятия по недопущению подобных нарушений
Дата и время восстановления оборудования

III. БЛОК СВЕДЕНИЙ ОБ ОТКАЗАВШЕМ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ

Отказавшее оборудование	
Марка	
Изготовитель оборудования	
Год изготовления оборудования	
Материал	
Характер повреждения	
Причина повреждения	
Последствия нарушения	
Дата включения	
Станционный номер турбины	котла
Продолжительность отключения, ч	Мощность отключ. блока, МВт
Наработка с начала эксплуатации, ч:	
отказавшего оборудования	отказавшего узла
Тр.затраты на ремонт, чел-дн	Наработка от последнего КР, ч

VII. ВИЗОВЫЙ БЛОК

Состав комиссии
Комиссия, расследовавшая нарушение, назначена приказом по

от " ____ " __ _____ 200__ г. № _____

Председатель:

Члены комиссии:

Рис. 2.1

При заполнении акта обязательно выполняется классификация отказа по причинам возникновения.

Все отказы, согласно [47], можно классифицировать по следующим группам: **дефекты монтажа, дефекты ремонта, недостатки эксплуатации, дефекты изготовления и конструкции, в том числе исчерпание ресурса, прочие и невыясненные причины.**

Недостатки конструкции могут обнаруживаться при различных наработках оборудования. Признаком недостатка конструкции являются неоднократно повторяющиеся аналогичные повреждения или нарушения, которые происходят при разрешенных параметрах эксплуатации и не могут быть объяснены влиянием никаких других факторов.

К дефектам изготовления узлов и деталей относится несовершенство или нарушение технологических операций при изготовлении, термообработке и сборке.

Отказы из-за недостатков конструкции и дефектов изготовления составляют 15... 17 % общего числа отказов турбин [1].

Дефекты монтажа аналогичны дефектам изготовления: недостатки сварки, сборки, шабровки и другие. Такие дефекты

чаще всего возникают при монтаже маслопроводов турбины, сборке системы регулирования, монтаже опорно-подвесной системы паропроводов.

Все невыявленные дефекты изготовления и монтажа являются скрытыми источниками будущих неисправностей и отказов. Однако, как показывает анализ причин отказов, большинство из них происходит из-за недостатков эксплуатации.

Отказы из-за недостатков эксплуатации включают в себя: отказы из-за ошибок персонала и нарушения производственных инструкций, отказы из-за несоответствия реальных условий работы проектным условиям (несовершенство режимов загрузки — разгрузки и технологии пусков — остановов).

Дефекты ремонта вызваны низким качеством выполнения ремонтных работ и проявляются чаще всего в течение 2...3 месяцев после окончания ремонта.

Расследованию и учету подлежат повреждения оборудования, произошедшие или выявленные во время работы, простоя, ремонта, опробования, профилактических осмотров и испытаний [46].

Однако не удастся выяснить истинные причины возникновения [1] примерно 40 % поломок и повреждений турбинного оборудования.

Первичным носителем информации о каждом случае повреждения оборудования и причинах, его вызвавших, является акт расследования отказа. Обработка этой информации позволяет получать обобщенные статистические данные, характеризующие надежность работы различных типов турбин и их узлов, определить причины повреждений. Акт составляется в электронном виде и направляется в районные эксплуатационные управления и в фирму "ОРГРЭС" для обобщения.

Кроме этого, в энергетике приняты несколько основных видов отчетности о работе оборудования, также содержащих информацию о показателях надежности:

- отчеты **по форме 3-тех** о тепловой экономичности оборудования;
- отчеты **по форме 6-тех** (энерго) об использовании основного оборудования энергоблоков тепловой электростанции.

Отчеты **по форме 3-тех** о тепловой экономичности оборудования подготавливаются согласно [43]. В этом отчете приводятся следующие данные, необходимые для расчета показателей надежности турбоагрегата:

- время работы турбоагрегата в генераторном режиме с выработкой активной мощности (с момента включения генератора в сеть до его отключения);
- время нахождения турбоагрегата в резерве, включая вращающийся резерв без выработки активной мощности (моторный режим);
- число всех пусков турбоагрегатов (плановых и неплановых).

При этом к **плановым пускам** относятся пуски турбоагрегатов или энергоблоков после плановых ремонтов и из резерва для покрытия диспетчерских графиков электрической и тепловой нагрузки. Все остальные пуски, независимо от согласования останова с диспетчерской службой, считаются **неплановыми**.

Отчет **по форме 6-тех** (энерго) об использовании основного оборудования энергоблоков тепловой электростанции подготавливается согласно [49]. В этом отчете предусмотрены разделы, отражающие следующие данные:

- продолжительность работы турбоагрегата под нагрузкой;
- максимальная рабочая кампания блока;
- остановки блока в капитальный, средний и текущий ремонты (количество остановов и число часов простоя);
- остановки блока в резерв (количество остановов и число часов простоя);
- количество вынужденных остановов и число часов простоя блока из-за дефектов котла, турбины, генератора, трансформатора, автоматики и КИП, трубопроводов и арматуры, вспомогательного тепломеханического и вспомогательного электротехнического оборудования соответственно;
- причины отказов оборудования (дефекты конструкции, изготовления, монтажа, ремонта, эксплуатации) с указанием дефектного узла.

В соответствии с требованиями [49] к отчету прилагается пояснительная записка, в которой указаны продолжительность и причина каждого останова (планового и непланового) работы, проведенные во время капитальных и средних ремонтов.

На основе заполненных актов расследования отказов и отчетов электростанций **по формам 3-тех и 6-тех** ОРГРЭС ежегодно выпускает сборники "Анализ работы энергетических блоков мощностью 150—1200 МВт" и "Обзор повреждений тепломеханического оборудования электростанций с поперечными связями и тепловых сетей", в которых представляются результаты многостороннего анализа работы оборудования. Специальный раздел посвящен показателям работы паровых турбин; в нем приводятся значения средней нагрузки, наработки на отказ, среднего времени восстановления, параметра потока отказов, коэффициента рабочего времени, коэффициента плановых и неплановых простоев, коэффициента оперативной готовности для каждого типа турбоагрегатов.

С 2001 г. в соответствии с [50] все нарушения в работе оборудования подразделяются на **аварии** и **инциденты**.

Инцидент — отказ или повреждение технических устройств, применяемых на опасном производственном объекте, отклонение от режима технологического процесса, нарушение положений Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов", других федеральных законов и иных нормативных правовых актов Российской Федерации, а также нормативных технических документов, устанавливающих правила ведения работ на опасном производственном объекте (если они не содержат признаки аварии).

2.3. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН

Посредством сбора и обработки информации о надежности оборудования решаются следующие задачи: определение причин отказов; выявление тех деталей и узлов оборудования, которые лимитируют его надежность; оптимизация норм расхода запасных частей и системы планово-предупредительных ремонтов; выявление условий и режимов эксплуатации, влияющих на надежность; определение экономической эффективности мероприятий по повышению надежности.

Анализ отказов проводится на основе информации, представляемой электростанциями — актов расследования отказов и других форм отчетности. Результаты анализа во многом зависят от качества заполнения этих первичных документов. К сожалению, известно, что на многих ТЭС по ряду отказов акты не заполняются или в них указываются не все повреждения

узлов. Не всегда сообщается информация о дефектах, которые выявляются во время планового ремонта оборудования. По этим и другим причинам официальная статистика отказов и причин, их вызвавших, получается неполной и иногда не вполне объективной [51]. Тем не менее результаты статистического анализа информации, получаемой от электростанций, дают достаточный объем информации для качественного анализа возможных дефектов узлов турбин и признаков, по которым можно судить о возникновении этих дефектов. Достоверность результатов такого анализа в значительной мере зависит от количества объектов, по которым собиралась информация.

Ниже представлены результаты анализа причин отказов турбин и турбинного оборудования более чем по 800 паротурбинным установкам мощностью от 100 до 800 МВт разных типов и разных заводов-изготовителей, произошедших за последние 15 лет и вызвавших останов турбоагрегата, на основе обобщения статистического материала, представленного в работах [5, 6, 52...54], а также форм отчетности электростанций "Акт расследования технологического нарушения в работе электростанции, сети и энергосистемы".

Для выполнения анализа все отказы турбин, согласно принятой методике [52, 53], подразделялись в соответствии с их причинами на следующие группы: повреждения проточной части, повреждения системы парораспределения, повреждения системы регулирования, повреждения подшипников, повреждения маслосистемы, повреждения трубопроводов и арматуры, повреждения прочих элементов.

Анализ повреждаемости узлов проводился отдельно для выборок по каждому типу турбин, представленных в табл. 2.1 (в таблице указан тип головного агрегата, а в графе "Количество" учтены также и все модификации). Необходимо отметить, что среди однотипных турбин, входящих в одну анализируемую группу, имелись турбины разных модификаций с различной наработкой; кроме того, они отличались друг от друга качеством ремонта и условиями эксплуатации (износ оборудования, количество пусков, качество используемой воды и другие). В связи с этим результаты анализа позволяют сделать только **"качественную" оценку** надежности узлов.

Таблица 2.1

Типы и количество анализируемых установок

Турбоустановка с турбиной типа	Количество	Турбоустановка с турбиной типа	Количество
К-800-240 ЛМЗ	19	К-300-240 ХТЗ	76
К-500-240 ЛМЗ	6	К- 150- 130 ХТЗ	84
К-300-240 ЛМЗ	89	Т-250/300-240 ТМЗ	29
К- 100-90 ЛМЗ	95	Т-175-130 ТМЗ	15
Т- 180/210- 130 ЛМЗ	17	Т- 100- 130 ТМЗ	190
К-500-240 ХТЗ	10	ПТ-135-130 ТМЗ	31

При проведении анализа была применена следующая методика: для турбин каждого типа общее число отказов за исследуемый период принято за 100 % и затем, на основе этих данных, определена доля отказов, вызванных повреждениями элементов в соответствии с принятой выше классификацией. Аналогичные расчеты выполнены для определения доли времени восстановления из-за повреждений каждой группы элементов.

Результаты анализа показали, что доля отказов и доля времени восстановления из-за повреждений элементов каждой группы практически для всех типов турбин, представленных в табл. 2.1, имеют близкие значения.

На рис. 2.2 представлены усредненные по всем типам анализируемого оборудования данные по распределению отказов турбин по причинам. Наибольшее число отказов приходится на повреждения систем регулирования и повреждения подшипников.

Для отдельных типов турбин возможны отклонения от общей картины. Например, для турбин типа Т-175-130 и ПТ-135-130 ТМЗ наиболее характерны повреждения элементов проточной части — более 40 % общего числа отказов (трещины в дисках, поломка лопаток, повреждения бандажных связей), а для турбины типа Т-100-130 ТМЗ — повреждения системы парораспределения — 20,6 % отказов (обрыв штоков клапанов, их изгиб, трещины в корпусах клапанов, повреждения сопловых коробок клапанов, дефекты кулачкового распределительного устройства). Для ряда турбин до 30 % неплановых остановов вызваны неудовлетворительным вибросостоянием (низкочастотная вибрация, задевания в проточной части, разбалансировка, расцентровка, тепловой прогиб роторов и тому подобное).

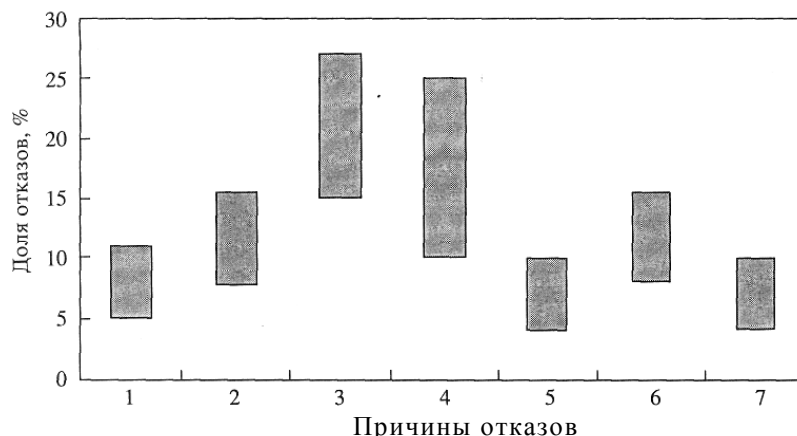


Рис. 2.2. Распределение отказов турбин по причинам:

1 — повреждения проточной части; 2 — повреждения системы парораспределения; 3 — повреждения системы регулирования; 4 — повреждения подшипников; 5 — повреждения маслосистемы; 6 — повреждения трубопроводов и арматуры; 7 — повышенная вибрация

Рис. 2.3. Повреждаемые детали ротора:

1 — рабочие лопатки; 2 — вал ротора; 3 — муфта; 4 — концевые уплотнения; 5 — диафрагменные и надбандажные уплотнения; 6 — бандаж; 7 — диск

Наибольшее время восстановления требуется при отказах из-за повреждений проточной части (повреждения элементов паровпуска, лопаточного аппарата, уплотнений, дисков, диафрагм и так далее) и повреждений подшипников (повреждения баббита, повышенный нагрев, перекося подшипника).

Ниже представлены результаты анализа наиболее часто встречающихся повреждений отдельных узлов турбин: роторов, подшипников, рабочих лопаток, элементов маслосистем и так далее.

При анализе повреждений ротора отдельно рассматривались следующие детали: вал ротора, муфты, диски, уплотнения, рабочие лопатки. Распределение отказов этих элементов представлено на рис. 2.3. Наибольшее число повреждений приходится на долю рабочих лопаток (46,8 %). Повреждаемость вала ротора составляет 17,0 %; при этом 75 % повреждений вала ротора — это прогиб вала, который обычно сопровождается задеваниями в проточной части и повреждением гребней концевых уплотнений. Наиболее частыми причинами прогиба ротора в анализируемых отказах были задевания ротора о неподвижные части вследствие коробления цилиндра при попадании влаги, значительных расцентровок, малых зазоров в уплотнениях, повышенного уровня вибрации; в 30 % случаев причина прогиба вала — заброс воды в проточную часть. Кроме того, характерным повреждением для роторов является образование трещин вала со стороны осевого канала, что, как правило, определяется усталостью металла.

Большинство повреждений рабочих лопаток (до 65 %), распределение которых представлено на рис. 2.4, а, связано с обрывом пера рабочей лопатки в прикорневой зоне и в сечении отверстий под демпферную проволоку. В ряде случаев обнаружены трещины в лопатке (≈12% общего числа повреждений рабочих лопаток) и повышенный эрозионный износ рабочих лопаток (≈ 8 % повреждений рабочих лопаток). Обрыв рабочих лопаток практически всегда сопровождается заметными изменениями в состоянии турбины (рис. 2.4, б). В большинстве случаев (62 %) происходит изменение вибрационного состояния турбины. Кроме того, в 14 % случаев повреждения рабочих лопаток сопровождаются шумом в проточной части. Еще одним распространенным признаком (до 10 % случаев) обрыва в основном лопаток части низкого давления является увеличение жесткости конденсата. В 14 % случаев останова турбин с поврежденными рабочими лопатками наблюдается сокращение времени выбега ротора (как правило, из-за высокого уровня вибрации). Во многих случаях эти признаки наблюдаются одновременно в различных комбинациях. Большинство дефектов рабочих лопаток (рис. 2.4, в) связано с исчерпанием запасов прочности и усталостью металла (50 % повреждений). Второй основной причиной дефектов является эрозионный износ (25,0 % повреждений).

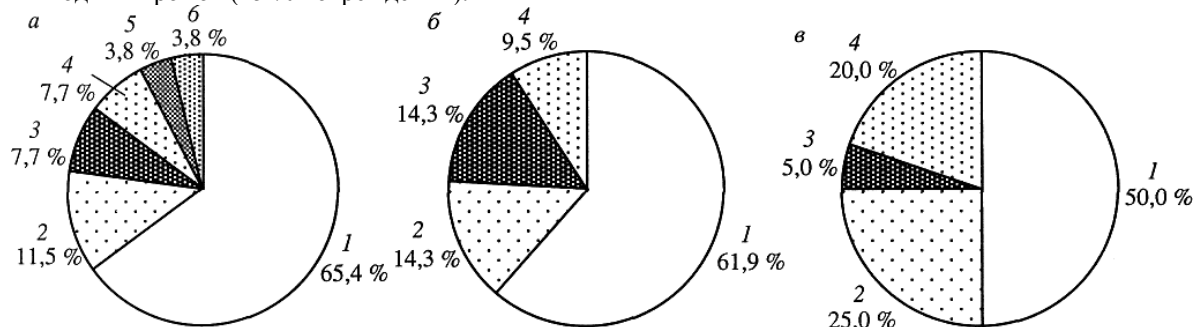
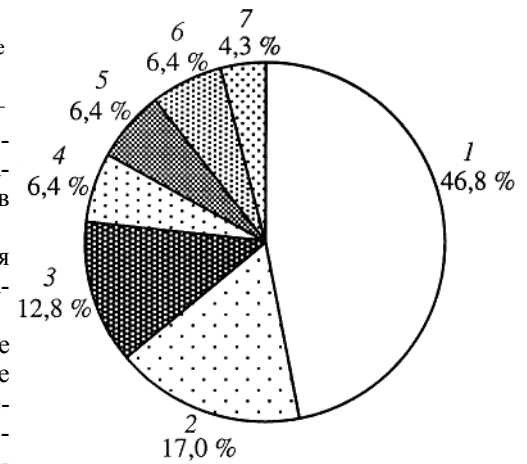


Рис. 2.4. Повреждения рабочих лопаток:

а — распределение повреждений рабочих лопаток (1 — обрыв рабочих лопаток; 2 — трещины в лопатках; 3 — эрозионный износ лопаток; 4 — повреждения бандажа; 5 — подрезка шипов рабочих лопаток; 6 — разрушение демпферной проволоки); б — признаки наблюдаемые при повреждениях рабочих лопаток (1 — нарушение нормального вибросостояния; 2 — шум в проточной части; 3 — сокращение времени выбега ротора; 4 — увеличение жесткости конденсата вследствие повреждения трубок конденсатора оторвавшимися рабочими лопатками или их частями); в — распределение причин повреждений рабочих лопаток (1 — исчерпание запасов прочности и усталость металла; 2 — эрозионный износ; 3 — коррозионный износ; 4 — прочее)

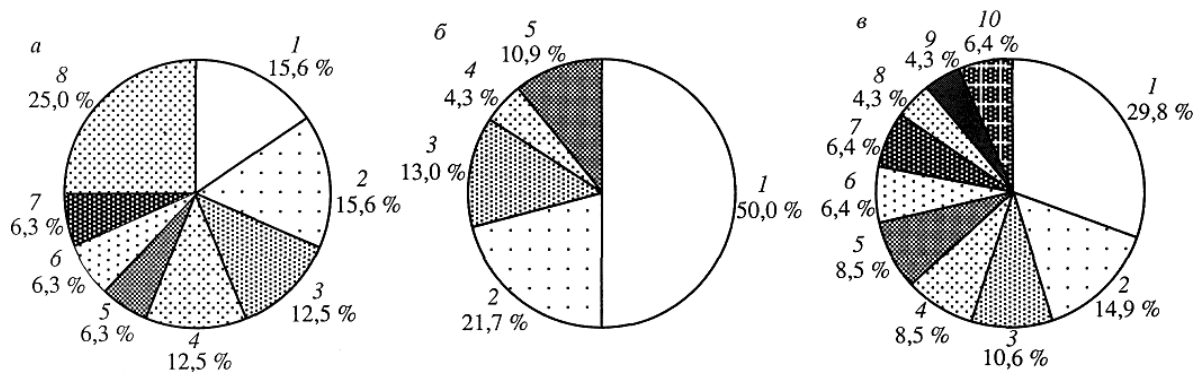


Рис. 2.5. Повреждения опорных подшипников:

а — распределение повреждений опорных подшипников (1 — подплавление баббита; 2 — выкрашивание баббита; 3 — отслоение баббита; 4 — натяг баббита; 5 — натир на баббите; 6 — местные выработки в баббите; 7 — следы попадания посторонних предметов; 8 — прочее); б — признаки, наблюдаемые при повреждении опорных подшипников (1 — изменение вибросостояния; 2 — повышение температуры баббита вкладышей; 3 — течь масла; 4 — дым из подшипника; 5 — прочее); в — распределение причин повреждений опорных подшипников (1 — ухудшение маслоснабжения; 2 — расцентровка опор и роторов; 3 — нарушение нормального вибросостояния; 4 — некачественная заливка и повреждения баббита; 5 — стесненное перемещение подшипника; 6 — низкое качество масла; 7 — попадание инородного предмета; 8 — качество сборки и работы муфт; 9 — отклонение величины натяга; 10 — прочее)

Анализ причин и характера повреждаемости подшипников проводился отдельно для опорных, упорных и упорно-опорных подшипников, уплотняющих подшипников генератора. При этом повреждения опорных подшипников составляют 42 % от общего числа повреждений подшипников, а повреждения упорных (упорно-опорных) — 45 %.

Дефекты опорных подшипников (рис. 2.5, а) сводятся в основном к различным повреждениям баббита вкладышей. Наиболее часто происходят выкрашивание баббита (≈ 16 % всех повреждений); подплавление его (≈ 16 %); натяг (12,5 %); отслоение, скол, растрескивание (12,5 %).

Дефекты опорных подшипников сопровождаются заметными изменениями в состоянии турбоагрегата (рис. 2.5, б). Наиболее характерными признаками являются: изменение вибросостояния подшипников (при 50 % повреждений); повышение температуры баббита (≈ 22 %), течь масла (13 %). Одними из основных причин повреждений опорных подшипников, распределение которых представлено на рис. 2.5, в, являются проблемы с маслом — ухудшение маслоснабжения (≈ 30 % всех причин) и низкое качество масла из-за его обводнения (≈ 6 %). Ухудшение маслоснабжения происходило как из-за малой (меньше формулярной) величины зазоров в подшипнике, так и из-за дефектов маслосистемы (прекращение подачи масла или временный срыв масляного клина из-за повреждения масляных насосов и их позднего включения, снижение давления масла, перекрытие напорных маслопроводов посторонним предметом).

В ряде случаев наблюдались значительные протечки масла из корпуса подшипника, их причиной были увеличенные зазоры по масляным уплотнениям подшипника, перекрытие посторонними предметами сливных маслопроводов и засорение дренажных отверстий.

При повреждениях упорных и опорно-упорных подшипников происходит в основном подплавление или выплавление баббита колодок (39 % повреждений), а также их механическое повреждение и износ (49 %). В большинстве случаев (64 %) повреждения упорных подшипников вызывают увеличение осевого сдвига ротора часто до срабатывания защиты (рис. 2.6, а). Характерными признаками повреждений упорных подшипников являются также повышение температуры баббита упорных колодок (18 %) и увеличение уровня вибрации (12 %). В ряде случаев при повреждениях упорных подшипников все эти признаки наблюдаются одновременно. Причины повреждений упорных колодок представлены на рис. 2.6, б. Основная причина — увеличение величины осевого усилия (≈ 62 % повреждений). Причиной 13 % повреждений признается низкое качество масла из-за его обводнения. Третья по частоте проявления группа причин (10 %) связана с дефектами ремонта (высокие или малые натяги на сферу, неправильная подгонка вкладышей, неравномерное усилие на колодки).

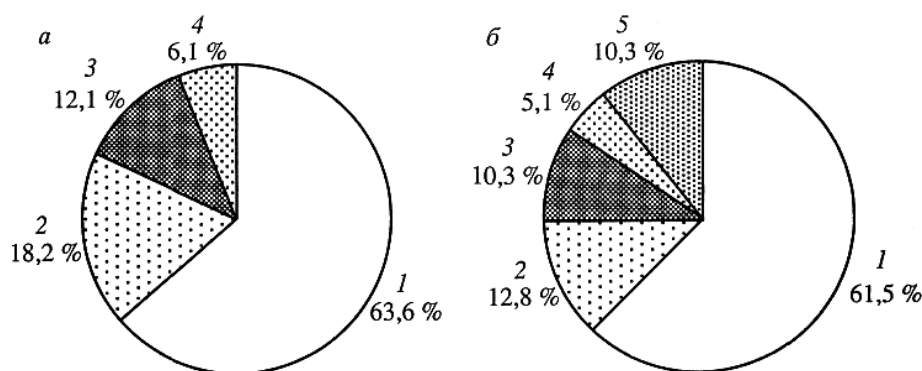


Рис. 2.6. Повреждения упорных (опорно-упорных) подшипников:

а — признаки, наблюдаемые при повреждении упорных подшипников (1 — увеличение осевого сдвига; 2 — повышение температуры баббита вкладышей; 3 — течь масла; 4 — нарушение нормального вибросостояния); б — распределение причин повреждений упорных подшипников (1 — увеличение осевого усилия; 2 — низкое качество масла; 3 — дефекты ремонта; 4 — стесненное перемещение подшипника; 5 — прочее)

На рис. 2.7 представлено распределение причин, вызывающих увеличение осевых усилий.

Уплотняющие подшипники генератора повреждаются в 13 % случаев от общего числа повреждений подшипников. Наиболее распространенный дефект уплотняющих подшипников — нарушение герметичности уплотнений, происходящее вследствие кратковременного заедания уплотняющего кольца водородных уплотнений, снижения давления масла на регулятор прижима, износа прижимных пружин, дефектов сборки масляных уплотнений. Такие повреждения сопровождаются течами масла из уплотнения, повышенным сливом масла с подшипников, утечками водорода. В отдельных случаях у уплотняющих подшипников наблюдались выплавление баббита и натир на упорном гребне.

Как показывает анализ, **практически все повреждения подшипников и деталей роторов приводят к unplanned останову турбины**. Только 12,5 % повреждений вала ротора и 28 % повреждений рабочих лопаток были обнаружены во время плановых ремонтов. Эти дефекты не вызвали заметного изменения в состоянии турбины. Среди них: трещины в осевом канале вала ротора, эрозионный износ рабочих лопаток, трещины в пере рабочей лопатки и отрыв части пера.

В ряде случаев были обнаружены одновременные повреждения подшипников и деталей ротора. Например, вследствие заброса воды в проточную часть произошел прогиб ротора высокого давления и повреждение подшипников этого ротора.

Как видно из рисунков 2.5, в и 2.6, б, значительное количество повреждений подшипников происходит из-за низкого качества масла и дефектов в системе маслоснабжения турбины. При анализе повреждаемости маслосистемы основное внимание уделялось тем повреждениям, которые влияют на надежность работы турбины и могут привести к появлению дефектов и остановам турбины.

Наиболее повреждаемым элементом маслосистемы (рис. 2.8) являются маслопроводы (43 % повреждений); для них характерны трещины, свищи, расхождения фланцев, истирания, механические повреждения и износ трубопроводов, дефекты прокладок. Вторым элементом по частоте повреждаемости (26 %) является главный масляный насос (повреждение вала маслоснасоса, чаще всего излом на переходе фланец-вал и рабочего колеса). До 12 % повреждений маслосистемы приходится на долю маслоохладителей (неплотности трубных систем, разрывы и свищи в трубках, повреждения трубных досок).

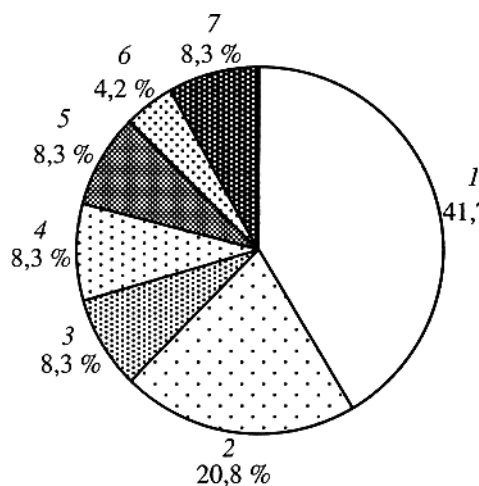


Рис. 2.7. Распределение причин увеличения осевых усилий:

1 — наброс нагрузки; 2 — солевой занос; 3 — защемление муфты; 4 — плохой ремонт; 5 — заброс воды в проточную часть; 6 — падение вакуума; 7 — прочее

Анализ причин дефектов маслосистемы показал, что до 30 % дефектов происходит из-за недостатков изготовления, монтажа и ремонта элементов маслосистем. Так, например, повреждения вала главного масляного насоса происходили вследствие утонения стенок фланцевого соединения, несоосности соединений вала турбины и масляного насоса, нарушения режима термообработки детали при изготовлении. Вторая распространенная причина (до 20 %) — истощение ресурса прочности материала. До 7,8 % дефектов связано с коррозионным износом.

Повреждения и отказы в работе системы маслоснабжения наиболее часто проявляются в течах масла (34,7 %), уменьшении давления масла (20,8 %), увеличении температуры и снижении уровня масла.

Значительное количество отказов происходит в системах регулирования и парораспределения. Большинство из них приводит к неустойчивой работе системы автоматического регулирования (до 11 % отказов САР), самопроизвольному закрытию стопорных и регулирующих клапанов (до 43 % отказов САР), самопроизвольному сбросу нагрузки (15—20 % отказов САР).

Один из наиболее повреждаемых элементов систем регулирования — регулятор скорости; 35,7 % его повреждений происходят вследствие излома ленты или пружины регулятора скорости, более 7 % из-за попадания посторонних предметов, и более 7 % из-за износа золотников.

Повреждения регулятора скорости происходят в основном из-за заноса шламом, примесями, бакелитом зазора золотник-букса, импульсных линий и другого, а также из-за дефектов изготовления и ремонта.

Отказы, вызванные повреждениями золотников и сервомоторов высокого давления и промперегрева, происходят обычно из-за попадания посторонних предметов (грат, кусочки бакелита) в окна подачи масла на золотники и буксы (до 50 % повреждений), а также из-за износа деталей (золотников, штоков) при длительной эксплуатации (20 %).

До 15 % отказов систем регулирования вызваны повреждениями трубопроводов, происходящих вследствие наличия коррозии и раковин в металле; усталости металла из-за вибрационных нагрузок при неправильной трассировке трубопроводов; возникновения трещин; плохой сборки фланцев.

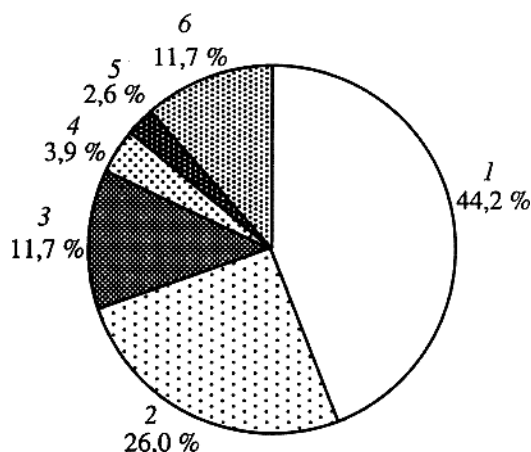


Рис. 2.8. Повреждаемость элементов маслосистемы:

1 — маслопроводы и арматура; 2 — главный масляный насос; 3 — маслоохладитель; 4 — маслобак; 5 — инжектор; 6 — прочее

Достаточно часто встречаются повреждения регулирующих клапанов: обрывы штоков регулирующих клапанов, заклинивания регулирующего клапана, срыв резьбы на штоке и гайке регулирующего клапана, выпрессовка седла регулирующего клапана, самопроизвольное отворачивание стакана регулирующего клапана по резьбе и другие, происходящие из-за усталостного износа, дефектов изготовления, нарушений технологии при сборке, недостатков конструкции.

Результаты анализа повреждаемости, представленные выше, показали, что ряд признаков характерны для повреждений большинства рассмотренных элементов. Кроме того, ряд процессов, являющихся признаками одного из повреждений, могут быть причинами других повреждений, например, изменение величины осевого сдвига ротора или увеличение уровня вибрации.

В большинстве случаев повреждения роторов, подшипников, маслосистем и других элементов приводят к отказу турбины и, как следствие, к неплановому останову.

Своевременный ремонт, выполненный в соответствии с требованиями нормативно-технической документации и результатами диагностики, обеспечивает надежную работу оборудования.

Номенклатура и объем ремонтов определяются нормативными документами.

2.4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Дайте определение понятия надежность.
2. Перечислите основные показатели, характеризующие надежность объекта.
3. Что такое "отказ"? Дайте определение, назовите виды отказов.
4. Что такое "неисправность"?
5. Перечислите основные показатели надежности, характеризующие оборудование ТЭС.
6. Когда и кем составляется акт расследования отказа?
7. Перечислите основные виды (формы) отчетности о работе оборудования на ТЭС.
8. Назовите источник информации, в котором ежегодно публикуются (и обобщаются) данные по большинству отказов оборудования по всем ТЭС России.

Глава 3 РЕМОНТ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ

3.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

3.1.1. Типы цилиндров

Корпус цилиндра является одной из основных деталей турбины, имеет сложную форму с переменным по длине диаметром, с горизонтальными, а в некоторых случаях и вертикальными фланцами. В цилиндре закреплены сопловые и направляющие аппараты, обоймы диафрагм, диафрагмы, обоймы концевых уплотнений и другие элементы статора. Корпуса цилиндров имеют патрубки для промежуточных регулируемых и нерегулируемых отборов пара, патрубки для подвода и отвода пара из цилиндров.

Конструкции цилиндров зависят от их назначения, начальных параметров пара, мощности турбины, наличия промежуточного перегрева пара и отборов пара, предполагаемых режимов эксплуатации турбоустановки [7, 10, 11, 55...61].

На всех режимах эксплуатации (пуск из холодного состояния, прогрев, несение нагрузки и останов) конструкции цилиндров должны обеспечивать правильность взаимного расположения узлов и деталей статора (сопловых аппаратов, концевых уплотнений, диафрагм, корпусов подшипников) относительно валопровода.

Вследствие сложности конструктивных форм для удобства проведения сборочных и монтажных работ, осуществления эксплуатационного контроля и ремонтных работ цилиндры выполняют с горизонтальными разрезами, а в частях среднего и низкого давления иногда предусматривают дополнительный вертикальный разъем. Плотность горизонтального разреза обеспечивают с помощью фланцев. Для обеспечения необходимой плотности стыков фланцы разъемов корпусов должны иметь значительную толщину. Наличие таких фланцев вызывает затруднения при эксплуатации турбин, так как приводит к замедлению процесса прогрева турбины перед пуском из-за того, что массивные фланцы прогреваются значительно медленнее тонких стенок. В связи с этим для ускорения процессов пуска в конструкции большинства турбин предусмотрена специальная система обогрева фланцев.

Корпуса цилиндров могут выполняться литыми, сварными или комбинированными. Литые цилиндры применяются для изготовления ЦВД и ЦСД; сварные цилиндры применяются для изготовления ЦНД. У многих современных турбин цилиндры выполняют комбинированными, например ЦСД турбин К-300-240 ЛМЗ, К-300-240 ХТЗ, Т-100/120-130 ТМЗ, у двухцилиндровой турбины ПТ-135/165-130 ТМЗ паровпускная часть цилиндра низкого давления выполняется литой, а выхлопная часть цилиндра выполняется сварной; части собираются между собой с помощью вертикальных разрезов.

Цилиндры турбин могут выполняться однокорпусными (одностенными) и двухкорпусными. Применение двухкорпусных конструкций цилиндров, имеющих наружный и внутренний корпус, позволяет уменьшить толщину фланцев горизонтального разреза и толщину стенок корпусов за счет снижения разности температур и давлений, действующих на каждый из корпусов.

В турбинах с большими объемными расходами пара на входе в цилиндр, для цилиндров среднего и низкого давления иногда применяют двухпоточную конструкцию корпусов с одинаковыми потоками пара и одинаковой геометрией проточной части. Двухпоточная конструкция цилиндров позволяет уменьшить радиальные размеры цилиндров и разгрузить ротора этих цилиндров от осевых усилий.

Цилиндры высокого давления турбин среднего и высокого давления выполняют литыми одностенными. На рис. 3.1 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД. Корпус состоит из нижней и верхней половин, соединяемых фланцами и шпильками. Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки деталей статора: обойм, диафрагм, концевых уплотнений.

Цилиндры высокого давления турбин, работающих на сверхкритических параметрах пара, выполняют литыми двухкорпусными. На рис. 3.2 в качестве примера показан двухстенный корпус ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ. Внешний корпус состоит из верхней и нижней половин. Нижняя половина с помощью четырех опорных лап 3, 13 устанавливается на поперечные шпонки на приливах корпусов подшипников. Внутренний корпус устанавливается во внешнем и закрепляется в нем.

Детали подвески внутреннего корпуса ЦВД во внешнем корпусе и общий вид установки показаны на рис. 3.3. Для крепления внутреннего корпуса во внешнем в нижней половине внешнего корпуса выполнены специальные неглубокие выборки, а на фланце нижней половины внутреннего корпуса — лапки 5, 7, с помощью которых он свободно подвешивается во внешнем корпусе. Для обеспечения центровки корпусов друг относительно друга в поперечном направлении применяются окружные продольные шпонки 6, а для центровки в осевом направлении в приливах внешнего корпуса в районе горизонтального разреза выполнена вертикальная расточка, в которую внутренний корпус устанавливается зубом 8 (внутренняя вертикальная шпонка). Для улучшения прогрева фланцев и шпилек внутреннего корпуса во фланцах выполнена обнизка (выборка).

Для обеспечения надежности работы турбины, соединение патрубков внешнего и внутреннего корпусов выполняется геометрически подвижным (рис. 3.4). К паровпускным патрубкам внешнего корпуса приварены штуцеры 6, на их концевых частях помещены разрезные поршневые кольца 3, которые в силу своей упругости плотно прижимаются к внутренней поверхности втулки 4 и препятствуют утечке свежего пара в межкорпусное пространство, но допускают взаимные тепловые расширения внешнего и внутреннего корпусов.

ЦСД выполняются литыми или комбинированными (паровпускная часть корпуса — литая, а выхлопная часть — сварная). На рис. 3.5 в качестве примера показана литая часть корпуса ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ. Корпус имеет горизонтальный разъем, совпадающий с осью турбины, со ступенчатым по длине изменением сечения фланца. К нижней половине присоединяются паровпускные патрубки и патрубки отборов. Литая часть корпуса ЦСД заканчивается вертикальным кольцевым фланцем, которым она жестко присоединяется к сварной части. В некоторых типах турбин, например, у К-300-240 ХТЗ, выхлопная часть ЦСД является первым потоком части низкого давления.

В ряде турбин, работающих на сверхкритических параметрах пара, в том числе и в последних модификациях турбины К-300-240 ХТЗ, цилиндры среднего давления, аналогично цилиндрам высокого давления, выполняют двухкорпусными. На рис. 3.6 показан двухкорпусной ЦСД турбины К-500-240 ХТЗ.

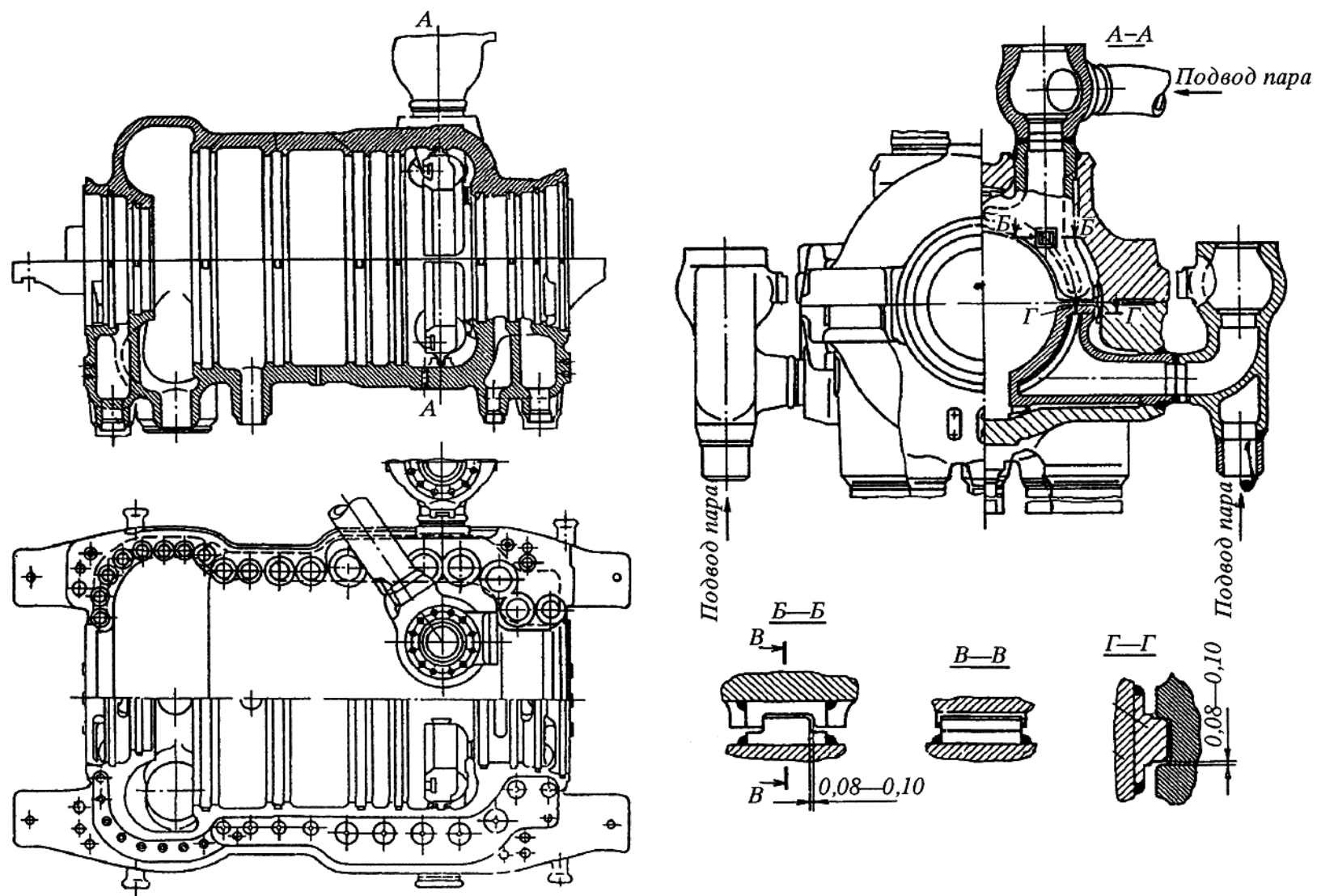


Рис. 3.1. Литой одностенный цилиндр высокого давления

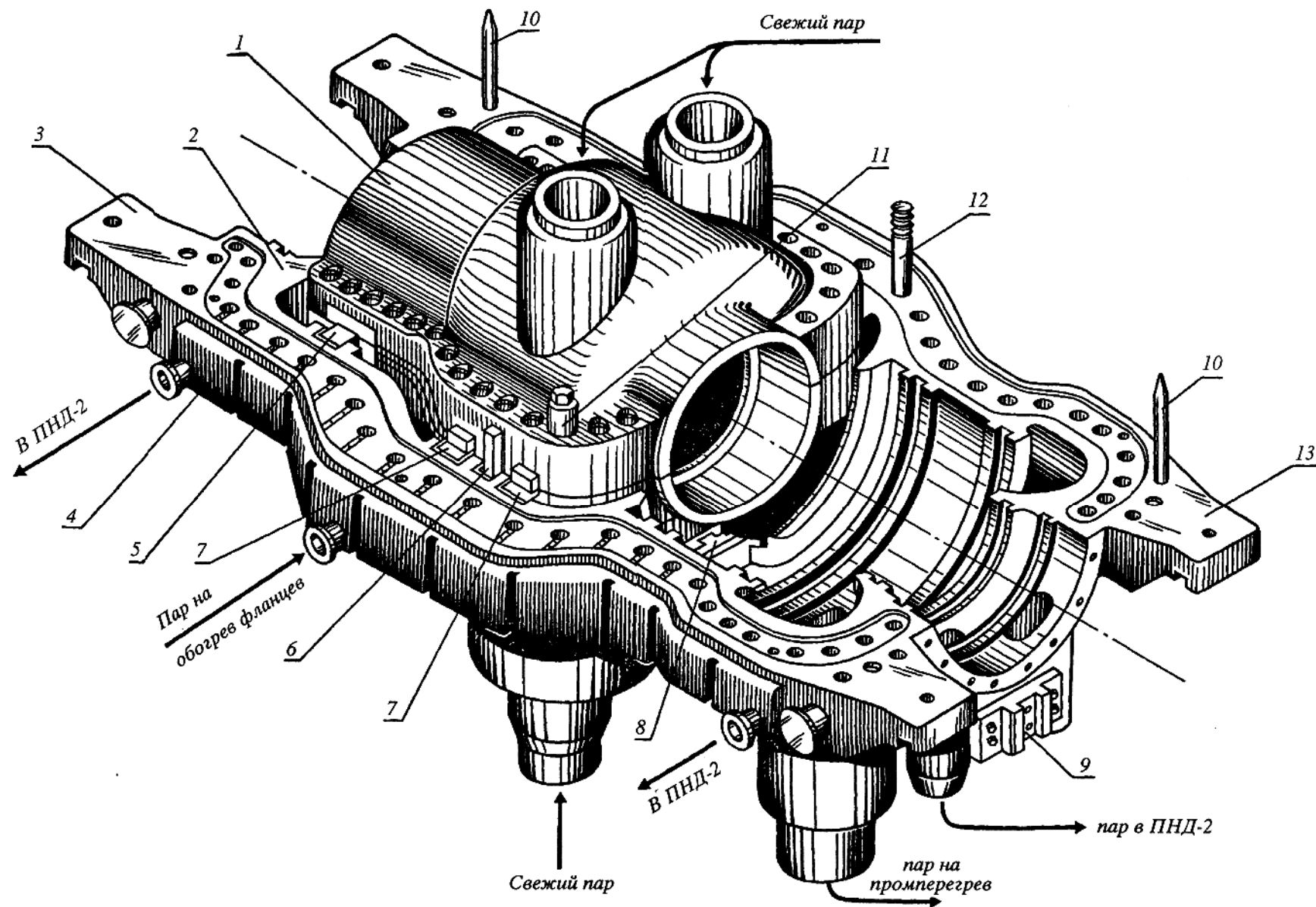


Рис. 3.2. Литой двухстенный цилиндр высокого давления турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — внутренний корпус; 2 — внешний корпус; 3, 13 — опорная лапа внешнего корпуса; 4 — короб для обогрева фланцев; 5, 7 — опорные лапки (соответственно задние и передние) корпуса внутреннего цилиндра; 6 — окружная шпонка; 8 — внутренняя вертикальная шпонка; 9 — планка с пазом для вертикальной шпонки, установленной на корпусе подшипника; 10 — направляющая колонка; 11 — колпачковая гайка; 12 — шпилька

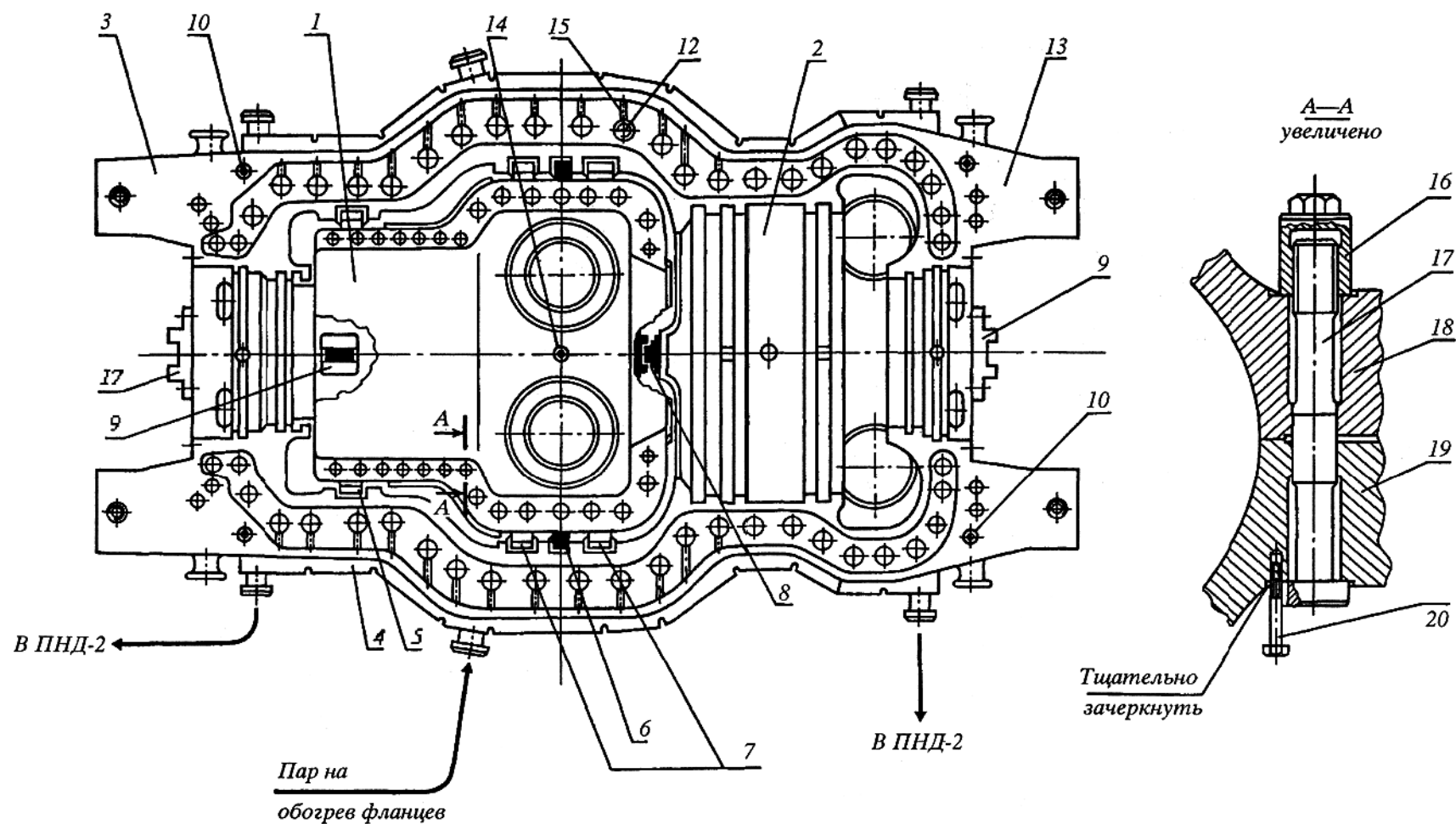


Рис. 3.3. Установка внутреннего корпуса цилиндра в наружном корпусе:

1 — внутренний корпус; 2 — внешний корпус; 3, 13 — опорные лапы внешнего корпуса; 4 — короб для обогрева фланцев; 5, 7 — опорные лапки (соответственно задние и передние) корпуса внутреннего цилиндра; 6 — окружная шпонка; 8 — внутренняя вертикальная шпонка; 9 — планка с пазом для вертикальной шпонки, установленной на корпусе подшипника; 10 — направляющая колонка; 11 — колпачковая гайка; 12 — шпилька; 14 — фиксатор; 15 — планка; 16 — колпачковая гайка; 17 — контрольный болт; 18 — фланец верхней половины внутреннего корпуса; 19 — фланец нижней половины внутреннего корпуса; 20 — болт

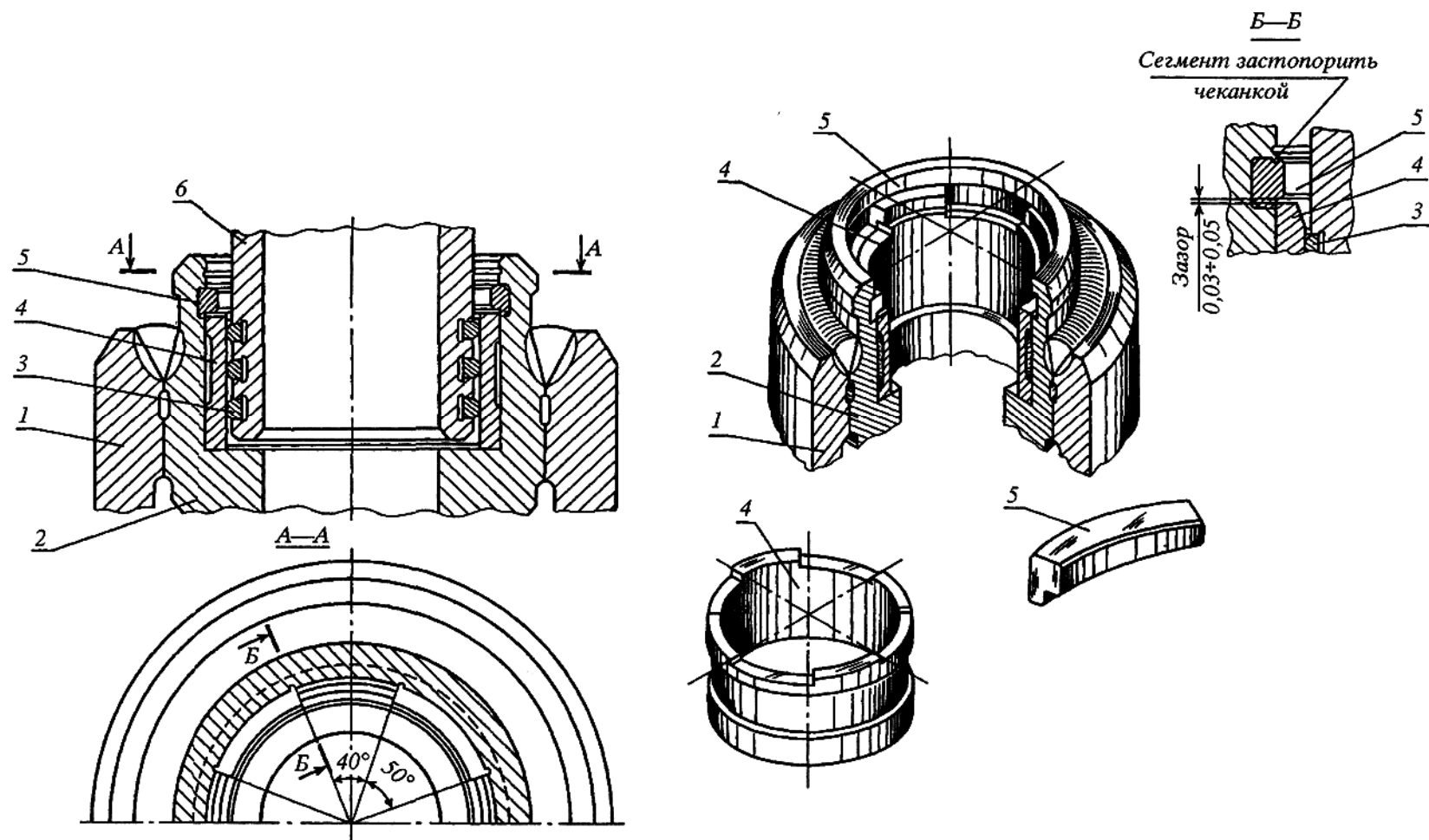


Рис. 3.4. Поршневое соединение патрубков внутреннего и наружного корпусов цилиндра:

1 — корпус внутреннего цилиндра; 2 — паровпускной патрубок сопловой коробки; 3 — поршневое кольцо; 4 — втулка; 5 — стопорный сегмент; 6 — паровпускной штуцер

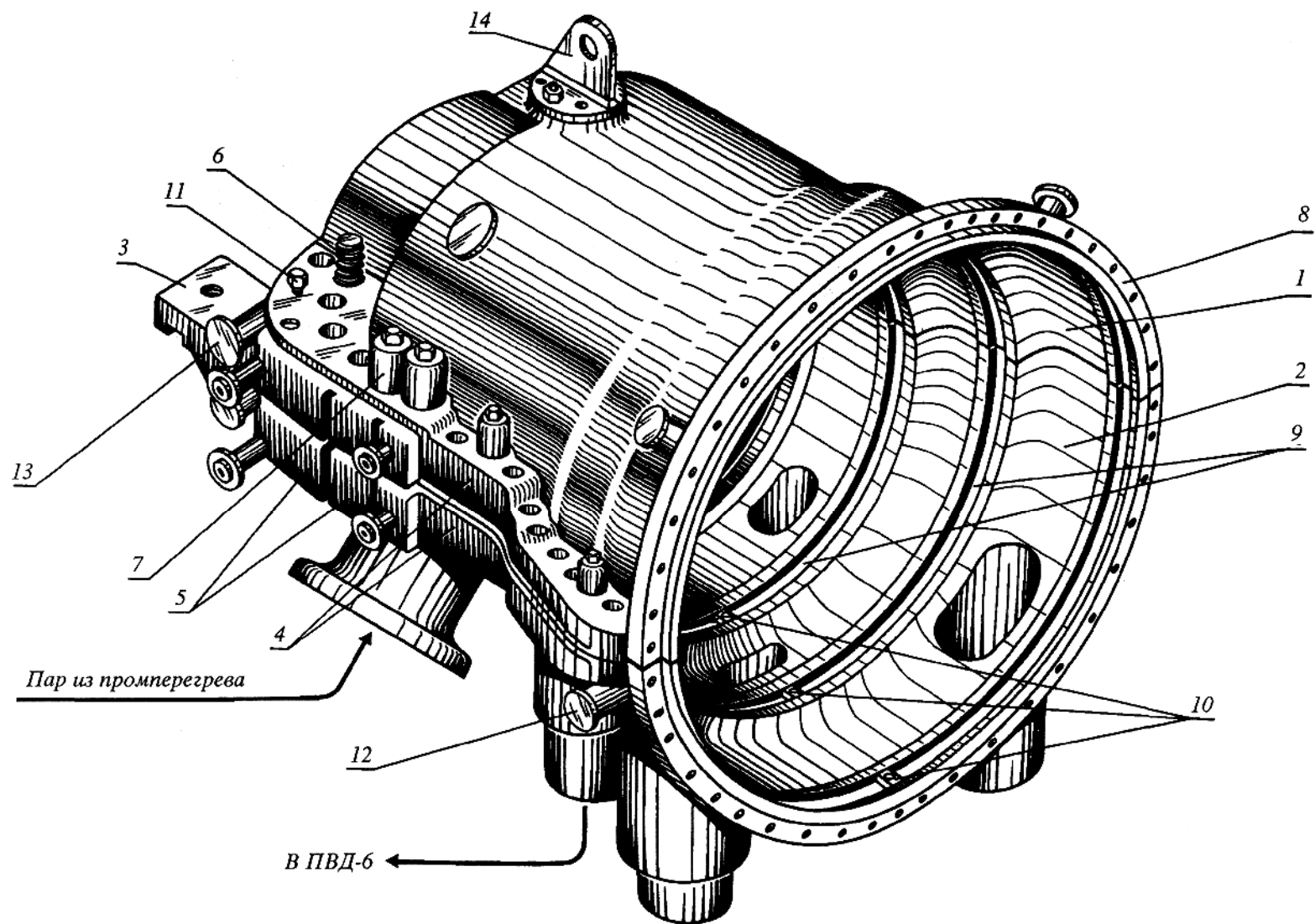


Рис. 3.5. Литая передняя часть корпуса цилиндра среднего давления турбины К-300-240 ЛМЗ:
 1 — верхняя половина корпуса; 2 — нижняя половина корпуса; 3 — опорная лапа; 4 — фланцы горизонтального разъема; 5 — короб для обогрева фланцев; 6 — шпилька; 7 — колпачковая гайка; 8 — фланец вертикального разъема со средней частью корпуса ЦСД; 9 — расточка под обоймы диафрагм; 10 — продольные шпонки; 11 — отжимной болт; 12, 13, 14 — рым

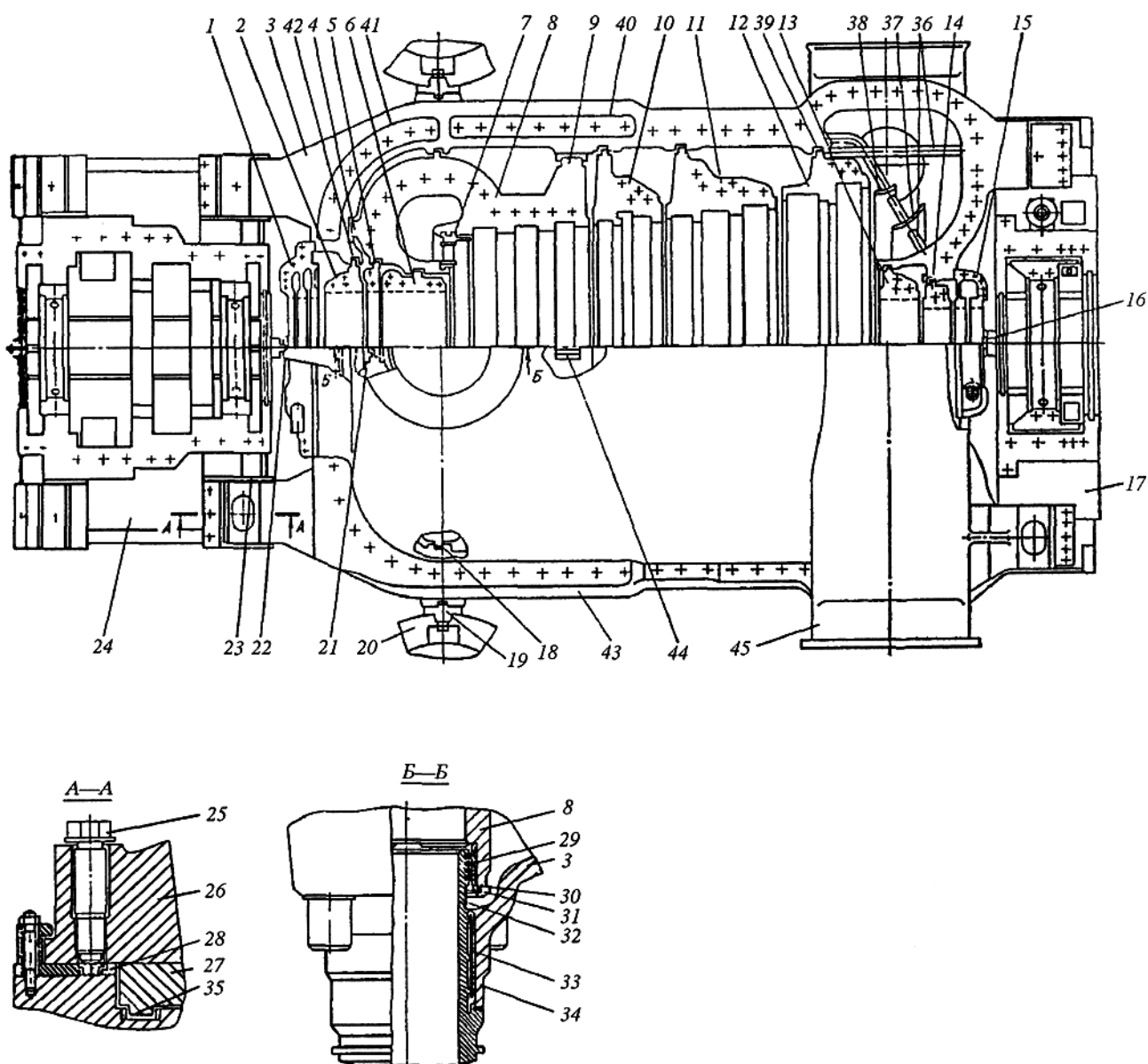


Рис. 3.6. Литой цилиндр среднего давления турбины К-500-240 ХТЗ:

1, 15 — корпуса концевых уплотнений; 2, 5, 6, 13, 14 — обоймы концевых уплотнений; 3 — наружный корпус ЦСД; 4 — передняя лапа внутреннего корпуса; 7 — закатная диафрагма первой ступени давления ЦСД; 8 — внутренний корпус ЦСД; 9 — боковая лапа внутреннего корпуса; 10 — обойма диафрагм 5 и 6 ступеней; 11 — обойма диафрагм 7, 8 и 9 ступеней; 12 — обойма диафрагм 10 и II ступеней; 16, 22 — шпоночные соединения поперечного фиксирования наружного корпуса; 17 — приставная опора подшипника № 4; 18 — шпоночное соединение осевого фиксирования внутреннего корпуса; 19 — шпоночный башмак; 20 — стопорно-регулирующий клапан; 21, 44 — шпоночное соединение поперечного фиксирования внутреннего корпуса; 23 — экран лапы наружного корпуса; 24 — опора подшипников № 2 и 3; 25 — дистанционный болт; 26 — верхняя лапа наружного корпуса; 27 — нижняя лапа наружного корпуса; 28 — прокладка; 29 — поршневое кольцо; 30 — втулка; 31 — сегментная шпонка; 32 — паровпускной патрубок; 33 — экран паровпускного патрубка; 34 — патрубок — прилив; 35 — призматический шпоночный выступ; 36 — стержень; 37 — направляющий лист; 38 — козырек; 39 — кольцевая расточка для обоймы диафрагм; 40; 41 — обнски на горизонтальном разъеме; 42 — кольцевая расточка для обоймы уплотнений; 43 — боковая поверхность фланца; 45 — выхлопной патрубок

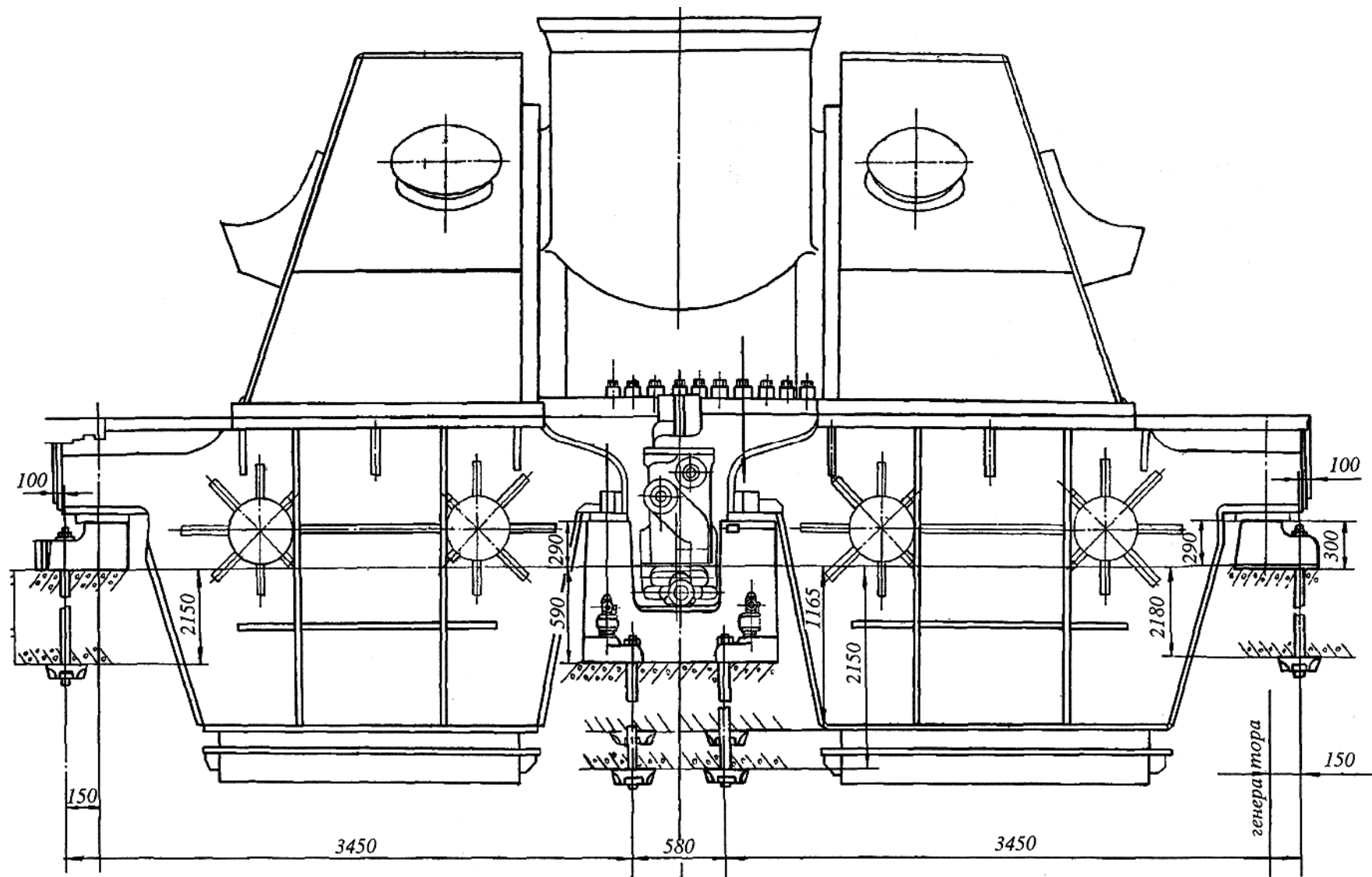


Рис. 3.7. Одностенный, двухпоточный цилиндр низкого давления турбины Т-100/120-130 ТМЗ

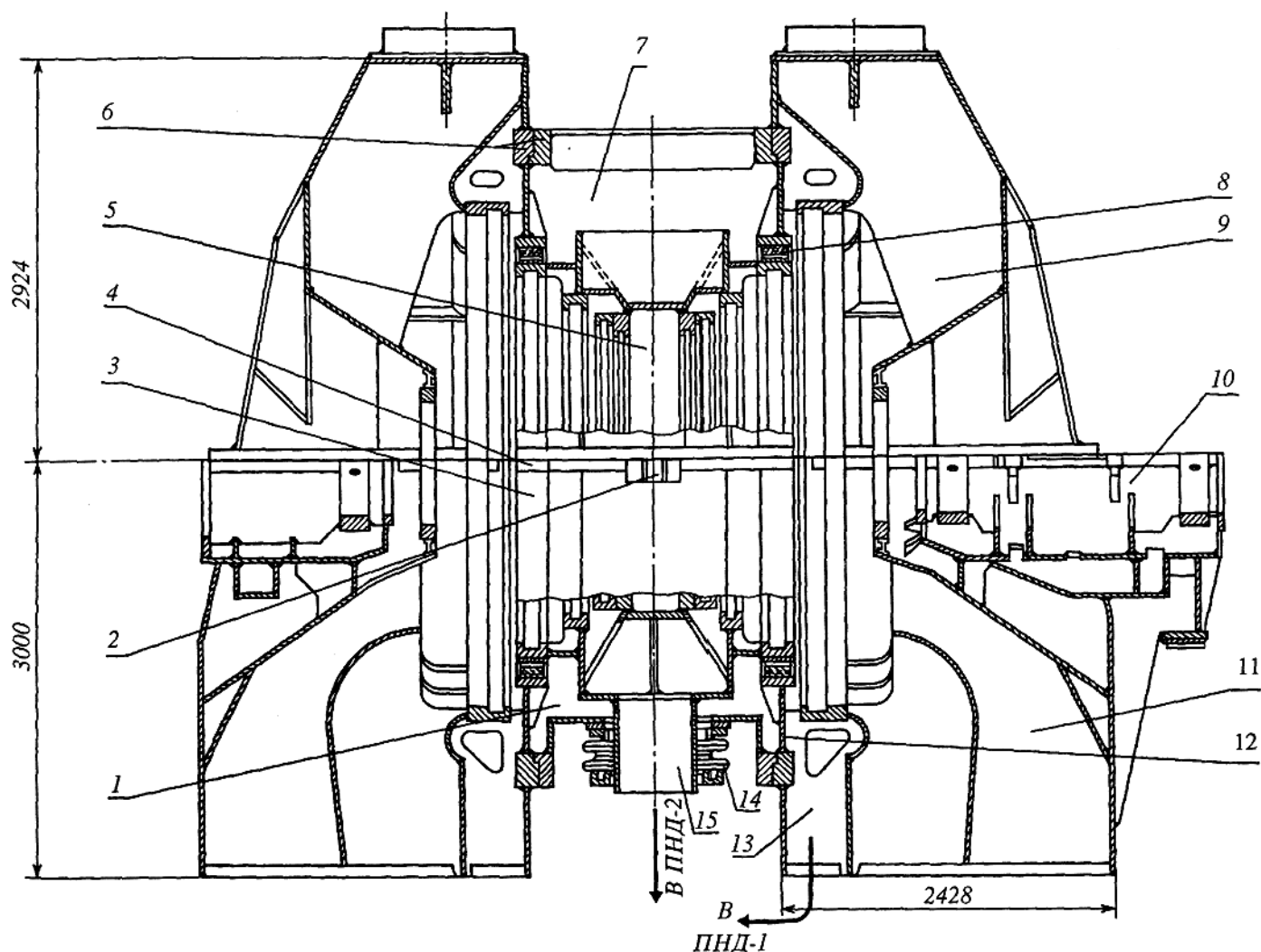


Рис. 3.8. Двухстенный двухпоточный ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — нижняя половина внешнего корпуса средней части ЦНД; 2 — окружная шпонка; 3 — нижняя половина обоймы; 4 — опорная лапка обоймы ЦНД; 5 — верхняя половина обоймы; 6 — фланцы вертикального разъема выхлопной части ЦНД со средней; 7 — верхняя половина внешнего корпуса средней части ЦНД; 8 — продольная шпонка; 9 — верхняя половина заднего выхлопного патрубка; 10 — корпус встроенного подшипника; 11 — нижняя половина заднего выхлопного патрубка; 12 — нижнее поперечное полукольцо; 13 — патрубок отбора пара в ПНД-1; 14 — компенсатор; 15 — патрубок отбора пара в ПНД-2

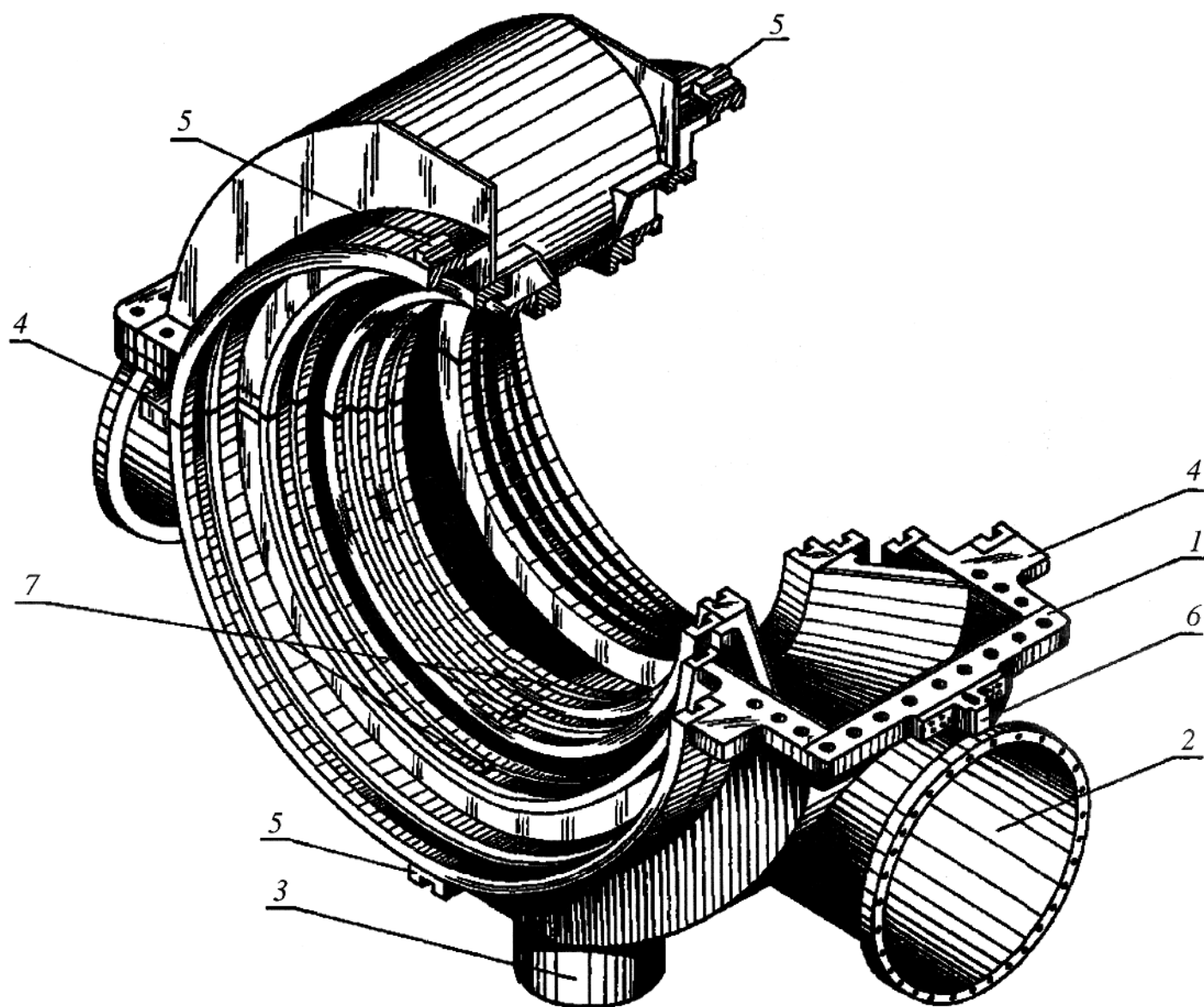


Рис. 3.9. Обойма внутреннего ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — обойма цилиндра; 2 — патрубок паровпуска ЦНД; 3 — патрубок отбора ПНД 1; 4 — вертикальные подвески обоймы; 5 — поперечные шпонки, 6 — окружная шпонка; 7 — шпонки диафрагм

Корпуса цилиндров низкого давления обычно выполняются сварными из листовых и литых заготовок. Для обеспечения достаточной жесткости на корпусах выполняются ребра жесткости и подкосы.

Корпуса цилиндров низкого давления могут выполняться одностенными (рис. 3.7), но в большинстве современных турбин выполняются двухстенными. На рис. 3.8 показан двухпоточный ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ. В нем в качестве внутреннего корпуса используется обойма (рис. 3.9), устанавливаемая во внешнем корпусе с помощью лапок 4, расположенных на фланце нижней части обоймы и прижимных скоб. Для совмещения центральных осей обоймы и внешнего корпуса, а также их поперечных плоскостей в конструкции предусмотрены шпонки 5.

3.1.2. Применяемые материалы

Выбор марки материала, применяемого для корпусов цилиндров, определяется температурой и давлением рабочей среды [7, 15, 55, 61].

Для внутренних корпусов ЦВД и ЦСД в основном используются легированные жаропрочные стали типа 20ХМФЛ, 15Х1М1ФЛ, а также нержавеющая сталь типа 15Х1М1ФБ.

Для внешних корпусов ЦВД и корпусов ЦСД турбин с промперегревом обычно используются менее жаропрочные и более дешевые стали 15ХМЛ, 20ХМЛ, 20ХМФЛ. Иногда для внешних корпусов используется сталь 15Х1М1ФЛ.

Литые корпуса ЦСД турбин без промперегрева, работающие при более низких температурах, выполняются из стали 25Л.

Корпуса ЦНД турбин и выхлопные части ЦСД изготавливаются сварными из листов углеродистой стали типа Ст. 20.

Для крепежа (шпилек и болтов), работающего при температуре 565...570 °С, применяются стали типа ЭП-182 (20Х1М1ФТР) и ЭП-44; при температуре 520...530 °С применяются стали ЭИ-723 (25Х2М1Ф); при температуре 500...510 °С стали типа ЭИ-10 (25Х1М1Ф). Для крепежа, работающего в зоне температур менее 400 °С, используется хромомолибденовая сталь 35ХМ, а менее 300 °С — углеродистая сталь 35.

3.1.3. Узлы крепления

Корпуса литых цилиндров высокого и среднего давления обычно опираются на корпуса выносных подшипников (стулья), устанавливаемые на фундаментных рамах. Цилиндры, корпуса подшипников и фундаментные рамы соединяются между собой системой шпонок.

На рис. 3.10 в качестве примера показано крепление к фундаменту двухцилиндровой турбины ПТ-135/165-130ТМЗ, состоящей из ЦВД и однопоточного ЦНД. Каждый корпус выносных подшипников установлен на фундаментную раму и фиксируется двумя продольными шпонками 13, исключаящими перемещения стульев в поперечном направлении. Выхлопная часть ЦНД опирается на фундаментную раму и ее положение в поперечном направлении также фиксируется продольной шпонкой 13. На опорные площадки выносных корпусов подшипников цилиндры опираются консольными лапами, расположенными справа и слева от продольной оси турбины. В осевом направлении корпуса выносных подшипников и консольные лапы цилиндров фиксируются между собой поперечными шпонками 4, которые служат также для организации тепловых расширений корпусов цилиндров в поперечном направлении, перпендикулярно оси турбины. Вертикальные шпонки 5 фиксируют положение цилиндров относительно корпусов подшипников в поперечном направлении и служат также для направления тепловых расширений корпусов цилиндров перпендикулярно оси турбины в вертикальном направлении. Продольные и вертикальные шпонки установлены в плоскости оси валопровода. **Точка пересечения осей поперечных шпонок 4 и продольной шпонки 13, связывающих выхлопную часть ЦНД и фундаментную раму, называется фиксунктом турбины.**

Вертикальные перемещения корпусов подшипников и консольных лап цилиндров ограничиваются "г-образными" шпонками (зажимами) 3, а перемещения выхлопной части ЦНД дистанционными шайбами фундаментных болтов.

На рис. 3.11 изображены конструкции дистанционных болтов, применяемых турбинными заводами. Отличие дистанционного болта конструкции ХТЗ от болтов, применяемых ЛМЗ и ТМЗ, заключается в том, что на него надета дистанционная втулка 5. Обеспечение необходимой величины рабочего зазора реализуется соответствующим изменением ее высоты, путем опиловки или шабровки.

В турбинах ХТЗ цилиндры опираются на опорные поверхности выносных корпусов подшипников консольными лапами *верхней половины цилиндра*, скрепленной шпильками с нижней половиной цилиндра. На рис. 3.12, а в качестве примера показано соединение консольных лап ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ с передним подшипником.

В период ремонта под консольные лапы нижней части цилиндров устанавливаются специальные технологические подкладки, на которые переносится опора цилиндров.

В турбинах ЛМЗ и ТМЗ цилиндры опираются на опорные поверхности выносных корпусов подшипников консольными лапами *нижней половины цилиндра*. На рис. 3.12, б показаны конструкция соединения консольной лапы цилиндра с корпусом подшипника, применяемая ЛМЗ и ТМЗ, а также величины зазоров, которые должны соблюдаться при сборке.

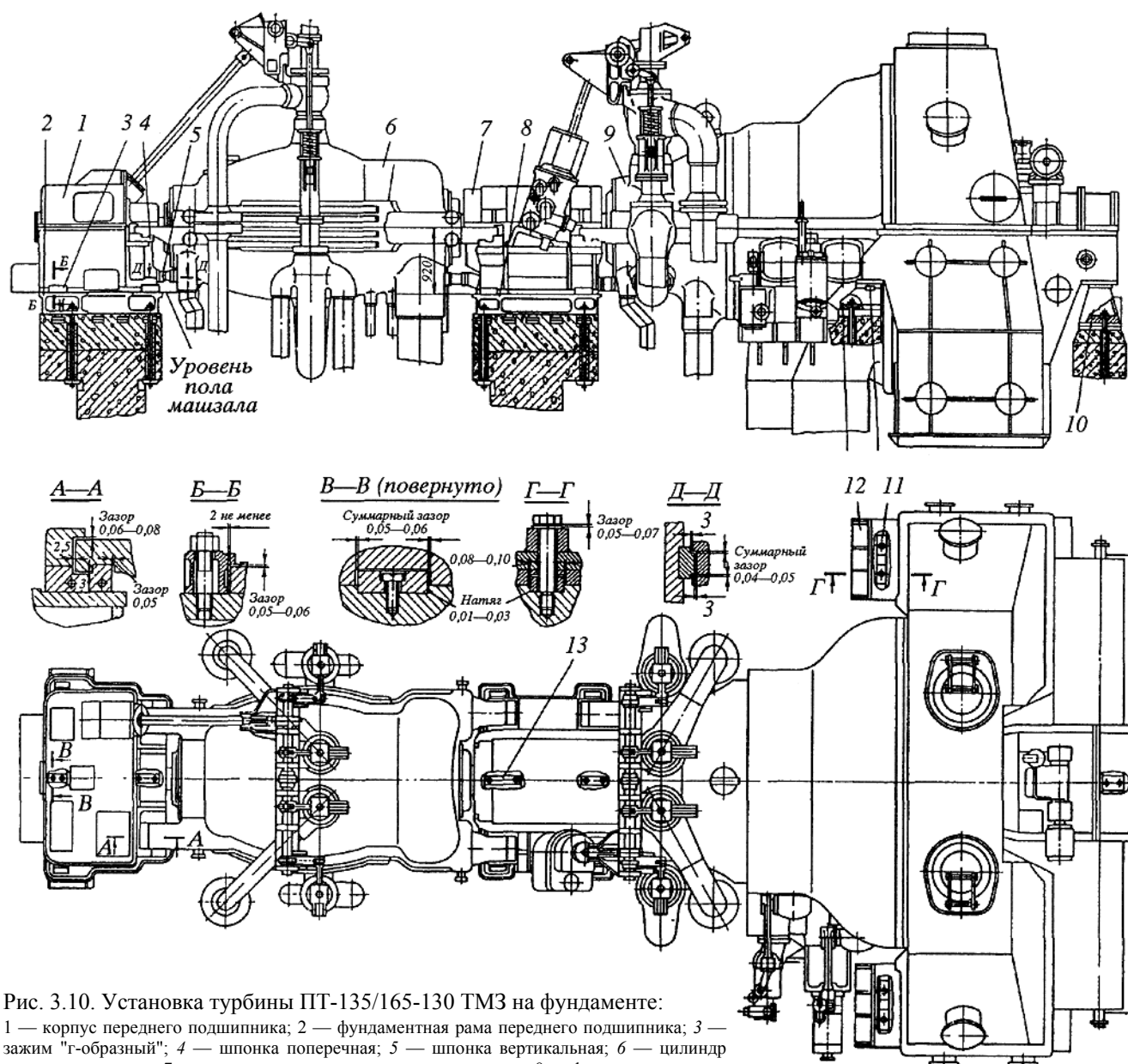


Рис. 3.10. Установка турбины ПТ-135/165-130 ТМЗ на фундаменте:

1 — корпус переднего подшипника; 2 — фундаментная рама переднего подшипника; 3 — зажим "г-образный"; 4 — шпонка поперечная; 5 — шпонка вертикальная; 6 — цилиндр высокого давления; 7 — корпус второго и третьего подшипников; 8 — фундаментная рама корпуса второго и третьего подшипников; 9 — цилиндр низкого давления; 10 — фундаментная рама задняя; 11 — шпонка поперечная (фикспункт); 12 — фундаментная рама боковая; 13 — шпонка продольная

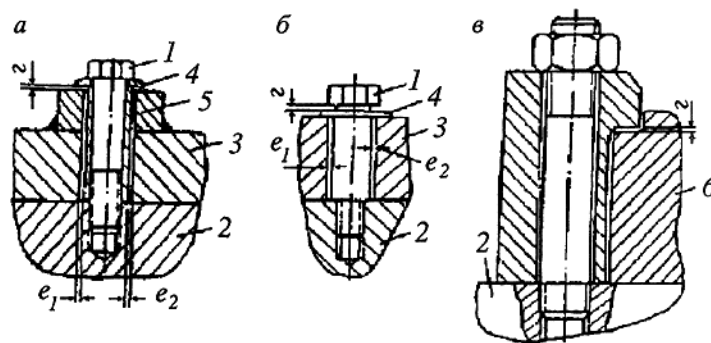


Рис. 3.11. Установка дистанционных болтов и "г-образных" шпонок:

а — дистанционный болт ХТЗ; б — дистанционный болт ЛМЗ и ТМЗ; в — "г-образная шпонка"; 1 — дистанционный болт, 2 — фундаментальная рама, 3 — опора цилиндра, 4 — шайба, 5 — дистанционная втулка, 6 — корпус подшипника

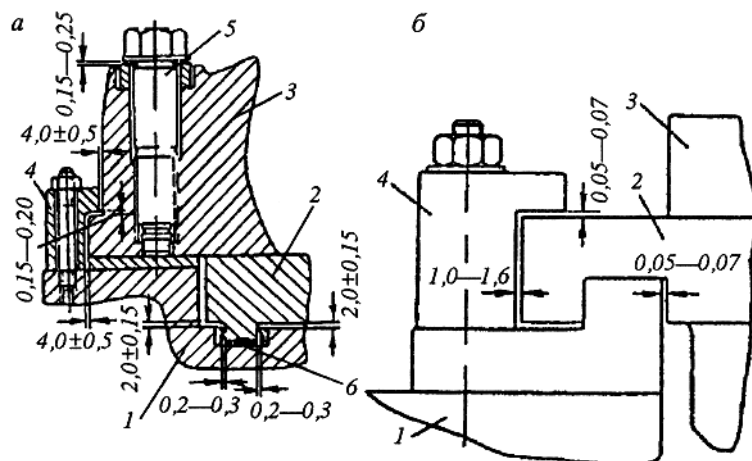


Рис. 3.12. Соединение консольных лап литых цилиндров с корпусами выносных подшипников:
а — у турбины К-300-240 ХТЗ; *б* — у турбин конструкции ЛМЗ, ТМЗ; 1 — корпус подшипника, 2 — лапа нижней половины цилиндра, 3 — лапа крышки цилиндра, 4 — г-образные шпонки, 5 — отжимной болт

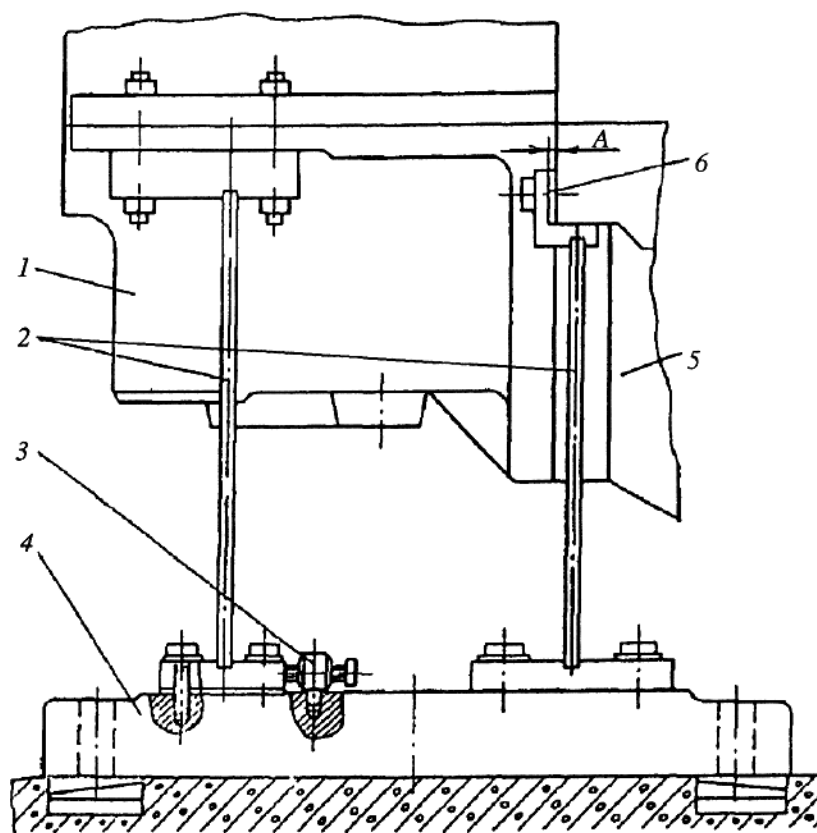


Рис. 3.13. Схема расположения гибких опор конструкции КТЗ:
1 — корпус подшипника; 2 — гибкие опоры; 3 — приспособление для смещения опоры; 4 — фундаментная плита; 5 — цилиндр турбины; 6 — дистанционная прокладка; А — предвари тельный натяг гибкой опоры (дистанционная пластина)

Таблица 3.1

Допускаемые величины зазоров в шпоночных соединениях и у дистанционных болтов

Зазор	Суммированная величина зазора, мм
Боковой суммарный зазор у продольных шпоночных соединений	0,04...0,07
Боковой суммарный зазор у поперечных шпоночных соединений	0,04...0,07
Боковой суммарный зазор у поперечных шпоночных соединений под консольными лапами цилиндра	0,04...0,07
Боковой суммарный зазор у вертикальных шпоночных соединений	0,06...0,10
Зазор между верхней частью шпонок и дном паза	не менее 1,5
Зазор у прижимных скоб крепления корпусов к фундаментным рамам:	
а) величина верхнего зазора;	0,05...0,08
б) величина бокового зазора.	не менее 2,0
Зазор между дистанционной шайбой и головкой болта для болтового крепления опор цилиндра к фундаментным рамам	0,05...0,08

Цилиндр турбин КТЗ своей передней частью опирается на гибкую опору, располагающуюся поперек оси турбины (рис. 3.13). При тепловых смещениях цилиндра опора несколько изгибается, сохраняя при этом поперечную центровку цилиндра.

Систему шпоночных соединений (рис. 3.12 а, б), соединяющих между собой лапы цилиндра и стул, и фиксирующую их взаимное расположение в осевом и вертикальном направлениях часто называют консольными шпонками. Это соединение не препятствует перемещению лап цилиндров в поперечном направлении.

Для сохранения взаимного расположения цилиндра и выносного подшипника в поперечном направлении предназначены вертикальные шпонки. Эти шпонки не препятствуют тепловым расширениям цилиндра в вертикальном направлении.

Как правило, заводы-изготовители турбин в шпоночных соединениях устанавливают величину рабочего зазора в пределах 0,05...0,08 мм, а тепловые зазоры (гарантированные) по неработающим поверхностям в пределах 1,5...3,0 мм. В табл. 3.1 приведены допускаемые величины зазоров в шпоночных сочленениях фундаментных рам и опорах цилиндров [20].

3.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ДЕФЕКТЫ ЦИЛИНДРОВ И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии, ремонта и контрольной сборки цилиндров обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1,12,13,15,16,62,63]:

- *Неплотность горизонтального и вертикального разъемов*, которые возникают по следующим основным причинам:
 - а) дефекты изготовления или предыдущего ремонта разъема;
 - б) коробление цилиндра в процессе эксплуатации вследствие нарушения режимов пусков, остановов или набора нагрузки, попадания воды в проточную часть;
 - в) деформации цилиндров под воздействием нерасчетных нагрузок от присоединенных трубопроводов;
 - г) деформации сварных цилиндров под воздействием нерасчетных нагрузок от конденсатора турбины (неправильный перевод конденсатора на пружинные опоры или релаксация напряжений в пружинах в процессе эксплуатации);
 - д) дефекты, возникающие в результате многократных ревизий разъемов с зачисткой от окарины и отложений;
 - е) некачественная пригонка тепловых зазоров деталей проточной части, устанавливаемых в цилиндр;
 - ж) структурные изменения металла цилиндров, не прошедшего процесс естественного или искусственного старения в процессе изготовления турбины и в результате воздействия температур и высоких напряжений;
- з) размывание разъемов влажным паром в зоне фазового перехода; и) механические повреждения разъемов при производстве работ;
- *Трещины в корпусах цилиндров*, которые возникают в результате:
 - а) дефектов литья цилиндров;
 - б) дефектов сварки;
 - в) структурных изменений в металле в процессе эксплуатации;
 - г) возникновения нерасчетных усилий на элементы конструкции цилиндров в процессе тепловых расширений турбины.
- *Задир в расточках под установку обойм диафрагм, диафрагм и обойм уплотнений* возникают в процессе выемки и установки деталей при наличии механических повреждений, солевого заноса или окарины на сопрягаемых поверхностях цилиндра и устанавливаемых деталей.
- *Повреждения расточек цилиндров под установку деталей проточной части* происходят вследствие вибрации деталей после некачественной сборки, например, при увеличенных осевых зазорах в расточках.
- *Размывание расточек под установку обойм диафрагм, диафрагм и обойм уплотнений* в зоне фазового перехода влажным паром.
- *Дефекты, вызывающие присосы воздуха в цилиндры низкого давления и пропуск пара из цилиндров, давление внутри которых выше барометрического:*
 - а) повреждение концевых уплотнений ЦНД;
 - б) повреждение горизонтальных разъемов цилиндров и ресиверов;
 - в) повреждение вертикальных разъемов;
 - г) повреждение мембран атмосферных клапанов.
- *Эрозионный износ маслопроводов, проходящих через нижние половины выхлопных частей ЦНД*, вызывающий замасливание основного конденсата.
- *Изменение реакции опор цилиндров*, которое может происходить в результате:
 - а) коробления цилиндров;
 - б) нерасчетных нагрузок от присоединенных трубопроводов;
 - в) дефектов узлов сопряжения цилиндров с корпусами подшипников.
- *Дефекты узлов сопряжения цилиндров с корпусами подшипников и фундаментными рамами*, происходящие вследствие:
 - а) защемления лап цилиндров в консольных шпонках в результате некачественной пригонки зазоров в шпоночном соединении или загрязнения поверхностей сопряжения в процессе эксплуатации;
 - б) защемления цилиндров в вертикальных шпонках в результате некачественной пригонки зазоров в шпоночном соединении или загрязнения поверхностей сопряжения в процессе эксплуатации;
 - в) увеличенного зазора в вертикальных шпонках цилиндров;
 - г) защемления лап цилиндров в "г-образных" шпонках в результате некачественной пригонки зазоров или загрязнения поверхностей сопряжения в процессе эксплуатации;
 - д) защемления фундаментных болтов и опор сварных цилиндров дистанционными шайбами в результате некачественной пригонки зазоров или загрязнения поверхностей сопряжения в процессе эксплуатации.
- *Отрыв цилиндра от опоры*, который может произойти в результате:
 - а) затрудненных тепловых расширений;
 - б) нерасчетных нагрузок от присоединенных трубопроводов;
 - в) нерасчетных нагрузок на ЦНД со стороны конденсатора турбины.

3.3. ВСКРЫТИЕ ЦИЛИНДРОВ

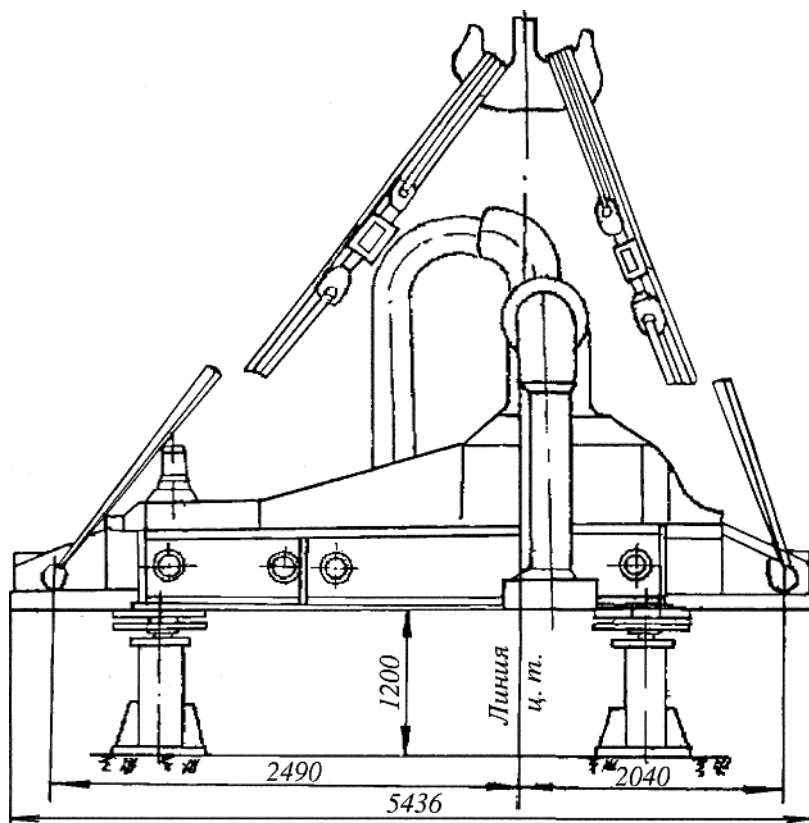


Рис. 3.14. Траверс для подъема крышки ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ

Перечисленные работы должны быть выполнены для того, чтобы при подъеме крышки цилиндра, в случае возникновения задевания ее за ротор и, вследствие этого, подъема ротора вместе с крышкой, не погнуть ротор.

По мере разборки трубопроводов и собственно турбины в открывающиеся проемы и отверстия должны устанавливаться заглушки для предохранения от попадания посторонних предметов (в трубопроводы малых диаметров допускается установка деревянных пробок).

Все снимаемые при разборке детали маркируются.

Маркировка деталей производится краской. На шпильках и гайках литых цилиндров указывается их номер в соответствии с чертежом и сторона установки. На диафрагмах и обоях указывается номер ступени и верхняя или нижняя половина (в дополнение к номеру, выбитому на каждой детали). Дополнительная маркировка сегментов уплотнений не производится (клеймение производится только в случае замены сегментов).

У турбин производства ХТЗ цилиндры опираются на опорные площадки стульев лапами верхних половин цилиндров, поэтому при разборке цилиндров высокого и среднего давления их нижние половины переводятся на технологические прокладки.

Во фланцевых соединениях цилиндров высокого и среднего давления современных турбин действуют значительные усилия, поэтому затяжка (и соответственно разборка) крепежа диаметром 64 мм и более производится "на горячо" с применением специальной оснастки (шпильконагревателей) и контролем удлинения шпилек. Нагрев до образования зазора между торцом гайки и плоскостью подрезки осуществляется в течение 20...30 мин. После нагрева отвертывание гайки производится с помощью ключа с рычагом 1,0... 1,5 м. *Отвертывание гайки ударами кувалды по рукоятке ключа не допускается.*

После разборки крепежа снимается верхняя половина корпуса цилиндра с помощью специальных грузоподъемных приспособлений — "траверс"; на рис. 3.14 показан пример траверса, применяемой для турбин ХТЗ. Перед подъемом крышки краном ее предварительно приподнимают на несколько миллиметров отжимными болтами. При подъеме необходимо контролировать отсутствие перекосов и смещений верхней половины цилиндра относительно нижней.

Снятая верхняя половина цилиндра устанавливается на площадке на шпальную выкладку или специальные подставки. При необходимости выполнения работ по фланцу разъема крышки цилиндра, расточкам под

После расхолаживания турбины, остановленной в ремонт, выполняется ряд подготовительных операций.

Снимается "обшива" турбины. С цилиндров и корпусов подшипников турбины убираются: контрольно-измерительные приборы, электропроводка исполнительных механизмов и сами механизмы.

Перед вскрытием цилиндров должна быть удалена изоляция турбины. Изоляция ЦВД и ЦСД снимается полностью, так как в процессе ремонта производится зачистка под контроль металла цилиндров.

В первую очередь необходимо выполнить разборку изоляции в районе фланцев горизонтальных разъемов цилиндров, чтобы не задерживать начало разборки крепежа цилиндров и вскрытие цилиндров.

После этого разбираются присоединительные трубопроводы: пароперепускные трубы, трубопроводы отсосов пара из уплотнений, обогрева фланцев и шпилек и другие; разбираются узлы регулирования и парораспределения.

До вскрытия цилиндров в обязательном порядке необходимо выполнить следующие работы:

- вскрыть корпуса подшипников;
- вскрыть сами подшипники;
- разобрать муфты роторов; *перед разборкой муфт должно быть измерено осевое положение роторов относительно корпусов подшипников.*

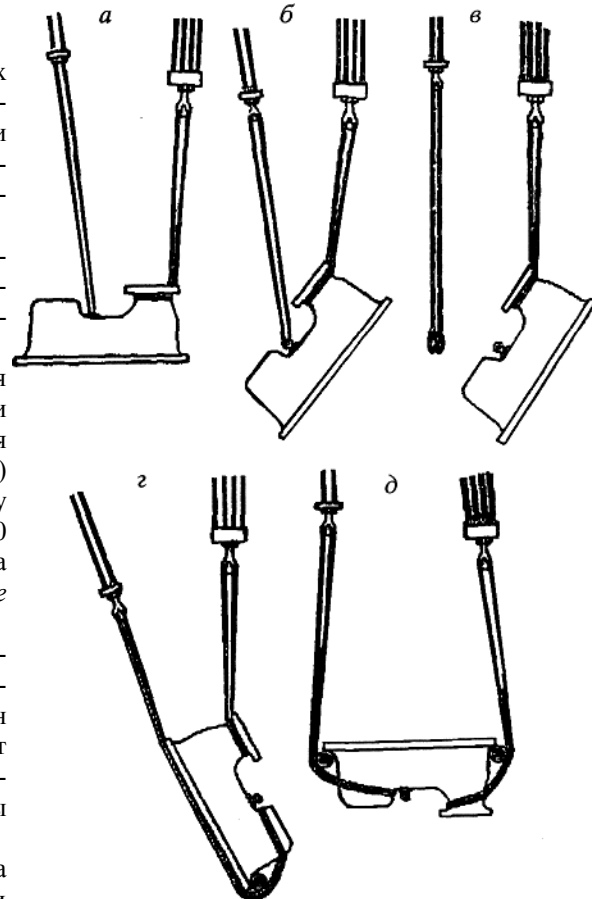


Рис. 3.15. Пример кантовки крышки цилиндра двумя крюками мостового крана

установку уплотнений, диафрагм и другим элементам, находящимся внутри крышки, осуществляется ее кантовка. Кантовка верхней половины представляет собой достаточно сложную и ответственную операцию; на рис. 3.15 в качестве примера показан вариант

кантовки крышки цилиндра.

После вскрытия верхней половины цилиндра производится разборка верхних половин деталей проточной части цилиндра (обойм диафрагм, диафрагм и обойм уплотнений).

В некоторых технологиях на ремонт при вскрытии турбины предусматривается выполнение замеров тепловых зазоров по верхним половинам деталей проточной части статора. ***В связи со значительным окалинообразованием и солевым заносом расточек деталей, а также возможностью их повреждения до ревизии всех узлов проточной части этого делать не рекомендуется.***

Перед разборкой деталей нижних половин проточной части должен быть снят паспорт проточной части цилиндра. При этом замеряются все осевые и радиальные зазоры между деталями статора и ротора; полученные величины заносятся в специальные формуляры.

Проверяется центровка роторов, положение роторов в масляных расточках корпусов

подшипников, замеряются зазоры в подшипниках.

К выемке роторов и разборке нижней половины проточной части турбины можно приступать только после проведения перечисленного комплекса мероприятий.

Из нижних половин цилиндров в обязательном порядке необходимо вынимать все детали проточной части для ревизии и ремонта. **Оставлять без ревизии и ремонта детали проточной части категорически запрещается!**

3.4. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ ЦИЛИНДРОВ

3.4.1. Ревизия

В период ремонта все сопрягаемые поверхности цилиндров: горизонтальный разъем, вертикальные разъемы каминов, расточки цилиндров (посадочные места диафрагм, обойм диафрагм и уплотнений), другие фланцевые соединения (перепускных труб, ресиверов) визуально осматриваются и тщательно зачищаются от окалины (до чистого металла). Это необходимо, так как при ударах деталей друг о друга в процессе сборки при наличии окалины она может раскрашиваться и не позволит обеспечить плотность соединений, а при установке деталей в расточки в случае попадания в зазор между собираемыми деталями более твердых частиц окалины возможно возникновение задиров.

Горизонтальный разъем цилиндра визуально осматривается и проверяется по контрольной плите и краске. При этом выполняется проверка разъема на отсутствие "натянутого" металла (выпуклостей) и выбоин, возникающих в результате ударов металлическими предметами непосредственно по разъему или в районе разъема. Все обнаруженные дефекты подлежат устранению: забоины удаляются опиловкой или шабровкой разъема, выбоины завариваются и шабруются по контрольной плите.

В процессе ремонта необходимо также выполнить ревизию крепежа цилиндров. С этой целью крепеж очищается от окалины и осматривается визуально. Механические забоины на поверхности резьбы устраняются калибровкой резьбы с помощью "лерки" или опиловкой (для шпилек больших диаметров). При наличии значительных повреждений шпилька должна быть заменена. После этого производится проверка сборки резьбовых соединений шпилька — гайка. Шпильки зачищаются для контроля металла.

При разборке и ревизии двухстенных цилиндров высокого или среднего давления необходимо проверить:

- зазоры, обеспечивающие расширение внутреннего корпуса в вертикальном и горизонтальном направлениях;
- состояние шпоночных соединений, фиксирующих внутренний корпус по отношению к наружному;
- состояние контрольных шпилек, которые устанавливаются в районе опорных лапок для правильного и точного совпадения расточек верхней и нижней половин внутреннего корпуса;
- правильность и плотность опирания лапок нижней половины внутреннего корпуса на соответствующие опорные места, расположенные на нижней половине наружного корпуса, при соблюдении необходимых зазоров в шпонках;
- состояние гильз паровпуска и насаженных на них поршневых колец.

После выполнения ревизии, резьбовые соединения крепежа защищаются от попадания грязи и механических повреждений. Наиболее простым способом защиты крепежа является сборка "насухо" соединений шпильки — гайки.

До начала сборки цилиндров и других узлов не рекомендуется проводить смазку резьбовых соединений, так как смазанный крепеж в условиях станции (особенно угольной) быстро загрязнится и может потребоваться его повторная ревизия.

3.4.2. Контроль металла

В соответствии с действующими нормативными документами [64...67], в период ремонта проводится контроль металла всех радиусных переходов литых цилиндров и сварных соединений патрубков пароподвода методами неразрушающего контроля. Для контроля в основном используются два метода:

- магнитопорошковая дефектоскопия,
- ультразвуковой контроль.

Для выполнения контроля проверяемые поверхности зачищаются до чистоты поверхности не ниже $R_A 2,5$.

Для шпилек диаметром 64 мм и больше проводится контроль металла на отсутствие трещин методом УЗК [68...69], а также проверяется их твердость. В случае обнаружения трещин или отклонений по твердости крепеж должен быть заменен на новый.

3.4.3. Проверка коробления цилиндров, определение поправок для центровки проточной части

Цилиндры высокого и среднего давления подвержены короблению под воздействием высоких температур и механических напряжений; при этом нарушается плоскостность разъемов цилиндров и фланцевых соединений, а в цилиндрических расточках появляется эллипсность.

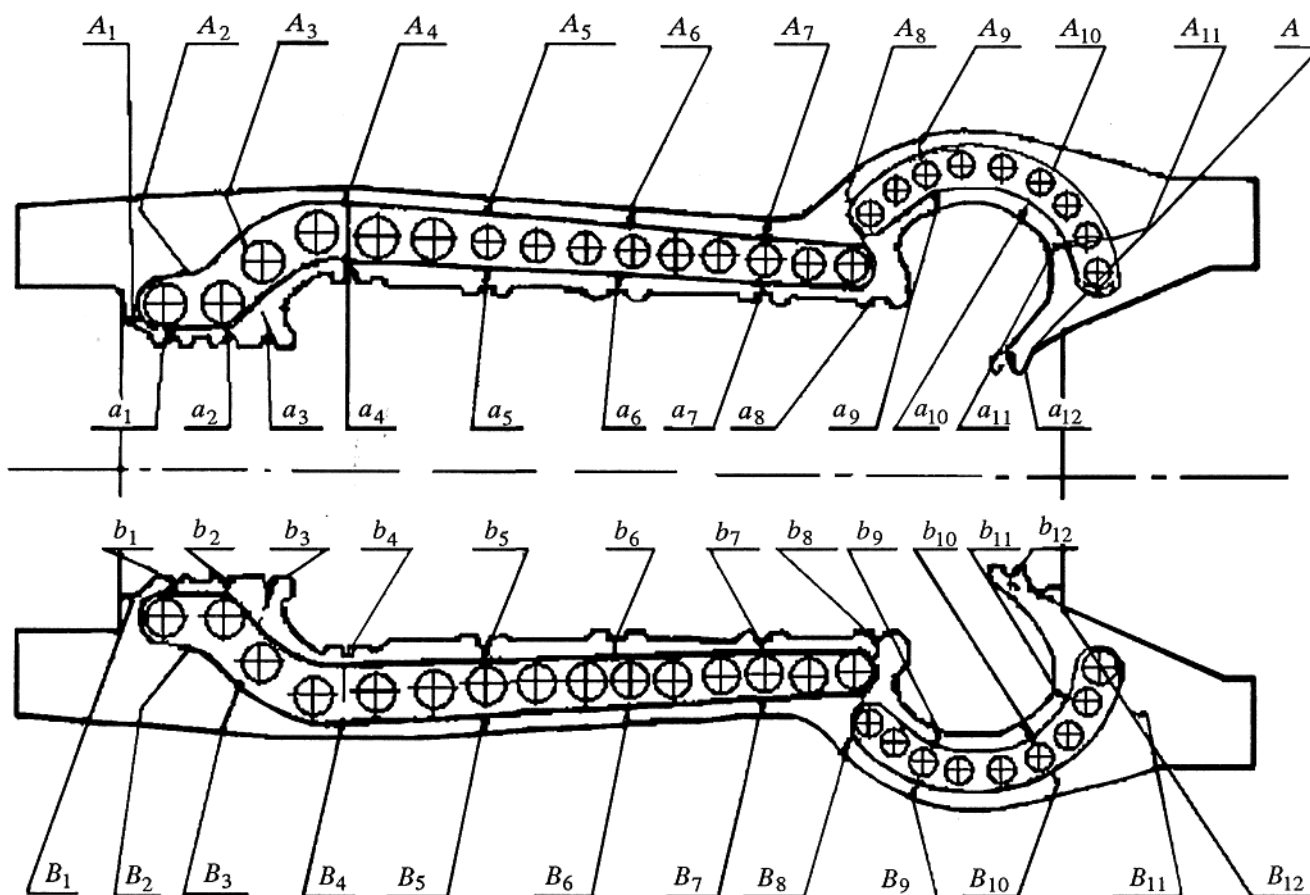


Рис. 3.16. Карта замеров зазоров в горизонтальном разрезе цилиндра

Проверка фланцев на отсутствие коробления и неплотностей производится при удаленных роторе, обоям и диафрагмах [70]. После наложения крышки на нижнюю половину цилиндра (без мастики) производится проверка зазоров в разрезе фланца с наружной и с внутренней сторон цилиндра щупом, а при необходимости выполняются замеры диаметров расточек цилиндра в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Замеры зазоров (рис. 3.16) следует проводить при свободной установке крышки на нижнюю часть цилиндра (без затяжки шпилек) и после обтяжки шпилек, которая производится через 1...2 шпильки в части высокого давления и через 3...4 в части среднего и низкого давления; крайние шпильки около уплотнений также должны быть затянуты.

Если обнаруженный при незатянутых шпильках зазор полностью ликвидируется по всему контуру при холодной затяжке крепежа указанным выше способом, разъем считается плотным; затяжка такого разьема не вызывает затруднений при сборке.

Восстановление плотного прилегания фланцев горизонтального разьема цилиндров путем шабровки или другими способами следует производить только в том случае, если зазоры в разьеме после обтяжки его "на холодно" половинным количеством крепежа превышают 0,05 мм.

3.4.4. Определение величин вертикальных перемещений деталей проточной части при затяжке фланцев корпуса

Во время сборки покоребленного цилиндра происходит деформация горизонтального разьема и расточек цилиндра и изменение пространственного положения колодцев в расточках под подвески деталей статора проточной части. В связи с этим, одновременно с определением возможности обеспечения плотности горизонтальных разьемов, необходимо определить величину поправок для центровки обоям уплотнений, обоям диафрагм и самих диафрагм.

При проверке и исправлении радиальной центровки деталей проточной части следует учитывать изменение взаимного положения ротора и статора, происходящее в процессе затяжки фланцев горизонтального разьема.

Для этого **перед сборкой цилиндра** в его нижнюю половину устанавливают обоям диафрагм и производят замер их положения в свободном и обтянутом цилиндре.

Измерение перемещений при контрольной сборке производится в следующей последовательности:

1. В нижнюю половину цилиндра укладываются нижние половины всех обоям; в нижние половины обоям диафрагм устанавливается по одной диафрагме; устанавливается борштанга с укрепленными на ней радиальными стержнями; на концах стержней против каждой из контролируемых деталей укрепляются индикаторы часового типа или другие датчики механических перемещений.

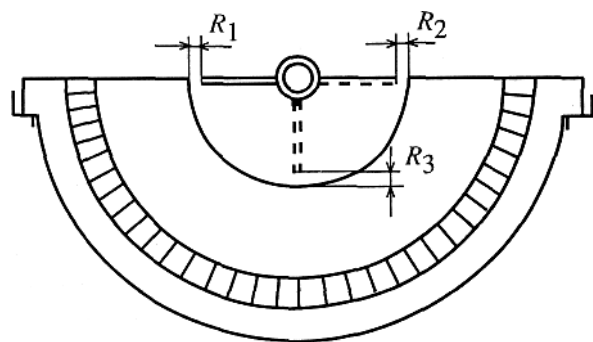


Рис. 3.17. Замер положения деталей проточной части по борштанге

2. Измеряется радиальное положение борштанги относительно расточек контролируемых деталей в трех точках: слева, справа и внизу (рис. 3.17); соответствующие показания индикаторов (R_1 , R_2 , R_3) заносятся в карту измерений.

3. Верхняя половина корпуса цилиндра укладывается на нижнюю половину. Фланцы затягиваются таким образом, чтобы максимальный зазор в разъеме с наружной стороны цилиндра не превышал 0,1 мм; при новом положении статорных деталей проводят измерения и записывают их результаты (R_{11} , R_{22} , R_{33}) в карту измерений.

4. Вертикальное перемещение (ΔB) определяется как разность положений центра расточки относительно оси борштанги при замерах без крышки и при затянутом разъеме:

$$\Delta B = [(R_1 + R_2) / 2 - R_3] - [(R_{11} + R_{22}) / 2 - R_{33}].$$

5. Измерение перемещений деталей при проверке коробления цилиндров может производиться также с помощью других измерительных систем.

3.4.5. Определение и исправление реакции опор цилиндров (исправление их положения относительно оси валопровода)

В процессе эксплуатации происходит значительное изменение нагрузок на опоры в результате коробления цилиндров, деформации пружин подвесок трубопроводов, деформации самих трубопроводов и других факторов.

Для нормальных тепловых перемещений деталей статора необходимо обеспечить равномерное распределение весовых нагрузок от цилиндров на их опоры (стулья, фундаментные рамы).

В связи с этим в период ремонта осуществляется исправление (корректировка) реакций опор цилиндров. Эта операция проводится после ревизии скользящих поверхностей стульев, шпоночных соединений, центровки роторов и определения положения паровых расточек цилиндра относительно заново установленной во время центровки оси роторов.

Исправление нагрузок на лапы цилиндра проводится изменением толщины консольных шпонок под лапами цилиндров, что, в свою очередь, приводит к изменению положения оси цилиндра относительно оси роторов.

Для определения реакции опор в лапы нижней половины цилиндра устанавливаются специальные динамометры (динамометрические болты). Динамометры вворачиваются в консольные лапы цилиндра таким образом, чтобы отделить их от консольных шпонок. Для контроля отрыва лап от опоры на горизонтальный разъем корпусов подшипников устанавливаются индикаторы часового типа, как это показано на рис. 3.18. Взвешивание нижней половины цилиндра проводится при одинаковом отрыве лап на 0,05...0,10 мм от консольных шпонок или технологических прокладок (для турбин ХТЗ). В случае значительной (более 500 кг) разницы нагрузок на лапы (передние и задние попарно) необходимо провести корректировку реакции опор цилиндра.

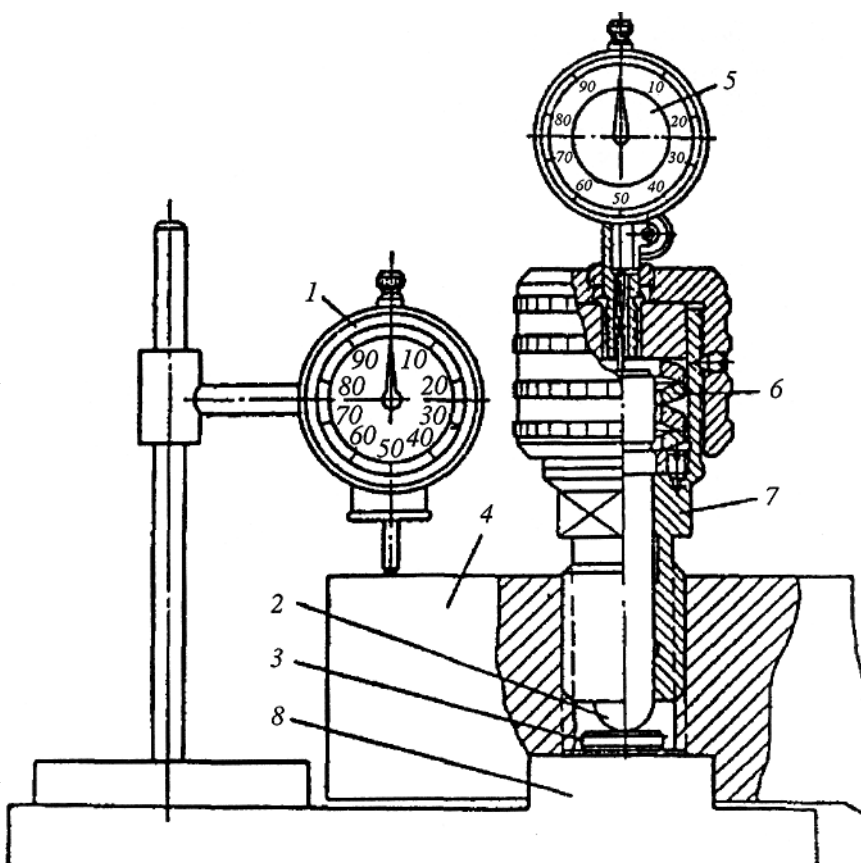


Рис. 3.18. Установка динамометра на консольной лапе цилиндра: 1 — индикатор; 2 — шток динамометра; 3 — закладная прокладка; 4 — консольная лапа; 5 — индикатор динамометра; 6 — тарельчатая пружина; 7 — корпус динамометра; 8 — консольная шпонка

3.4.6. Устранение дефектов

Общее состояние поверхности разъема корпуса цилиндра определяется визуальным осмотром, проверкой разъема по контрольной плите и по данным, полученным при снятии паспорта разъема в процессе контрольной сборки. Устранение неплотности разъемов производится частичной или полной шабровкой разъема по контрольной плите.

Полная шабровка горизонтальных разъемов цилиндров в условиях станции представляет значительные трудности в связи с отсутствием контрольных плит достаточных размеров. При полной шабровке разъема проводится шабровка верхней половины цилиндра по контрольной плите и краске с контролем плоскостности разъема по линейке (так как линейные размеры плиты не достаточны). Нижняя половина цилиндра шабруется по исправленной верхней половине и краске.

Так как в соответствии с [70] допускается закрытие покоробленных цилиндров, то в условиях станции чаще всего целесообразно проводить частичную шабровку дефектных мест разъемов на основании формуляра замера зазоров в разъеме, обтянутом "на холодно". В случае наличия в разъеме зазора вблизи только одной шпильки для устранения зазора в разъеме при обтяжке "на холодно" обычно бывает достаточно шабровкой увеличить длину дуги до соседних шпилек. В процессе ревизии по виду мастики необходимо убедиться в отсутствии пропусков (присосов) пара; при этом необходимо отметить на контактных поясах верхнего и нижнего фланцев участки пропариваний и местных повреждений.

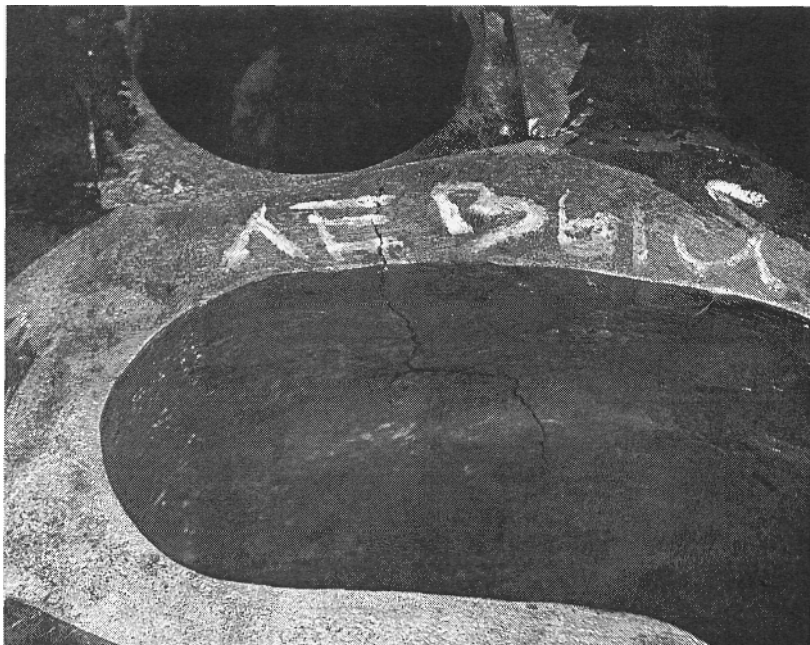


Рис. 3.19. Трещина в паровпускной части крышки ЦСД турбины К-200-130 ЛМЗ

Местные дефекты поверхности разъема (трещины, промоины) при необходимости могут устраняться наплавкой в соответствии с требованиями [71, 72]. При наплавке разъема необходимо принять меры для исключения возникновения "подрезов" в местах сплавления наплавляемого металла с основным. После наплавки необходимо наплавленные участки шкурить по контрольной плите с использованием в качестве базовых неповрежденных участков разъема.

Трещины в литье цилиндров (рис. 3.19) обычно встречаются в местах радиусных переходов по наружной и внутренней поверхностям (местах изменения линейных размеров, переходов от цилиндрической поверхности к фланцу) и сварных соединениях (места приварки фланцев и патрубков к литью). При обнаружении трещины, поврежденная зона выбирается до полного удаления трещины с помощью шлифмашинки. В случае значительных линейных размеров трещины для ее "выборки" целесообразно применять оборудование, используемое для воздушно-дуговой строжки (воздушно-дуговой резак, сварочный генератор постоянного тока, воздушный компрессор). Воздушно-дуговая строжка производится угольными электродами диаметром 8...12 мм при постоянном токе не менее

500 А. В случае применения оборудования этого типа для "выборки" трещин необходимо помнить, что в процессе "выборки", в районе выбираемой трещины на поверхности цилиндра, образуется подкаленная зона металла, которую необходимо удалить шлифмашинкой на глубину не менее 5 мм по всему периметру "выборки" для исключения возможности повторного возникновения трещины в ремонтируемой зоне. Для предотвращения создания концентратора напряжения в выбираемой зоне металла предъявляются жесткие требования к геометрии выбранной зоны в зависимости от глубины трещины.

Контроль полноты выборки при производстве работ выполняется визуально (развитие трещины хорошо видно при механической обработке дефекта) и с помощью МПД, а заключение о полной выборке трещины принимается по результатам травления 10 % раствором азотной кислоты. После контроля протравленный слой металла также удаляется на глубину 1...2 мм.

Если глубина выборки трещины не превышает 15 % толщины стенки цилиндра, допускается оставлять такие дефекты без заварки [73].

Исправление дефектов (заварка выбранной зоны) производится в соответствии с требованиями [71] по специально разработанному технологическому процессу.

Места абразивного и эрозионного износа в цилиндрах турбин, появляющиеся в разъемах, перегородках, расточках, выступающих деталях, омываемых интенсивным потоком влажного пара или пара, содержащего окалину, подлежат ремонту. Способ ремонта поврежденных мест определяется индивидуально.

В случаях незначительных местных повреждений разъемов, перегородок и расточек производится зачистка поврежденных мест, их последующая заварка никельсодержащими электродами (электроды ЭА-395/9; ЦТ-28; ЦТ-36)¹ и шпательная обработка ремонтируемого участка.

В случаях значительных (по величине поверхности) повреждений расточек, после заварки необходима их механическая обработка с применением специальных приспособлений или демонтаж цилиндра с заводским ремонтом повреждений.

В настоящее время для ремонта дефектов деталей, работающих в зоне температур до 300 °С, широко начали применяться композиционные материалы на основе полимерных материалов.

Поврежденная резьба болтов, шпилек, гаек и гнезд для шпилек фланцев разъема цилиндра должна быть исправлена соответствующими заправкой и зачисткой и вновь прорезана специальными прогонными гайками и метчиками. **В случае невозможности исправления указанных дефектов или обнаружения недопустимого остаточного удлинения вследствие релаксации шпильки подлежат замене.**

3.5. КОНТРОЛЬНАЯ СБОРКА

После проведения всего объема ремонтных и регулировочных работ перед закрытием цилиндра необходимо произвести его контрольную сборку. В процессе контрольной сборки выполняются следующие работы:

- проверка наличия тепловых зазоров в сопрягаемых соединениях нижних и верхних половин всех деталей цилиндра;
- проверка и сдача представителю заказчика наличия зазоров в концевых, диафрагменных и надбандажных уплотнениях по наклейкам;

¹ Заварку дефектов корпусных деталей, в том числе и чугунных, целесообразно проводить указанными никельсодержащими электродами; при этом не происходит подкалки наплавленного металла, наплавленная поверхность хорошо обрабатывается и обеспечивается плотность сопрягаемых поверхностей. Применение других типов электродов без последующей термообработки приводит к высокой твердости наплавленного металла. Из-за неоднородности механических свойств в местах сплавления основного металла детали с наплавленным возможно возникновение переходов (обниженной зоны), что значительно снижает качество полученной поверхности.

- проверка и сдача представителю заказчика паспорта проточной части цилиндра;
- проверка и сдача представителю заказчика парового разбега ротора в цилиндре;
- проверка плотности горизонтального разъема цилиндра;
- проверка зазоров в уплотнениях.

Для проверки зазоров обычно используют метод наклеек. С этой целью в канавках и на выступах, имеющихся на валу, в несколько слоев наклеиваются узкие полоски пластыря так, чтобы каждая последующая полоска была короче предыдущей на 8... 10 мм. Толщина одного слоя пластыря составляет 0,2 мм, общая толщина наклеек в одной канавке или на одном выступе должна соответствовать максимальной величине зазора. Наклейки должны быть наклеены до укладки ротора в цилиндр. После установки ротора в цилиндр, сборки верхних половин обойм с диафрагмами и закрытия крышки цилиндра нужно повернуть ротор по часовой стрелке на 70...80, а затем в обратную сторону на 150...160 град. Уплотнительные гребни оставят след на той ступеньке пластыря, которая имеет толщину, превышающую величину зазора. Определение величины зазоров выполняется после снятия крышки цилиндра, удаления ротора и осмотра следов касания гребней на наклейках.

3.6. ЗАКРЫТИЕ

Перед закрытием цилиндра необходимо выполнить следующие операции:

- из нижней половины цилиндра в обязательном порядке вынуть все детали проточной части;
- очистить все карманы, углы, малодоступные места от посторонних предметов;
- цилиндр продуть сжатым воздухом;
- удалить заглушки, установленные в отборах, камерах отсосов и подачи пара на уплотнения;
- проверить дренажи "на проходимость" (для этого ниже цилиндра дренажный трубопровод разрезается и наливом воды проверяется его чистота, при необходимости дренаж продувается сжатым воздухом);
- расточки под обоймы и диафрагмы натереть сухим чешуйчатым графитом или дисульфидом молибдена; при этом одновременно проверяется отсутствие забоин и заусениц в них.

Нижняя половина цилиндра в таком виде предъявляется представителю эксплуатации (сдача "на чистоту"). Руководителем работ совместно с представителем эксплуатации проверяется отсутствие посторонних предметов в нижней половине цилиндра, подводящих трубопроводах и других полостях, образованных не снимаемыми деталями цилиндра (паровыми коробками и другими элементами). На рис. 3.20 показан пример осмотра труднодоступных мест с помощью зеркала.

Картера подшипников также тщательно очищаются и сдаются "на чистоту".

С момента принятия нижней половины цилиндра и картеров подшипников "на чистоту" до закрытия цилиндра он должен находиться под постоянным надзором со стороны представителя эксплуатации и руководителя работ.

После сдачи нижней половины цилиндра "на чистоту" производится установка нижних половин деталей проточной части (обойм уплотнений, обойм диафрагм, диафрагм). Перед установкой все набираемые детали продуваются сжатым воздухом.

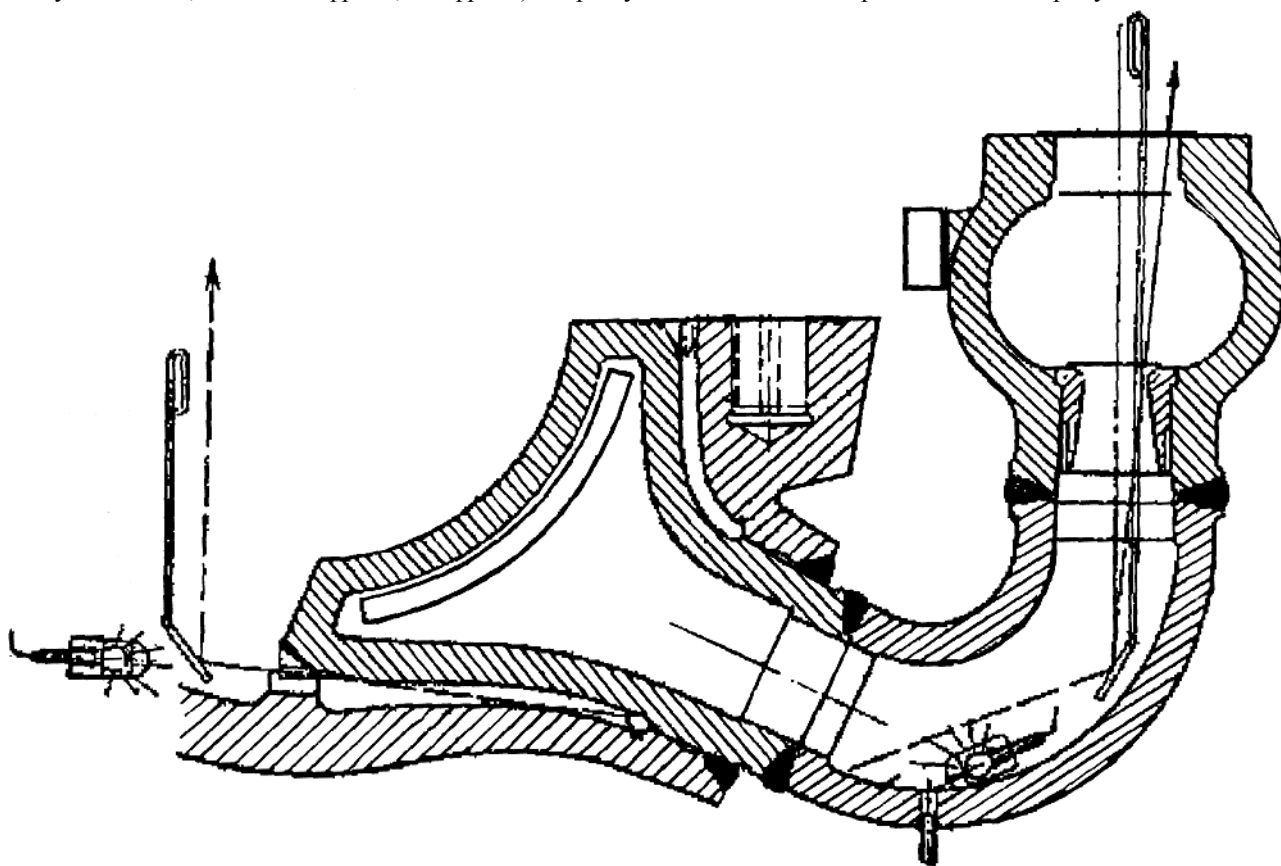


Рис. 3.20. Схема осмотра труднодоступных мест цилиндра (паровых и сополовых коробок) с помощью зеркала

дом, проверяются на отсутствие посторонних предметов в полостях деталей и на отсутствие забоин на посадочных местах; проверяется стопорение от выпадения крепежных деталей.

Значительную трудность при сборке цилиндров представляет установка внутреннего корпуса цилиндра в наружный из-за наличия поршневых колец соединения патрубков внутреннего и наружного корпусов. При сборке происходят частые по-

ломки поршневых колец и повреждение поверхности уплотняемых патрубков. Для упрощения установки внутреннего корпуса, после ревизии поршневых колец, целесообразно фигурный разрез поршневого кольца облудить мягким припоем, стянуть поршневые кольца струбиной и запаять. Запаянные поршневые кольца не будут препятствовать сборке цилиндра, а во время пуска пайка поршневых колец расплавится, так как температура плавления мягких оловянистых припоев 270 °С; кольца займут свое рабочее положение и надежно уплотнят соединяемые патрубки.

После установки нижних половин деталей проточной части проверяется правильность их установки в посадочные места. Для проверки отсутствия люфтов установленной детали один из участников производства работ становится ногами на правую и левую половину разъема установленной детали и пытается ее раскатать. В случае обнаружения люфтов в установке детали ее необходимо вынуть и установить заново или обстучать свинцовой кувалдой ее разъем до посадки детали на место. Набранная нижняя половина цилиндра снова продувается и предъявляется представителю эксплуатации.

Производится укладка ротора. Перед укладкой ротор продувается, лопаточный аппарат осматривается на отсутствие посторонних предметов; шейки ротора, торцы полумуфт и отверстия под соединительные болты тщательно протираются, и ротор укладывается в цилиндр. **После укладки ротора он в обязательном порядке проворачивается на один оборот.**

Производится закрытие верхних половин диафрагм, обойм диафрагм, обойм уплотнений и закрывается крышка цилиндра.

Перед установкой все детали верхних половин проточной части тщательно продуваются, осматриваются на предмет правильности сборки, отсутствия посторонних предметов, отсутствия забоин на присоединительных и сопрягаемых поверхностях. Все сопрягаемые поверхности и резьбовые соединения натираются дисульфидом молибдена, а горизонтальные разъемы цилиндров высокого давления чешуйчатым графитом. На горизонтальный разъем цилиндров среднего и низкого давления и на разъемы "каминов" для плотности наносится специальная мастика. Применяют несколько рецептов мастики [12, 13, 15, 61]:

- для разъемов ЦСД 90...95 % вареной олифы и 10...5 чешуйчатого графита;
- для разъемов ЦНД 40 % чешуйчатого графита, 40 свинцового сурика и 20 свинцовых белил, разведенных в вареной олифе до сметанообразного состояния;
- 50 % вареной олифы и 50 чешуйчатого графита;
- 50 % льняного масла, из которого путем варки удаляют влагу и белковые вещества, и 50 чешуйчатого графита;
- 50 % льняного масла, из которого путем варки удаляют влагу и белковые вещества, 20 чешуйчатого графита, 10 белил, 20 свинцового сурика.

После сборки верхних половин проточной части цилиндра ротор проворачивается на один оборот, при этом проверяются зазоры в уплотнениях.

Перед закрытием крышки проводится весь тот же комплекс мероприятий, как и по деталям верхних половин проточной части. После этого крышка поднимается краном; подвеска крышки тщательно выверяется так, чтобы положение фланца разъема крышки в горизонтальной плоскости в осевом и поперечном направлениях строго соответствовало **положению** фланца разъема нижней половины цилиндра (параллельность фланцев). Перед поднятием крышки необходимо убедиться в хорошем закреплении в ней обойм, диафрагм и уплотнений. После поднятия крышки на 1,0... 1,5 м от уровня пола необходимо тщательно обдуть крышку сжатым воздухом, протереть поверхности фланцев чистой тряпкой и убедиться в отсутствии задиров и забоин на его поверхности. После этого производится закрытие крышки цилиндра. **После закрытия крышки в обязательном порядке ротор проворачивается на один оборот.**

Собирается крепеж горизонтального разъема. Устанавливаются на место (забиваются) контрольные шпильки (болты, штифты). Производится обтяжка крепежа разъема литых цилиндров "на холодно". Обтяжка крепежа разъема литых цилиндров "на холодно" и "на горячо" проводится от середины цилиндра к краям в соответствии со схемой завода (рис. 3.21), указанной в технологии ремонта цилиндра, с обязательным контролем зазора в горизонтальном разъеме. При сборке цилиндров высокого давления и наличии шпилек разных диаметров первоначально производят затяжку крупных, а затем мелких шпилек.

Обтяжку крепежа сварных цилиндров проводят от карманов картеров подшипников и от середины средней части на внешние углы. Обтяжку сварных цилиндров рекомендуется проводить не менее двух раз.

После затяжки крепежа "на холодно" производится проворот ротора не менее чем на 380° для определения отсутствия механических задеваний.

По результатам работ **обязательно** составляется акт на закрытие цилиндра (Акт на "скрытые работы").

Окончательная затяжка шпилек крепежа цилиндра диаметром 64 мм и более производится "на горячо" с контролем его удлинения.

Необходимые удлинения шпилек различных турбин указываются в чертежах заводов-изготовителей и технологиях на ремонт цилиндров, там же приводятся ориентировочные значения дуг поворота гаек, обеспечивающие наилучшее прибли

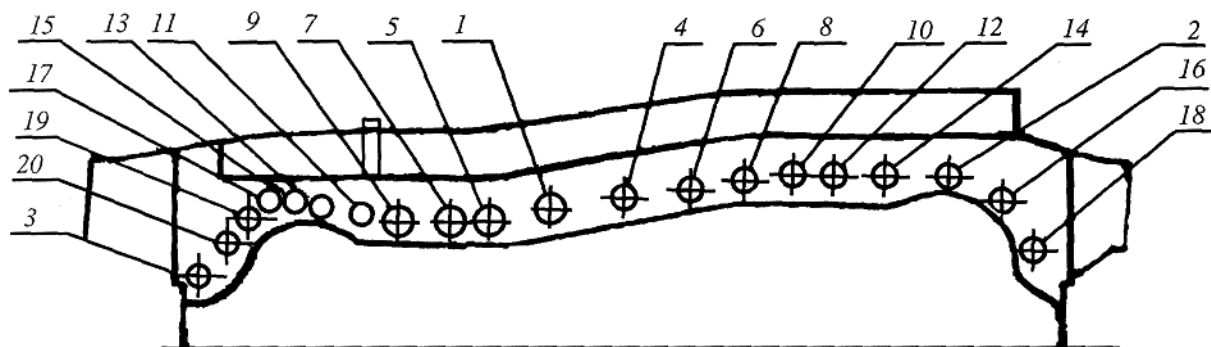


Рис. 3.21. Порядок обтяжки крепежа ЦВД турбины К-500-240 ХТЗ

жение к требуемым величинам удлинения шпилек. Отсчет и разметка дуги поворота гаек производится после предварительной затяжки шпилек "на холодно".

3.7. СБОРКА И УПЛОТНЕНИЕ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИСОЕДИНЕННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

После закрытия цилиндров турбины к ним присоединяются различные по назначению трубопроводы: пароперепускные трубопроводы; трубопроводы подвода и отсоса пара из корпусов уплотнений; рессивера, трубопроводы обогрева фланцев и шпилек и другие.

Часть из этих трубопроводов имеет сварные соединения, а часть фланцевые.

Сварные соединения более надежны и представляют трудности только при разборке в связи с необходимостью их резки.

Фланцевые соединения паропроводов турбин выполняются воротникового типа (шип — паз). В соединениях такого типа прокладка устанавливается во впадину, в результате этого

ограничивается ее перемещение в радиальном направлении и она не может быть выдавлена гидростатическим давлением рабочей среды.

На большинстве трубопроводов в связи с высокими параметрами рабочей среды в качестве прокладочного материала во фланцевых соединениях для обеспечения плотности применяются металлические зубчатые прокладки.

При изготовлении стальных зубчатых прокладок допускается: непараллельность поверхностей прокладки в пределах 0,01 мм на 100 мм диаметра фланца, а чистота поверхности обработки не ниже $R_A 1,25$. Основания зубцов прокладки должны выполняться с радиусом и не иметь подрезов, так как это может привести к образованию трещин в прокладке под действием температурных напряжений.

Для исключения возможности повреждения контактной поверхности фланцев материал металлических прокладок должен иметь твердость ниже твердости материала фланцев.

Для перегретого пара при изготовлении металлических прокладок применяется сталь X18H9T.

Мягкие прокладки фланцевых соединений, применяемые для рессиверов, отсосов пара из уплотнений и других трубопроводов с низкими параметрами рабочей среды, изготавливаются из паранита.

3.8. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ:

1. Для чего цилиндры имеют горизонтальный и вертикальный разъемы? Как обеспечивается плотность этих разъемов?
2. Зачем (почему) применяются двухкорпусные конструкции цилиндров?
3. Чем обусловлено применение двухпоточных конструкций цилиндров?
4. Почему корпуса различных цилиндров турбин (ЦВД, ЦСД, ЦНД) выполняются (изготавливаются) различными способами?
5. Чем прежде всего определяется выбор марки материала, применяемого для изготовления корпусов цилиндров?
6. На какие элементы обычно опираются корпуса литых цилиндров? Чем соединяются (фиксируются друг относительно друга) цилиндры, корпуса подшипников и фундаментные рамы?
7. Дайте определение понятию — "фикспункт" турбины.
8. Для чего предназначены вертикальные шпонки? Где они устанавливаются?
9. Назовите величины рабочих зазоров, традиционно устанавливаемые заводами-изготовителями турбин в шпоночных соединениях. Каковы величины тепловых зазоров (гарантированные) по неработающим поверхностям?
10. Назовите характерные неисправности, наиболее часто встречающиеся в процессе ревизии, ремонта и контрольной сборки цилиндров.
11. Каковы основные причины возникновения неплотностей разъемов цилиндров?
12. Каковы основные причины возникновения трещин в корпусах цилиндров?
13. Укажите дефекты, вызывающие присосы воздуха в ЦНД?
14. В результате чего происходит (может происходить) изменение реакций опор цилиндров?
15. Назовите наиболее часто встречающиеся дефекты узлов сопряжения цилиндров с корпусами под шпильками и фундаментными рамами.
16. Почему может произойти отрыв лапы цилиндра от опоры?
17. Перечислите последовательность и основные операции по вскрытию цилиндров после расхолаживания турбины.
18. Зачем и как производится маркировка деталей турбины при разборке?
19. Как осуществляется разборка крепежа корпусов цилиндров, в частности на ЦВД?
20. Как организуется снятие верхней половины корпуса цилиндра? Что такое "траверса"?
21. Что такое "паспорт проточной части цилиндра", как и когда он заполняется?
22. Как осуществляется ревизия корпусов цилиндров при ремонте? Что при этом проверяется?
23. Какие методы неразрушающего контроля металла корпусов цилиндров наиболее часто используются?
24. Как осуществляется проверка коробления цилиндров и определение поправок для центровки деталей проточной части?
25. Как определить величины вертикальных перемещений деталей проточной части при затяжке разъема цилиндра?
26. Как определяются и исправляются реакции опор цилиндров?
27. Как устраняются местные дефекты поверхностей разъема?
28. Как устраняются трещины в литых цилиндрах?
29. Перечислите основные операции, которые выполняются в процессе контрольной сборки перед закрытием цилиндра.
30. Как реализуется метод наклеек при проверке зазоров на этапе контрольной сборки цилиндров?
31. Перечислите основные операции, предшествующие закрытию цилиндра.
32. Какие основные трудности возникают в период сборки цилиндров, в частности при установке внутреннего корпуса цилиндра в наружный?
33. Как проверяется правильность установки нижних половин деталей проточной части в посадочные места?

РЕМОНТ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ

4.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Диафрагмы турбин представляют собой кольцевые перегородки, которые разделяют внутреннюю полость проточной части на различные зоны с постепенно уменьшающимся давлением и температурой рабочей среды по ходу ее движения в цилиндре. В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые (направляющие) лопатки, проходя между которыми поток пара ускоряется и приобретает направление, необходимое для входа в каналы, образованные рабочими лопатками.

На рис. 4.1 показано принципиальное устройство диафрагмы, состоящей из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Половины диафрагмы устанавливаются, соответственно, в верхней и нижней половинах цилиндра (при безобойменной конструкции цилиндров) или в верхней и нижней половинах промежуточной обоймы. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода 2, 5, которым диафрагма сопрягается с обоймой, или корпусом турбины, *тела 1, 6 и сопловых лопаток 3*. Положение половин диафрагм относительно друг друга в осевом направлении фиксируется шпонкой 8, устанавливаемой в разъеме, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой вертикальной шпонкой. На внутренней расточке диафрагм размещены сегменты колец лабиринтовых уплотнений, предназначенные для уменьшения протечек из одной ступени в другую вдоль ротора.

По своей конструкции диафрагмы можно подразделить на следующие основные группы: стальные (с залитыми лопатками, с наборными лопатками, сварные с приваренной решеткой лопаток) и чугунные (с залитыми в них лопатками) [7, 10, 15, 55...57, 61, 74].

Стальные диафрагмы (рис. 4.2) изготавливаются сварными и устанавливаются в зонах высоких температур пара. К двум бандажам 7 и 8 приварены лопатки 9, а получившаяся решетка приварена к ободу 10 и к телу диафрагмы 1, 6. Периферийная часть некоторых сварных диафрагм со стороны выхода пара имеет кольцевой козырек для установки надбандажных уплотнений. На горизонтальном разъеме в нижних половинах стальных диафрагм закрепляются продольные шпонки 4, которые уменьшают протечки пара и обеспечивают совпадение плоскостей обеих половин диафрагм в осевом направлении. Для улучшения условий

сборки и исключения перемещения половин по разъему в радиальном направлении на нижних половинах разъема закрепляется вертикальная шпонка 5.

Чугунные диафрагмы устанавливаются в зонах низких температур, они выполняются литыми и представляют собой обод с плотно залитыми в них лопатками из нержавеющей стали (рис. 4.3). Ободы, как правило, имеют влагоулавливающие устройства. Устанавливают литые диафрагмы в корпусе цилиндра аналогично сварным диафрагмам, часть литых диафрагм фиксируется в поперечном направлении не вертикальной шпонкой, а пригоняемыми, радиально установленными в обод винтами — "пинами".

В турбинах низкого давления малой мощности использовались диафрагмы с наборными направляющими лопатками. В наборных диафрагмах паровой канал выфрезеровывается в лопатках, которые, в свою очередь, крепятся к телу диафрагмы (рис. 4.4).

По конструктивному исполнению горизонтальный разъем диафрагм (рис. 4.5) может быть прямым, косым и комбинированным. Разъем стальных диафрагм выполняется прямым. Косой и комбинированный разъемы применяются в литых крупногабаритных диафрагмах с длинными лопатками для того, чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих на разъем.

В турбинах с регулируемыми отборами пара применяют регулирующие (поворотные) диафрагмы, выполняющие две функции: разделение внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара и регулирование пропуска пара в последующие отсеки турбины. Поворотная диафрагма турбины Т-175-130 ТМЗ, представленная в качестве примера на рис. 4.6, состоит из двух половин, соединенных болтами по горизонтальному разъему. Перед диафрагмой со стороны входа пара расположено поворотное стальное кольцо 2, также выполненное из двух сболченных половин. Четыре планки 3 ограничивают перемещение поворотного кольца в осевом направлении. Поворот кольца производится сервомотором, расположенным вне цилиндра, через рычажную передачу, соединенную с серьгой 4.

Для организации отборов пара из цилиндров между цилиндром и диафрагмами конструктивно выполнен дополнительный элемент — **обойма диафрагм**. Обоймы диафрагм представляют собой литые конструкции, состоящие из двух половин — верхней и нижней, соединяемых между собой фланцами горизонтального разъема и скрепляемых шпильками. На периферийной части обойм выполнен кольцевой выступ (зуб) для установки в соответствующей расточке цилиндра. Типовая конструкция обоймы показана на рис. 4.7. В некоторых случаях (для уменьшения радиальных размеров обойм) при размещении усиков уплотнений на бандажах рабочих лопаток во внутреннюю расточку обойм диафрагм напротив бандажей рабочих лопаток турбины устанавливаются усики надбандажных уплотнений или металлокерамические вставки.

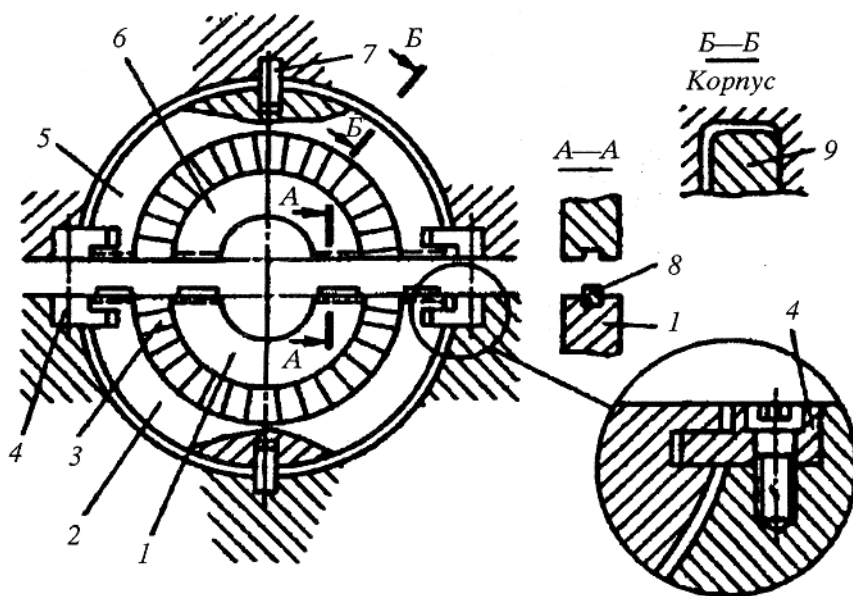


Рис. 4.1. Принципиальное устройство диафрагмы:

1, 6 — тело диафрагмы; 2, 5 — обод; 3 — сопловые лопатки; 4 — лапки подвески диафрагмы в расточке цилиндра; 7 — продольная шпонка; 8 — шпонка; 9 — положение диафрагмы в расточке цилиндра

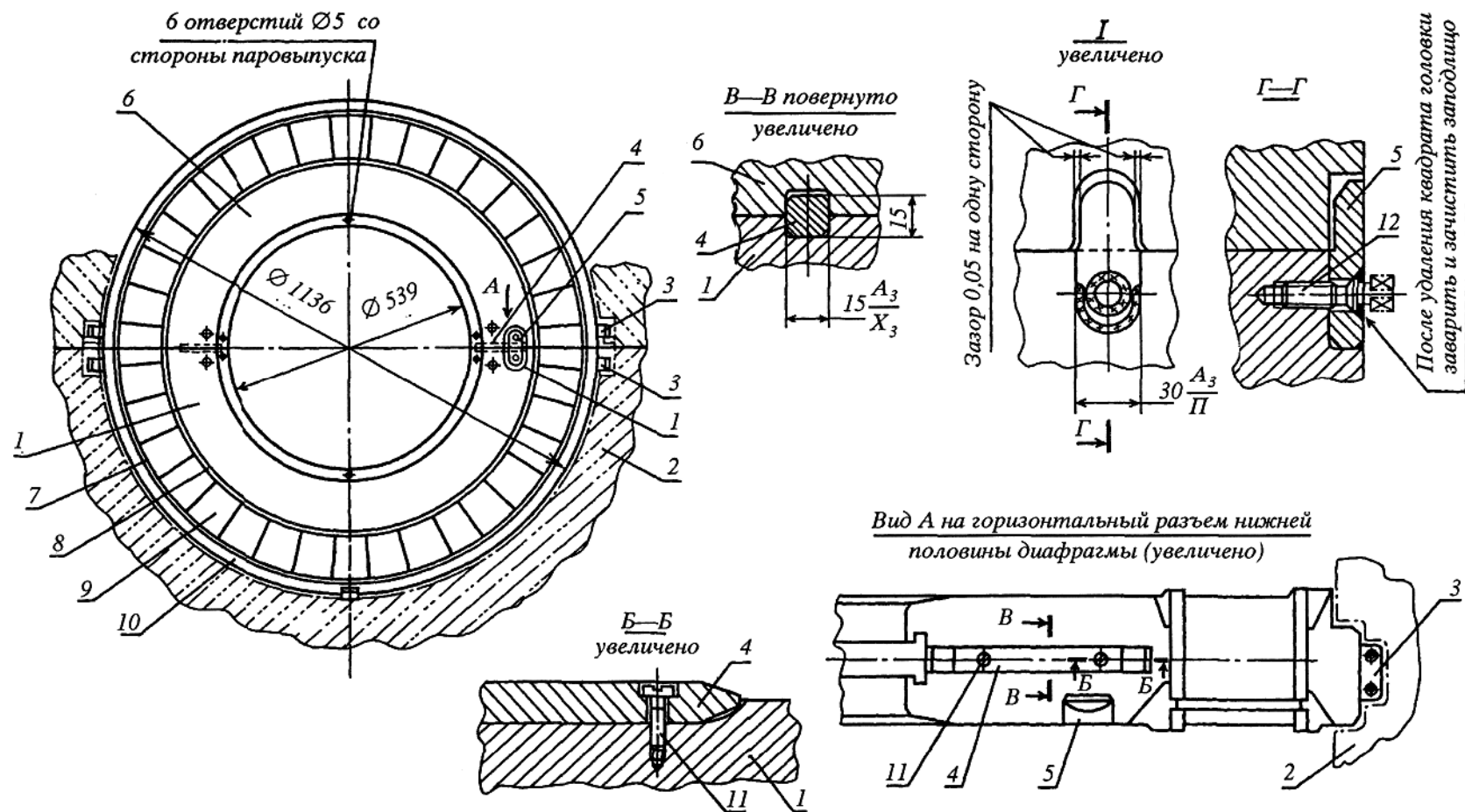
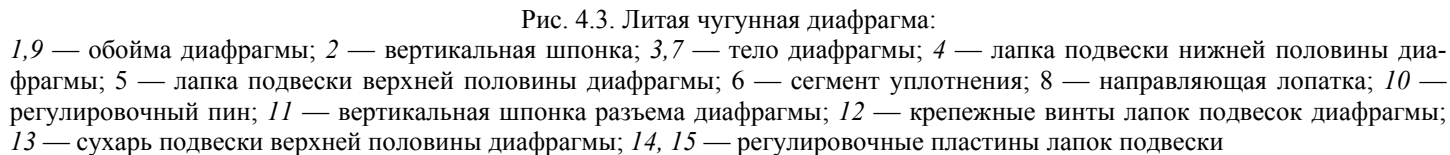


Рис. 4.2. Стальная сварная диафрагма турбины К-300-240 ЛМЗ.

1, 6 — тело диафрагмы; 2 — цилиндр (обойма); 3 — лапки подвески диафрагмы; 4 — продольная шпонка разъема диафрагмы; 5 — вертикальная шпонка разъема диафрагмы; 7, 8 — бандаж; 9 — лопатки; 10 — обод; 11 — крепежный винт



1,9 — обойма диафрагмы; 2 — вертикальная шпонка; 3,7 — тело диафрагмы; 4 — лапка подвески нижней половины диафрагмы; 5 — лапка подвески верхней половины диафрагмы; 6 — сегмент уплотнения; 8 — направляющая лопатка; 10 — регулировочный пин; 11 — вертикальная шпонка разъема диафрагмы; 12 — крепежные винты лапок подвесок диафрагмы; 13 — сухарь подвески верхней половины диафрагмы; 14, 15 — регулировочные пластины лапок подвески

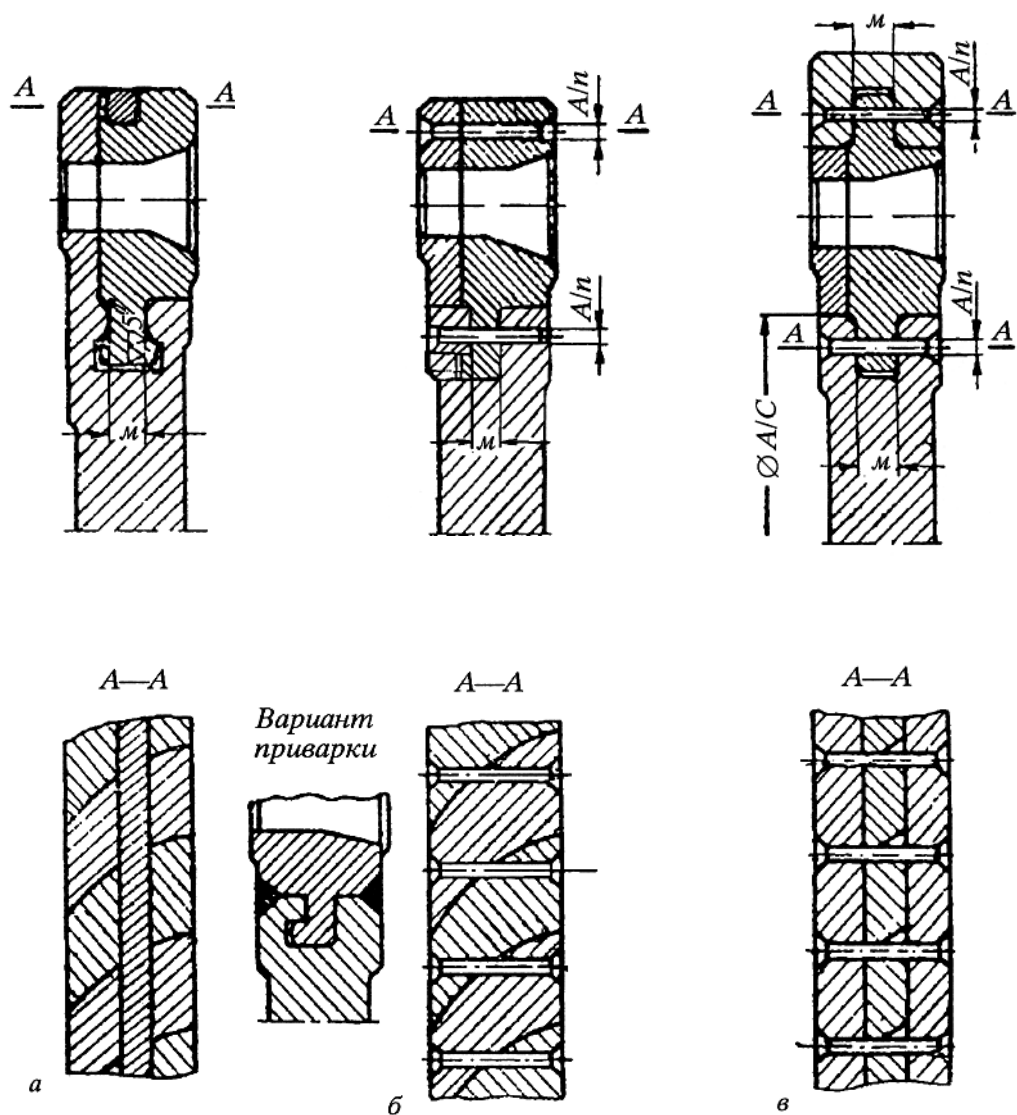


Рис. 4.4. Способы крепления направляющих лопаток в наборных диафрагмах: a — конструкция фирмы "Вумаг"; b — конструкция фирмы "АЕГ"; v — конструкция фирмы "ДЖИИ"



Рис. 4.5. Разъемы диафрагм:
 a — прямой разъем; b — косой, v — комбинированный

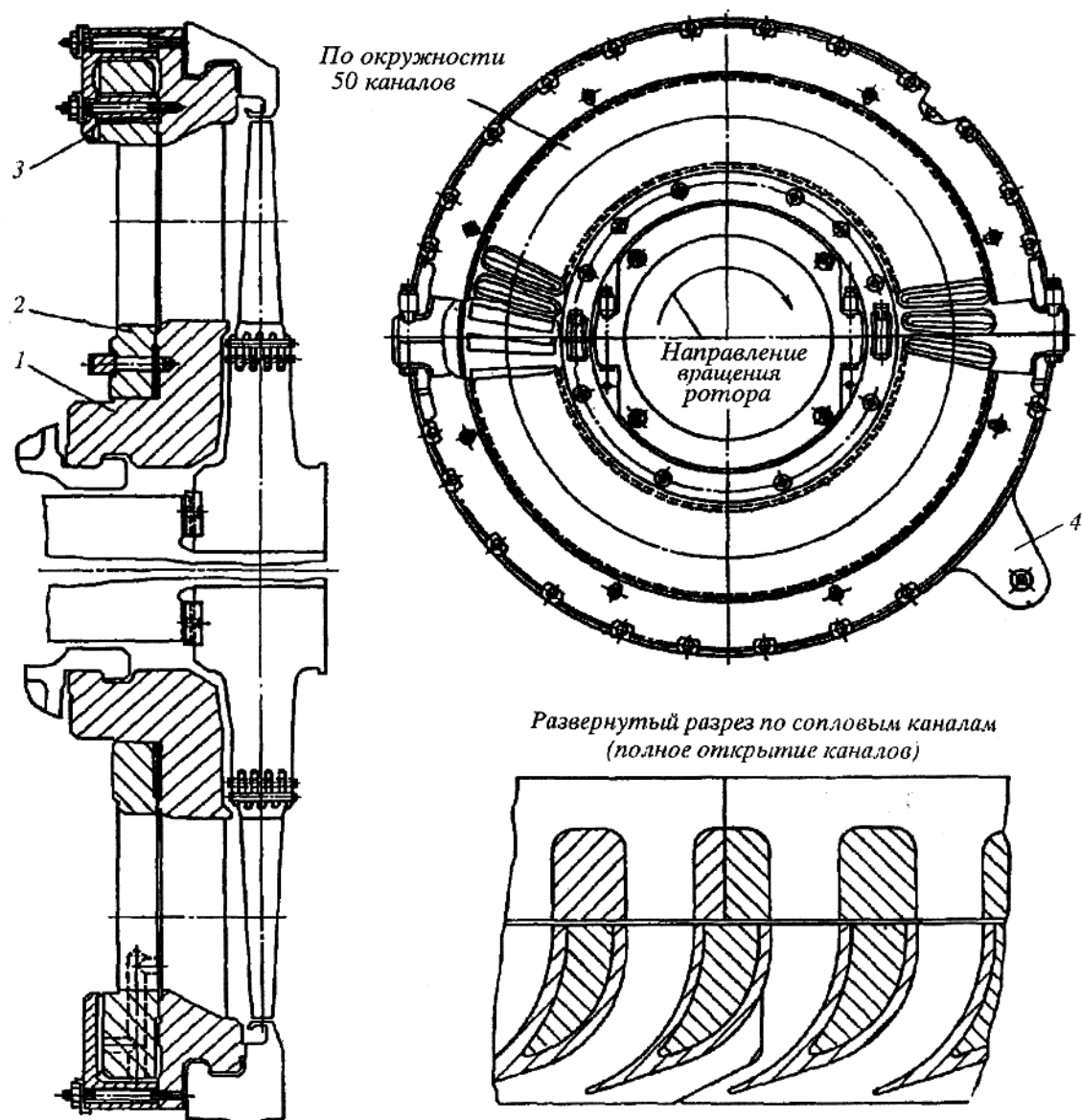


Рис. 4.6. Поворотная диафрагма

Диафрагмы устанавливают непосредственно во внутренние расточки цилиндров или обойм и закрепляют таким образом, чтобы они могли при нагревании свободно расширяться в радиальном направлении, не оказывая давления на стенки цилиндра или обоймы. Для этого между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой цилиндра или обоймы предусмотрен тепловой радиальный зазор, составляющий обычно 2...3 мм.

Цилиндрические расточки определяют также осевое положение диафрагм в проточной части. Вследствие разности давлений по обе стороны диафрагма прижимается кольцевой поверхностью обода к расточке корпуса; для обеспечения тепловых расширений обод диафрагмы входит в расточку с осевым зазором 0,1...0,3 мм.

Диафрагмы устанавливаются в цилиндрическую расточку с помощью системы подвесок и шпонок или штифтов. Для установки диафрагм в цилиндрах и обоймах применяют схемы, показанные на рис. 4.8.

В вертикальной плоскости нижняя половина диафрагмы подвешена на шпонках 5, верхняя половина устанавливается на нижнюю и крепится с помощью штифтов и шпилек 2. Верхние половины диафрагм подвешиваются в верхней половине цилиндра с помощью специальных подвесок 8 и при закрытии свободно ложатся на разъем нижней половины. В поперечной плоскости положение диафрагм фиксируется с помощью шпонки или радиально установленных штифтов.

Обоймы и диафрагмы имеют на наружной поверхности обода зуб, который входит в кольцевую проточку в цилиндре или обойме, фиксируя их осевое положение. Ширина зуба меньше ширины проточки на 0,10...0,25 мм, что обеспечивает возможность снятия и установки как верхних половин цилиндров, так и самих обойм и диафрагм. У чугунных диафрагм зуб выполняется меньше паза на 1,5...2,0 мм и со стороны паровпуска в зуб вставляются стальные штифты, за счет которых выдерживается требуемый зазор. На рис. 4.9 показан пример установки нижней половины сварной диафрагмы в обойму.

Для правильного соединения верхней и нижней половин и для исключения (ограничения) пропусков пара через горизонтальный разъем в нем устанавливается система шпонок, а сам разъем тщательно пригоняется путем шабровки. На рис. 4.10 показан общий вид узлов соединения верхней и нижней половин диафрагмы.

Существенные конструктивные различия имеют диафрагмы активных ступеней и направляющие аппараты реактивных ступеней. Направляющие аппараты реактивных ступеней в отличие от рассмотренных выше диафрагм активных ступеней не несут значительных осевых усилий и выполняются со значительно более легкими элементами конструкции. В эксплуатируемых в настоящее время на электростанциях паровых турбинах, выпускавшихся отечественной промышленностью, реактивные ступени практически не применяются.

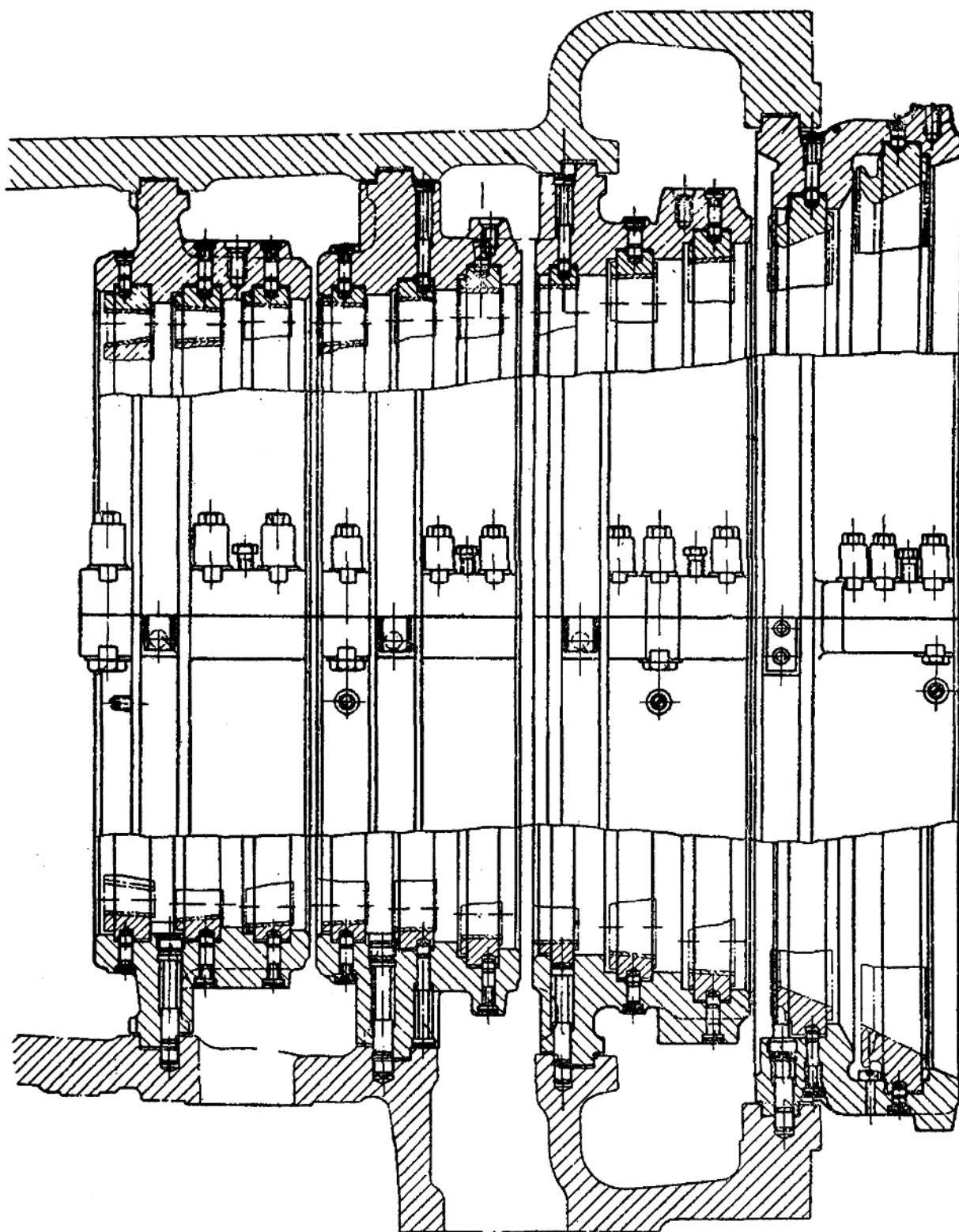


Рис. 4.7. Установка обойм диафрагм в ЦНД турбины ВК-50-90 ЛМЗ

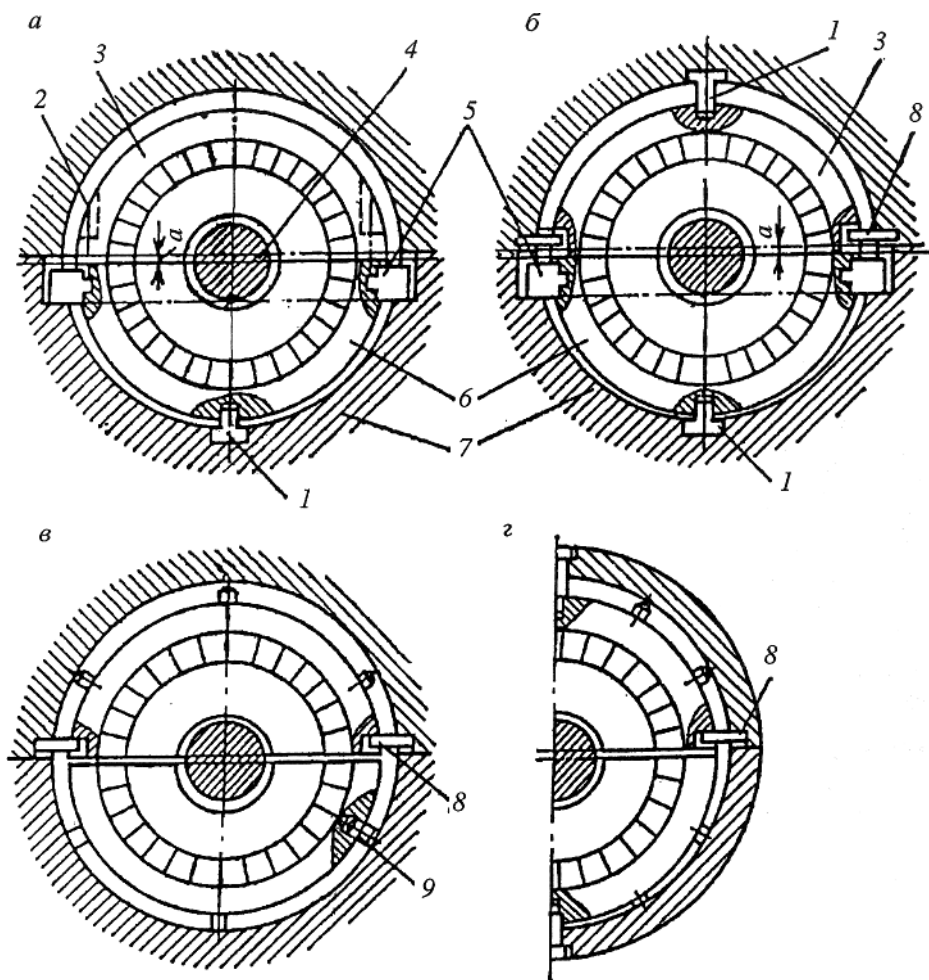


Рис. 4.8. Способы установки диафрагм в расточку:

а — установка диафрагмы с помощью подвесок и вертикальной шпонки в нижней половине, верхняя половина диафрагмы крепится с помощью крепежа; *б* — установка диафрагмы с помощью подвесок и вертикальных шпонок в нижней и верхней половине; *в, г* — установка диафрагмы с помощью подвесок и штифтов; 1 — шпонки для центровки диафрагмы; 2 — шпилька; 3 — верхняя половина диафрагмы; 4 — ротор; 5 — шпонки для подвески нижней половины диафрагмы; 6 — нижняя половина диафрагмы; 7 — корпус цилиндра; 8 — шпонки для подвески верхней половины диафрагмы; 9 — штифт

Отдельно необходимо обратить внимание на конструкцию и установку сопловых аппаратов регулирующих ступеней ЦВД и первых ступеней давления однопоточных цилиндров среднего и низкого давления.

Для организации парциального подвода пара к регулирующей ступени ЦВД ее сопловой аппарат на большинстве турбин состоит из нескольких (чаще всего четырех) отдельных групп сопел, устанавливаемых в отдельные герметичные камеры — паровые коробки. Таким образом, сопловой аппарат регулирующей ступени представляет собой четыре отдельных сегмента, установленных в одной плоскости в кольцевую "т-образную" расточку сопловых коробок (рис. 4.11). Для устранения протечек пара по "т-образной" расточке паровых коробок на концах сегментов сопел в специальные пазы устанавливаются уплотняющие шпонки, от смещения в паровой коробке сегменты удерживаются стопорными штифтами.

Для уменьшения линейных размеров одно поточных цилиндров среднего и низкого давления первая ступень давления этих цилиндров устанавливается в кольцевую "т-образную" расточку входной сопловой камеры цилиндра и представляет собой два полукольца, закатываемых в расточку.

В зависимости от условий работы диафрагм (температура пара, усилия воспринимаемые диафрагмой, и пр.) для их изготовления применяются различные материалы [7,15, 55, 61, 74].

Для температуры пара до 250 °С применяются чугунные диафрагмы, изготовленные из чугуна марок СЧ-18-36, СЧ-21-40, СЧ-24-44, с залитыми в них штампованными лопатками из нержавеющей стали 12Х13.

При температуре до 300 °С диафрагмы могут быть изготовлены из перлитного чугуна марки СЧ-28-48.

При температурах свыше 300 °С применяются стальные диафрагмы. При температурах до 450 °С для изготовления тела и ободьев диафрагм применяется листовой прокат из малоуглеродистых сталей марок 15, 20; при температурах 450...530 °С поковки из хромомолибденовых сталей марок 20ХМ, 15ХМА, 20ХМА; при температурах 530...565 °С поковки из хромомолибденованадиевых сталей марок 12ХМФ, 20ХМФ, ЭИ-10 (20Х1М1Ф).

Направляющие лопатки для сварных диафрагм, работающих при температуре до 480 °С, изготавливаются из хромистой нержавеющей стали марок 12Х13, 20Х13; при температуре до 550 °С — из стали марки 15Х1МФ, а при температуре до 580 °С — из стали марки ЭИ-802.

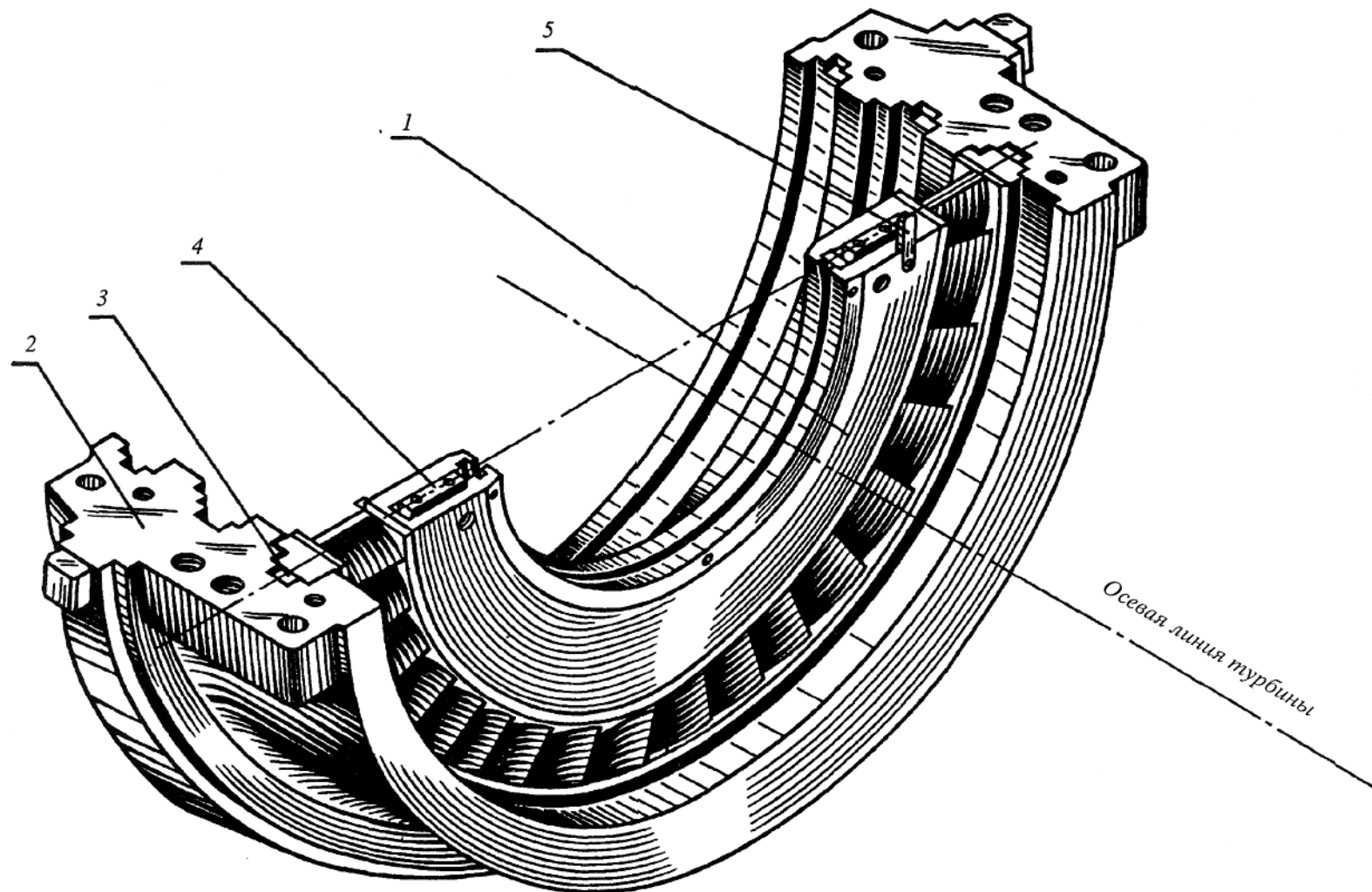


Рис. 4.9. Установка сварной диафрагмы в обойму: 1 — диафрагма; 2 — обойма; 3 — подвеска диафрагмы; 4 — продольная шпонка; 5 — поперечная шпонка

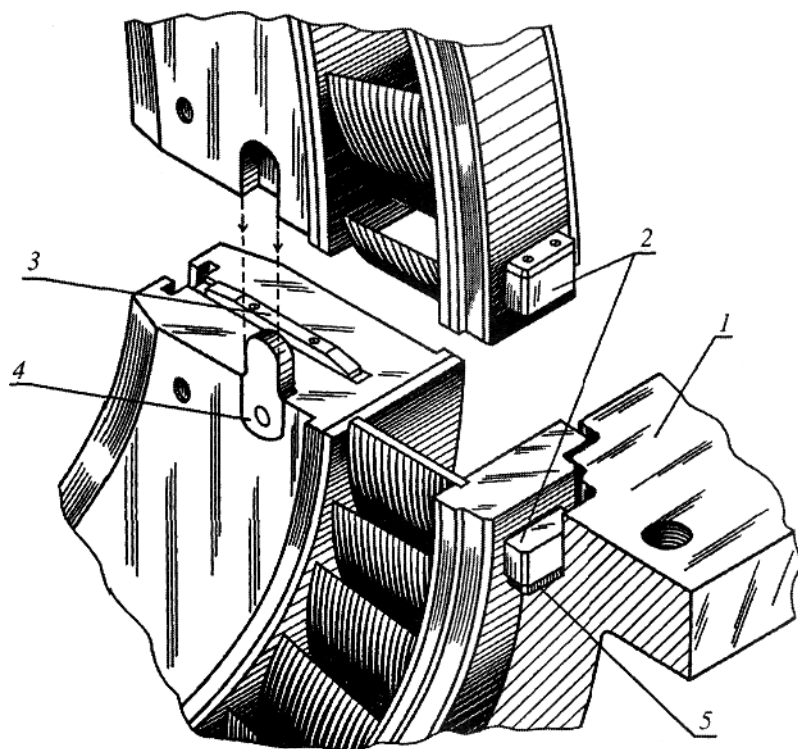


Рис. 4.10. Узлы соединения верхней и нижней половин диафрагм:
 1 — обойма; 2 — лапки подвески диафрагмы; 3 — продольная шпонка;
 4 — поперечная шпонка; 5 — регулировочная пластина

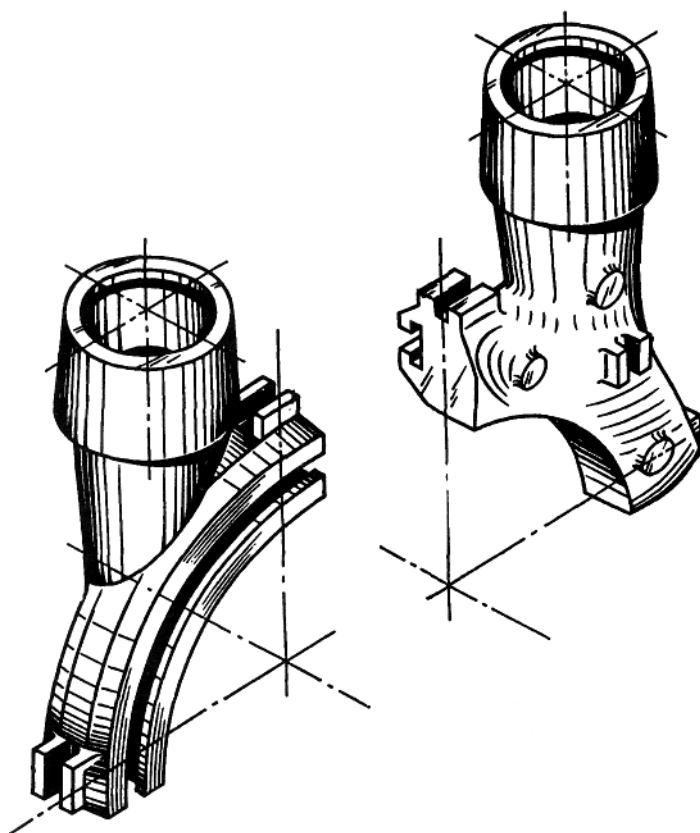


Рис. 4.11. Сопловая коробка регулирующей ступени

4.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ДЕФЕКТЫ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии и ремонта диафрагм и обойм обнаруживаются дефекты, требующие их устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 12, 13, 15, 62, 63, 74]:

- *Неплотность горизонтального разъема*, которая происходит по следующим причинам:
 - а) дефекты изготовления или ремонта;
 - б) деформация деталей в процессе эксплуатации (нарушения режимов пусков, остановов или набора нагрузки, попадание воды в проточную часть);
 - в) размывание водой в зоне фазового перехода;
 - г) абразивный износ окалиной, попадающей из трубопроводов острого пара или промперегрева
- *Механические повреждения входных и выходных кромок*, которые возникают в результате:
 - а) осевых задеваний ротора о диафрагму;
 - б) попадания постороннего металла (оставленные посторонние предметы во время сборки турбины, элементы разрушенных деталей проточной части турбины, паропроводов или котла). *Абразивный износ выходных кромок диафрагм ЧВД и ЧСД* — происходит из-за интенсивного окалинообразования в трубопроводах острого пара и промперегрева.
- *Эрозионный износ выходных кромок диафрагм*, работающих в зоне фазового перехода и в зоне влажного пара, вплоть до сквозного промыва выходной кромки.
 - *Абразивный износ мест заделки направляющих (сопловых) лопаток в тело диафрагмы.*
 - *Эрозионный размыв мест заделки направляющих (сопловых) лопаток в тело диафрагмы струями воды, которая оседает в канале и движется вдоль профиля*
 - *Остаточный прогиб тела диафрагмы* — происходит из-за повышенных нагрузок, действующих на диафрагму, при заносе солями направляющих лопаток, забросах воды в турбину, недостаточной прочности диафрагмы.
 - *Деформация обойм и диафрагм в радиальном направлении* — происходит из-за нарушения технологии ее изготовления, нарушения режимов пусков турбин, остановов или набора нагрузки, попадания воды в проточную часть и тому подобного.
 - *Трещинообразование в теле диафрагмы.*
 - *Солевой занос* — происходит из-за нарушения водно-химического режима.
 - *Повреждения подвесок диафрагм* — происходит чаще всего в результате вибрации деталей после некачественной сборки, например, при увеличенных тепловых зазорах в соединениях.
 - *Увеличенный зазор в поперечной шпонке* — происходит в результате некачественного ремонта и сборки, вибрации диафрагм и обойм в поперечной плоскости.
 - *Размыв зуба диафрагм (обойм) под расточку в корпусе* — происходит в результате коробления диафрагм и разуплотнения расточки.
 - *Потеря упругости и изменение формы плоских пружин диафрагменных уплотнений.*
 - *Увеличенные зазоры в надбандажных уплотнениях* могут возникать вследствие:
 - а) некачественной пригонки зазоров во время монтажа или ремонта;
 - б) отсутствия теплового зазора между сегментами в кольце уплотнения;
 - в) механических задеваний во время эксплуатации.
 - *Механические повреждения усиков надбандажных уплотнений* происходят чаще всего в результате:
 - а) попадания постороннего металла в результате некачественной сборки;
 - б) разрушения деталей во время эксплуатации.

4.3. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ

4.3.1. Разборка и ревизия

Для ревизии состояния обойм и диафрагм и устранения обнаруженных дефектов во время вскрытия цилиндра производится разборка верхних и нижних половин диафрагм и обойм диафрагм. Одновременно с этим производится разборка уплотнений и обойм уплотнений. В процессе разборки выполняется визуальный осмотр и предварительная дефектация разбираемых узлов. Все обнаруженные дефекты должны быть записаны в журнал.

При конструкциях турбин, в которых диафрагмы устанавливаются в обоймы, после снятия крышки цилиндра следует выполнить проверку правильности положения обойм в цилиндре, так как при короблении цилиндра или обойм возможны отклонения гребней обойм от вертикали.

До выемки ротора из цилиндра необходимо произвести замеры осевых зазоров между дисками и диафрагмами с обеих сторон по бандажам лопаток и промежуточным телам, а также радиальных зазоров между гребнями уплотнений диафрагм и валом. Зазоры измеряются с помощью плоских, клиновых и длинных ленточных щупов при осевом положении ротора, отжатом в упорном подшипнике на рабочие колодки.

После проверки зазоров производится выемка обойм с диафрагмами или отдельно диафрагм (при отсутствии обойм). Для этого в специальные резьбовые отверстия, имеющиеся в диафрагмах и обоймах, вворачиваются "**рымы**". Выемка осуществляется малым крюком крана с помощью стального троса.

Диафрагмы, особенно чугунные, иногда заклиниваются в корпусе цилиндра. Причиной этого может быть большой солевой занос или недостаточные тепловые зазоры. Выемка заклинивших диафрагм производится после обильного смачивания мест заедания керосином и обстукивания диафрагм свинцовой кувалдой по торцам и стыку.

Выемка диафрагм из обоймы производится после установки обоймы на подкладки или в специальные кассеты. Вынутые диафрагмы укладываются на доски или резиновые маты (изготовленные из старой транспортной ленты) и маркируются.

После разборки обойм уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм необходимо выполнить их ревизию. **В процессе ревизии выполняются следующие операции:**

- разборка, ревизия, дефектация и отбраковка всех крепежных и стопорных элементов обойм уплотнений, обойм диа-

фрагм, самих диафрагм, сегментов уплотнений и пружин;

- очистка от окалины и солевых отложений лопаточного аппарата и расточек обойм уплотнений, обойм диафрагм, самих диафрагм и сегментов уплотнений методами ручной механической очистки, а также очистка деталей с помощью пескоструйных аппаратов мелкими фракциями песка (использование дроби запрещается) и установок высокого давления "мокрой" золоочистки;

- ревизия, визуальный осмотр расточек под установку сопрягаемых деталей (цилиндр—обойма, цилиндр—диафрагма, обойма—диафрагма) и контроль их линейных размеров при визуальном осмотре. Следует обратить особое внимание на отсутствие выработки (износа) рабочих поверхностей;

- проверка прогиба тела диафрагм;

- проверка эллипсности по внутренним расточкам и наружным диаметрам;

- окончательный визуальный контроль, а при необходимости — контроль металла дефектных мест неразрушающими методами контроля.

Поверхности обойм и диафрагм подлежат тщательной очистке от отложений, ржавчины и грязи шаберами и стальными щетками, а лопатки — тонкой наждачной бумагой; очищаемые поверхности нужно предварительно смочить керосином, а по окончании чистыми тряпками. В настоящее время все чаще для очистки деталей стали применяться пескоструйные аппараты с использованием мелких фракций песка и установки высокого давления со специальными насадками для мокрой золоочистки.

После очистки диафрагм и расточек обойм от грязи и отложений необходимо выполнить тщательный осмотр: для выявления возможных трещин на обоймах, на полотне диафрагм и у шпоночных пазов; контроля коробления обойм, деформации и коррозии полотна диафрагм, а также наличия механических повреждений, следов задевания дисков ротора за диафрагмы и повреждений промежуточных диафрагменных уплотнений.

Необходимо также проверить плотность прилегания разъема обеих половин диафрагм по краске с контролем на отсутствие излома по посадочной поверхности зуба под установку в расточку цилиндра.

Состояние заделки лопаток в полотно и обод диафрагмы может определяться по звуку (дребезжанию) при обстукивании каждой лопатки молотком.

По результатам ревизии и визуального осмотра определяются объемы необходимых ремонтных работ и замены дефектных деталей.

4.3.2. Устранение дефектов

Работы по ремонту диафрагм и обойм диафрагм, как правило, включают в себя:

- ремонт горизонтального разъема и исправление шабровкой качества прилегания верхних и нижних половин обойм концевых уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм;

- ремонт расточек с восстановлением линейных размеров под установку сопрягаемых деталей в аксиальном направлении.

Со стороны входа пара повреждение расточки происходит обычно в местах установки дистанционных штифтов вследствие вибрации установленной в расточку детали. Чаще всего достаточно вместо ремонта поверхности расточки произвести рядом со штатными штифтами наплавку новых дистанционных "пятак" электродами типа ЭА-395/9 (ЦТ-28; ЦТ-36) и пригнать их по микрометру в размер паза расточки за вычетом величины технологического зазора на посадку детали в расточку (0,10...0,15 мм).

При повреждениях торцевой поверхности расточки со стороны выхода пара может быть выполнен ее частичный или полный ремонт; объем ремонта зависит от величины повреждений.

Частичный ремонт производится наплавкой поврежденных мест электродами типа ЭА-395/9 (ЦТ-28; ЦТ-36) и последующей шабровкой наплавленных мест.

Полный ремонт производится наплавкой поврежденных мест электродами типа ЭА 395/9 (ЦТ-28; ЦТ-36) и последующей проточкой наплавленных мест; проточку обойм производят на карусельном станке. Для проточки цилиндров непосредственно на месте установки применяют специальные приспособления, устанавливаемые на борштангу. В случае полного ремонта торцевой поверхности расточки может потребоваться аксиальное смещение устанавливаемой в расточку детали для восстановления осевых зазоров проточной части.

- Устранение эллипсности по наружной цилиндрической поверхности зуба обоймы (диафрагмы), устанавливаемого в расточку сопрягаемого узла, производится проточкой этой поверхности на токарном или карусельном станках с предварительным демонтажем лапок под вески детали в расточке. Наличие значительной эллипсности по расточкам может привести к отсутствию тепловых зазоров между сопрягаемыми деталями (диафрагма—цилиндр; диафрагма—обойма, обойма—цилиндр) и к изменению их взаимного расположения на режимах пусков и набора нагрузки турбины.

- Ремонт подвесок обойм и диафрагм может включать в себя исправление крепления под весок, восстановление их геометрических размеров и устранение других механических дефектов.

- Устранение механических повреждений входных и выходных кромок лопаток опиловкой.

- Рихтовка помятых выходных кромок направляющих лопаток.

- Восстановление выходных кромок лопаток диафрагм, сопловых и направляющих аппаратов обычно производится методом наплавки выходных кромок. Наплавка является временной мерой, так как при ее выполнении практически невозможно обеспечить необходимое качество поверхности выходных кромок лопаток. Это приводит к снижению экономичности работы ступени. Как показывает опыт, во многих случаях, в силу разных причин, срок службы восстановленных наплавкой выходных кромок значительно меньше межремонтного периода турбины.

Для сварных диафрагм в последнее время применяется метод восстановления выходной кромки с вырезкой поврежденного участка и последующей установкой с помощью сварки новой выходной кромки [75].

Для вырезки каждой поврежденной кромки диафрагма выставляется на горизонтально-расточном станке под углом к внутренней образующей выходной кромки. Вырезка поврежденной части выходной кромки производится вместе с частью тела диафрагмы (в теле диафрагмы с обеих сторон соплового канала создаются площадки шириной 2...3 мм); на образовав-

шуюся прямоугольную площадку устанавливается подготовленная плоская шлифованная пластина с фасками под сварку, изготовленная из материала направляющей лопатки (толщина устанавливаемой пластины должна быть немного больше, чем толщина оставшейся части направляющей лопатки). По периметру установленной новой выходной кромки производится обварка (эта операция должна производиться по специально разработанной технологии). В зависимости от требований технологии может производиться последующая термообработка восстановленной диафрагмы.

После выполнения всех операций диафрагма вновь выставляется на горизонтально-расточном станке под тем же углом к наружной образующей выходной кромки и производится механическая обработка наружной поверхности выходной кромки с формированием профиля выходной кромки и удалением объема лишнего наплавленного металла.

После механической обработки производится слесарная доработка выходных кромок лопаток.

В соответствии с указанной технологией в период капитального ремонта 1993 г. турбины К-500-240-2 ХТЗ Рефтинской ГРЭС ст. № 8 был произведен ремонт соплового аппарата. В качестве материала для ремонтируемых выходных кромок были использованы хвостовики поврежденных лопаток регулирующей ступени (раскованные в пластины). Для увеличения срока службы соплового аппарата толщина выходных кромок была увеличена на 0,5 мм. До капитального ремонта 1993 г. сопловой аппарат двух наиболее нагруженных сегментов заменялся в каждый предыдущий капитальный ремонт из-за повреждения выходных кромок под воздействием абразивного износа. Отремонтированный по указанной технологии сопловой аппарат отработал межремонтный период. При вскрытии турбины в очередной капитальный ремонт (2000 г.) выходные кромки не имели дефектов в местах приварки и сквозного абразивного износа.

Кроме указанных операций в процессе ремонта также необходимо выполнить следующие операции:

- восстановление колодцев в цилиндрах и обоймах под подвески обойм и диафрагм путем наварки металла на поврежденные места с последующей слесарной или механической обработкой. Слесарная обработка производится с помощью шлифовальных машинок с последующей шабровкой ремонтируемого участка. Механическая обработка производится с помощью переносных фрезерных приспособлений;

- восстановление мест заделки лопаток в тело сварных диафрагм производится с помощью электродуговой сварки по технологии завода или по другим технологиям, разработанным на основании [71].

Для восстановления мест заделки лопаток в тело чугунных диафрагм, наряду с традиционными методами электродуговой сварки, в настоящее время стали широко применяться различные композиционные материалы.

Для предотвращения повторного размыва тела чугунных диафрагм ТМЗ предлагает прорезать выходные кромки лопаток в месте размыва на длину до 50 мм (ширина прорези 6.. 7 мм) и выполнить сквозное сверление диаметром 10 мм в конце прорези.

При замене диафрагм, а также при восстановлении расточек под их установку возникает необходимость изменения (восстановления) осевого положения обойм и диафрагм для регулировки аксиальных зазоров в уплотнениях. Смещение диафрагм производится путем проточки зуба диафрагмы (обоймы), устанавливаемого в расточку цилиндра (обоймы) с той стороны, в которую необходимо ее сместить.

При этом

- если необходимо сместить диафрагму (обойму) в сторону большего давления, то есть против хода пара, то ответная поверхность зуба (стороны выхода пара) должна быть восстановлена полностью путем установки кольцевой "наделки" или наваркой сплошного уплотняющего пояса для исключения протечек пара по расточке;

- если необходимо сместить диафрагму (обоймы) в сторону меньшего давления, то есть по ходу пара, ответная поверхность зуба может не восстанавливаться; при этом достаточно установки дистанционных штифтов или наварки дистанционных пятак.

4.3.3. Сборка и центровка

Сборка диафрагм и обойм выполняется теми же приемами, которые применялись при их выемке. Правильная сборка и установка диафрагм заключается прежде всего в их центровке и фиксации аксиального и радиального положений в корпусе цилиндра или обойме. После укладки половин диафрагм в обоймы или непосредственно в корпус цилиндра необходимо выполнить проверку правильности центровки диафрагм в обоймах и обойм в цилиндре, а также проверить достаточность радиальных и осевых зазоров в посадочных местах между гребнями обойм, диафрагм и пазами цилиндра.

Радиальные зазоры между гребнями диафрагм (обойм) и пазами, в которые они вставляются, проверяются снятием свинцовых оттисков. Для замера этих зазоров в крышке цилиндра, сверху, на гребень диафрагмы (обоймы) и на плоскость разъема укладывается свинцовая проволока; зазор определяется по разности между толщиной оттиска сверху и полусуммой толщин оттисков на плоскости разъема. Для замера зазоров в нижней половине цилиндра свинец укладывается под лапки диафрагмы (обоймы) и под гребень продольной шпонки.

Проверка правильности центровки диафрагм должна показать такое их положение, при котором ось, проходящая через центры их расточек для уплотнений, совпадает с осью ротора турбины при ее нормальном тепловом состоянии во время работы. Это требует учета перемещения ротора при вращении на рабочей частоте путем смещения диафрагм и обойм уплотнений на 0,1 мм влево при правом вращении и вправо при левом вращении ротора. Кроме того, должны быть учтены поправки на изменения зазоров концевых и промежуточных уплотнений при тепловых расширениях турбины и поправки на коробление цилиндров (определение величины поправок на коробление цилиндра описано в разделе "Ремонт цилиндров").

После выполнения центровки валопровода и определения положения роторов относительно масляных расточек корпусов подшипников (в отличие от монтажа, где положение роторов определяется по паровым расточкам) роторы вынимаются, устанавливаются детали нижней половины проточной части статора: нижние половины обойм уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм. При определении пространственного положения роторов масляные расточки выбираются за базу, так как изменение их положения в процессе ремонта крайне затруднено (в отличие от паровых расточек литых цилиндров, положение которых может изменяться корректировкой толщины консольных шпонок для изменения их положения относительно роторов или исправления реакции опор цилиндров).

Для центровки деталей статора в замеры расточки под масляные уплотнения выставляется специальное приспособ-

ление — борштанга или настраивается оптическая труба (лазерное приспособление для центровки). Иногда при ремонте используется калибровый вал, который устанавливается в подшипники. Положение нижних половин обойм уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм определяется относительно приспособления для центровки, установленного в ось ротора (рис. 4.12).

Для центровки оптическими приборами (рис. 4.13) на разъеме корпуса турбины устанавливают кронштейн с рамкой для крепления зрительной трубы. В рамку заводят зрительную трубу, а в расточки под уплотнения корпуса турбины — центроискатели с марками, за которыми установлен освещенный экран. Зрительную трубу выверяют по двум центроискателям в горизонтальной и вертикальной плоскостях относительно центров контрольных расточек.

Перед проведением замеров положения деталей цилиндра все они должны быть отжаты влево. Перед проведением замеров необходимо также проверить зазоры в вертикальных шпонках, для чего каждую установленную деталь отжимают слесарной монтировкой влево до упора; на установленную деталь настраивается индикатор часового типа и деталь отжимается вправо; операция повторяется 2...3 раза для точного определения люфта детали в шпоночном соединении. Если величина перемещения детали относительно шпонки больше разрешенного формуляром зазора, то в процессе центровки необходимо восстановить шпоночный паз до требуемых размеров (наварить и припилить).

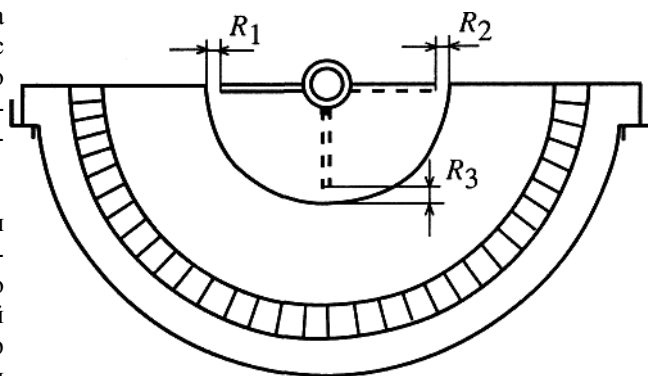


Рис. 4.12. Схема производства замеров положения деталей проточной части от борштанги или калибрового вала

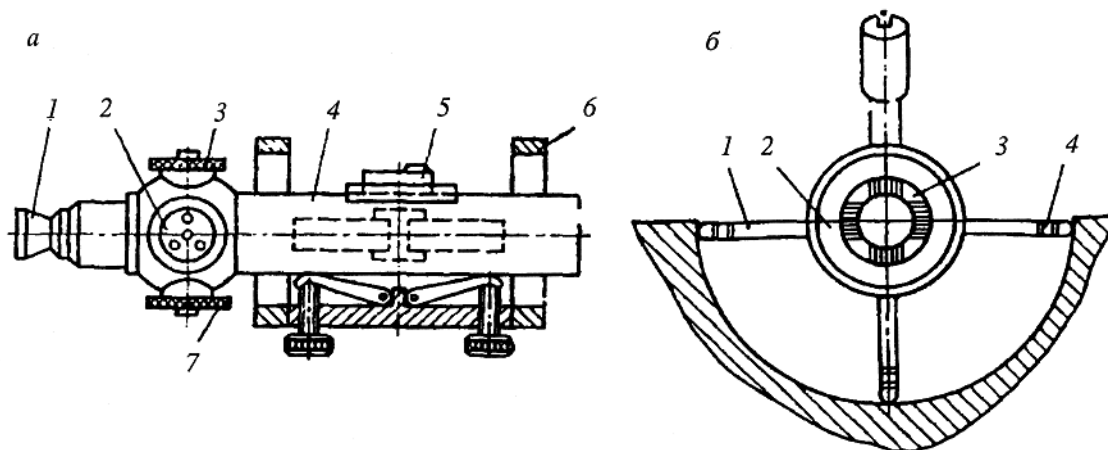


Рис. 4.13. Комплект приспособления для оптической центровки деталей проточной части:

а — оптическая труба: 1 — видоискатель; 2 — винт наведения на резкость; 3, 7 — микрометрические винты перемещения визира в вертикальной и горизонтальной плоскостях; 4 — оптическая труба; 5 — зеркальный уровень (с ценой деления 0,01 мм); 6 — кронштейн; б — центроискатель: 1 — мерные штанги; 2 — центроискатель; 3 — измерительная марка; 4 — мерные удлинители штанг

С помощью борштанги или оптической трубы проводится замер положения центруемых деталей относительно оси ротора. При измерении с помощью зрительной трубы в расточку устанавливают центроискатель с маркой и, визируя марку, определяют координату в вертикальной плоскости центра расточки. При центровке с помощью калибрового вала, уложенного на опорные вкладыши, положение обоймы (диафрагмы) определяется при измерении микрометрическим нутромером или мостиком со штихмасом расстояния от вала до расточек в трех направлениях.

Запись полученных замеров представляется в виде, показанном в качестве примера на рис 4.14.

Для определения по полученным данным положения детали относительно оси валопровода должно быть выполнено приведение замеров к нулю (то есть наименьший по величине замер вычитается из всех остальных).

При определении величины перемещения деталей проточной части диафрагм, обойм диафрагм, обойм уплотнений необходимо вводить поправки на центровку:

- на коробление цилиндра (определение величины поправки описано в разделе "Ремонт цилиндров");
- на коробление (эллипсность) внутренних расточек диафрагм, обойм диафрагм, обойм уплотнений;
- на величину статического прогиба ротора (рис. 4.15) (при центровке по оптической трубе) и разность величин статического прогиба ротора и приспособления, с помощью которого производятся замеры положения детали (в случае применения оптической трубы пользуются заводскими таблицами поправок на центровку).

Для определения статического прогиба борштанги (ротора) можно использовать следующую методику: борштанга берется стропом на "удавку" в центре

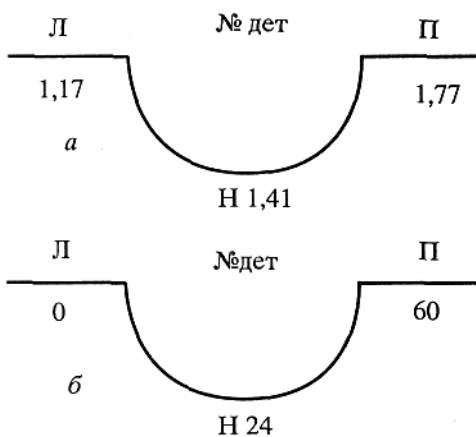


Рис. 4.14. Пример записи замеров положения детали:

а — замеренная величина зазоров по шупу; б — приведенная величина зазоров к 0

ее тяжести, рядом со стропом и в местах опор в вертикальной плоскости устанавливаются индикаторы часового типа, борштанга приподнимается краном до отрыва опор. Величина статического прогиба равна половине разности между показаниями индикатора в месте крепления стропы и полусуммой показаний индикаторов в местах установки опор борштанги.

Пример. В процессе замеров определено, что точки расточки детали удалены от приспособления на $L = 0,96$; $H = 1,20$; $\Pi = 1,56$. Замеры являются относительными замеренными по щупу (зазор между приспособлением, установленным на борштанге, и расточкой детали).

После приведения замеров к нулю получим $L = 0$; $H = 0,24$; $\Pi = 0,60$ (см. рис. 4.14,б)

Суммы зазоров в горизонтальной и вертикальной плоскостях равны (так как диаметр описываемой приспособлением окружности — величина постоянная) и, следовательно, верхний зазор равен $0,60 - 0,24 = 0,36$ мм, то есть смещение центра расточки в вертикальной плоскости составляет $(0,36 - 0,24)/2 = 0,06$ мм при условии отсутствия эллипса в расточке детали. Таким образом, центр расточки детали относительно оси ротора смещен вправо на **0,30 мм** и вверх на **0,06 мм**.

Перемещение диафрагмы по горизонтали и вертикали производится в зависимости от конструкции крепления диафрагмы и от положения диафрагмы по отношению к плоскости разреза.

При установке диафрагм на лапках и наличии вертикальной шпонки, перемещение по вертикали производится путем изменения толщины прокладок под лапками нижней половины диафрагмы или опиловкой этих лапок, а перемещение по горизонтали — поворотом диафрагмы вокруг продольной шпонки (рис. 4.16). При необходимости перемещения диафрагмы влево на величину b под правую лапку устанавливается прокладка толщиной b , а под левой лапкой вынимается прокладка толщиной b или производится опиловка на ту же величину; при необходимости перемещения диафрагмы вправо производится установка прокладки под левую лапку и выемка такой же прокладки под правой.

При установке диафрагм на штифтах перемещение диафрагмы по горизонтали и вертикали производится соответствующей опиловкой или заменой установочных штифтов.

Верхние половины диафрагм центруются по установленным нижним половинам с расчетом получения зазоров по лапкам диафрагм и обойм в пределах допусков; при этом должно быть обеспечено правильное прилегание плоскостей разреза обеих половин диафрагм и плотное прилегание по замковым шпонкам и центрирующим штифтам в разрезе нижней половины диафрагмы.

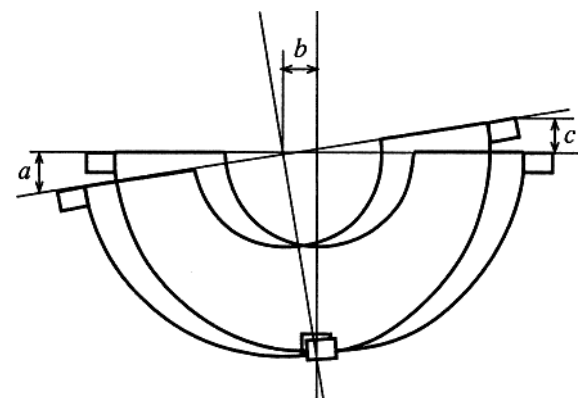


Рис. 4.16. Перемещение нижней половины диафрагмы в поперечном направлении вокруг вертикальной шпонки

В рассмотренном выше примере для исправления положения детали относительно оси валопровода по полученным замерам необходимо сместить деталь влево на 0,30 мм и опустить деталь на 0,06 мм.

Для перемещения детали в вертикальной плоскости достаточно изменить толщину регулируемых прокладок под лапками подвесок на одинаковую величину 0,06 мм.

Перемещение детали в поперечной плоскости можно выполнить убрав из под левой подвески 0,30 мм и добавив под правую 0,30 мм; при этом перемещение центра расточки детали влево составит 0,30 мм.

$$b = -a = c.$$

Перемещение центра расточки детали может быть выполнено также с помощью изменения толщины регулирующей прокладки только под одной из лапок подвески (рис. 4.15). В этом случае толщина прокладки должна быть увеличена (уменьшена) на двойную величину перемещения центра расточки.

$$b = 2 \cdot c; b = -2 \cdot a.$$

В рассматриваемом примере для исправления положения диафрагмы необходимо:

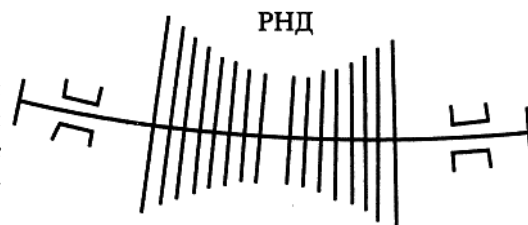
- убрать из под лапок регулирующие прокладки толщиной по 0,06 мм для перемещения диафрагмы в вертикальной плоскости;
- из под левой лапки подвески убрать прокладку 0,30 мм, а под правую лапку добавить прокладку 0,30 мм для перемещения центра расточки влево.

В результате проведенного расчета установлено, что для полного исправления положения диафрагмы необходимо под правую лапку добавить прокладку (или наварить) толщиной 0,24 мм, а из под левой лапки диафрагмы убрать прокладку 0,36 мм.

При исправлении положения обойм уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм в расточках цилиндра следует учитывать, что при этом изменяется и величина теплового зазора в расточке, поэтому после перемещения деталей необходимо проверить наличие теплового зазора в расточке между сопрягаемыми деталями.

После центровки нижних половин обойм уплотнений, обойм диафрагм и самих диафрагм, в соответствии с их новым положением, проводится изменение положения в расточке верхних половин диафрагм. Для определения необходимых изменений в положении верхних половин диафрагм проводится замер выступания (западания) горизонтального разреза нижних половин диафрагм относительно разреза цилиндра (обоймы). Положение верхних половин диафрагм относительно горизонтального разреза изменяется регулировочными прокладками под их подвесками до получения равной величины западания (выступания), противоположной по знаку замеренной в нижней половине и увеличенной на величину теплового зазора в горизонтальном разрезе (для большинства диафрагм величина теплового зазора составляет 0,2 мм).

При этой операции, кроме изменения положения верхней половины диафрагмы по высоте, необходимо обеспечить дос-



таточные по величине тепловые зазоры по стопорным планкам подвесок верхних половин диафрагм и для возможности теплового расширения самих подвесок в колодцах цилиндра (обоймы), а также обеспечить гарантированное западание стопорной планки относительно горизонтального разъема верхней половины для возможности закрытия разъема цилиндра или обоймы.

Для верхних половин диафрагм, поперечное положение которых фиксируется вертикальной шпонкой, расположенной в расточке верхней половины цилиндра, необходимо также выполнить смещение их в поперечной плоскости по замерам тепловых зазоров в расточке или по борштанге (смещением самой шпонки на необходимую величину с помощью наварки и последующей разделки шпоночного паза).

4.4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Из каких элементов состоит диафрагма?
2. Назовите основные конструктивные типы диафрагм. Как диафрагмы устанавливаются в цилиндр?
3. Какой формы может быть разъем диафрагмы?
4. Для чего и где применяются регулирующие диафрагмы?
5. Для чего предназначены обоймы диафрагм?
6. Как диафрагмы закрепляются в корпусе цилиндра?
7. Назовите характерные дефекты, наиболее часто встречающиеся при ревизии и ремонте диафрагм и обойм.
8. Каковы основные причины повреждений входных и выходных кромок лопаток диафрагм?
9. Какие контрольные замеры необходимо провести до выемки ротора турбины?
10. Какие основные операции производятся в процессе ревизии обойм и диафрагм?
11. Каким методом можно определить состояние заделки лопаток в тело диафрагм?
12. Какими методами восстанавливают промывы лопаток диафрагм?
13. Как определить величину тепловых зазоров между диафрагмами и пазами цилиндров, в который они устанавливаются?
14. Что необходимо учитывать (какие поправки) при проверке и исправлении центровки диафрагм?
15. Какие элементы и почему выбираются за базу при определении взаимного пространственного положения деталей статора и ротора?
16. Какие приспособления могут использоваться при центровке деталей статора турбины?
17. Какие поправки необходимо учитывать при определении величины перемещения деталей проточной части?
18. Как осуществляется перемещение диафрагмы для исправления ее положения относительно оси ротора?

5. РЕМОНТ УПЛОТНЕНИЙ

5.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

В паровых турбинах применяются несколько видов уплотнений: концевые, диафрагменные, уплотнения рабочей решетки, маслоотбойные уплотнения [7, 10, 11, 15, 55...61].

Концевые уплотнения устанавливаются в местах выхода концов ротора из корпуса цилиндра и служат для предотвращения протечек пара из цилиндров и для устранения подсоса воздуха во внутренние полости цилиндров (если давление в них меньше барометрического).

Диафрагменные уплотнения служат для уменьшения перетекания пара с одной стороны диафрагмы на другую в местах прохода вала.

Уплотнения рабочей решетки, включающие в себя надбандажные и осевые уплотнения, предназначены для уменьшения потерь от утечек пара в ступени.

Маслоотбойные уплотнения установлены в корпусах подшипников и служат для предотвращения протечек масла из подшипника вдоль вала.

В паровых турбинах исторически применялись концевые уплотнения трех типов: металлические, гидравлические и графитно-угольные. В современных турбинах большой единичной мощности применяются только металлические лабиринтовые уплотнения.

Гидравлическое уплотнение, показанное на рис. 5.1, представляет собой гидравлический затвор, препятствующий проникновению воздуха в цилиндр или протечкам пара из цилиндра. Уплотнение состоит из лопастного колеса, закрепленного на валу и вращающегося в кожухе. С каждой стороны кожуха расположено по несколько уплотнительных колец. При работе турбины в кожух подводится вода под давлением. Вращающееся лопастное колесо увлекает за собой воду, отбрасывает ее к периферии и образует водяное кольцо, которое предохраняет от попадания воздуха в турбину или от протечки пара из нее.

Водяное уплотнение начинает действовать только при частоте вращения ротора выше 1000 об/мин. При неподвижном роторе и во время прогрева турбины на малых частотах вращения к водяному уплотнению необходимо подводить пар. Недостатком гидравлических уплотнений являются также значительные потери мощности.

Угольные уплотнения применялись в турбинах при небольшой разнице давлений по обе стороны уплотнения (до 0,5 МПа) и при невысокой окружной скорости вала (до 30...50 м/сек).

Конструкция угольных уплотнений представлена на рис. 5.2. На вал насажена чугунная или стальная втулка, на которой

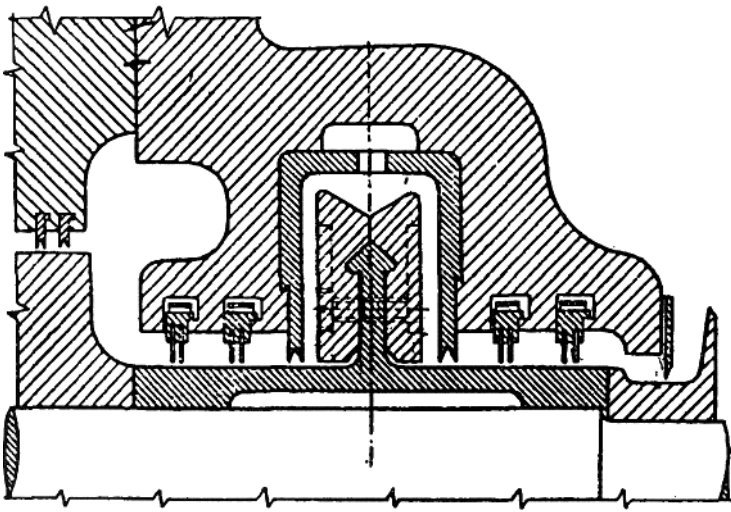


Рис. 5.1. Конструкция гидравлического уплотнения

расположены шесть угольных колец (в различных конструкциях число колец от 3 до 8), разрезанных каждое на три—четыре сегмента. Сегменты стянуты спиральной пружиной 2 и поддерживаются плоскими пружинками 6, предотвращающими передачу веса колец на вал. Угольные кольца вставлены в "г-образные" чугунные или стальные обоймы 3. Угольные кольца удерживаются от вращения стопорными пластинками 5, входящими в стык сегментов. Между валом и кольцами должен быть зазор, величина которого зависит от диаметра вала, температуры пара и места установки кольца. При температурах пара не выше 350 °С принято устанавливать величину зазора равную 0,02 мм на каждые 10 мм диаметра вала для первого снаружи кольца и 0,03 мм на каждые 10 мм диаметра вала для последнего кольца, работающего в самой горячей зоне; зазоры промежуточных колец возрастают в этих пределах.

В некоторых конструкциях зарубежных фирм применяются концевые уплотнения и уплотнения диафрагм (рис. 5.3), в которых лабиринтовые гребни (усики) втулок, насаженных на вал, работают против угольных вкладышей, ус-

тановленных в корпусе турбины. При сборке установка уплотнения производится без зазоров между гребнями и угольными вкладышами; в процессе работы гребни протачивают во вкладышах небольшие канавки, в которых и происходит дросселирование пара.

Лабиринтовые уплотнения являются наиболее распространенным типом уплотнений, в котором происходит многократное изменение направления потока пара и расширение в камерах уплотнения после прохода через узкие щели, что сопровождается потерей давления и уменьшением утечки. Конструктивно лабиринтовые уплотнения представляют собой (рис. 5.4,а) ряд сужений — зазоров между усиками и ротором, чередующихся с относительно широкими камерами между усиками, в которых энергия скорости, приобретенная в сужениях, переходит в тепловую энергию. Канавки на роторе (рис. 5.4,б), в которые входят чередующиеся с короткими длинными усиками, создают ломаную траекторию струи, поворот ее в каждой камере способствует гашению скорости и, следовательно, уменьшению расхода утечки вдоль уплотнения. Такая конструкция лабиринтового уплотнения требует более тщательного определения осевого положения колец уплотнений относительно ротора и приводит к увеличению его линейных размеров.

В турбинах применяются различные конструкции лабиринтов, имеющие целью сокращение длины уплотнения или размещение большого числа гребешков на данной длине. На рис. 5.5 в качестве примера представлены конструкции лабиринтов, применяемые различными заводами-изготовителями турбин.

Рис. 5.2. Угольное уплотнение:

1 — кольцо угольное; 2 — пружина; 3 — обойма; 4 — кольцо с отверстиями; 5 — стопорная пластинка; 6 — пружина для поддержки колец; 7 — втулка

Концевые уплотнения и уплотнения диафрагм у большинства турбин отечественного производства имеют уплотняющие гребни на неподвижной части уплотнений, а на соответствующих им местах вала ротора — канавки. Исключение составляют только ЦВД и ЦСД турбин К-300-240 ЛМЗ, К-800-240 ЛМЗ и турбины КТЗ, у которых гребни концевых уплотнений завальцованы на валу ротора, а на неподвижной части выполнены соответствующие им канавки.

Конструкцию концевых уплотнений рассмотрим на примере уплотнений турбин ТМЗ, показанных на рис. 5.6. Уплотнение образовано усиками, расположенными на статоре, а также выступами и впадинами прямоугольного сечения, выполненными на роторе. Усики на статоре располагают в уплотнительных кольцах, составленных из четырех или шести сегментов, заведенных в пазы обоймы 2. "т-образные" хвостовики сегментов прижимаются к опорной поверхности "т-образных" пазов расточки обоймы с помощью плоских пружин 6, а также под давлением пара, поступающим в полость расточки паза через специальные отверстия или фрезерованные канавки со стороны высокого давления уплотнительного кольца. В осевом направлении уплотнительное кольцо прижимается за счет перепада давления пара к торцевой поверхности паза, в результате этого перетечки пара через паз практически исключаются.

Несколько уплотнительных колец, установленных в обойме, образуют отсек уплотнения. Между отсеками располагаются камеры для отвода или подвода пара. В зависимости от давления перед концевым уплотнением число камер в них составляет от 2 до 5.

Для безопасной работы турбины толщина гребней уплотнений в зоне возможного контакта с ротором должна быть 0,2...0,3 мм. Уплотняющие гребни могут изготавливаться заодно с телом сегментов уплотнений или выполняться наборными и зачеканиваться в пазы сегментов (рис. 5.7). Ширина паза, в который устанавливается уплотняющий гребень, обычно составляет не менее 1 мм (технологически невозможно проточить паз в теле сегмента уплотнений меньшей ширины).

Обоймы концевых уплотнений предназначены для установки в них уплотнительных колец и образования кольцевых камер, из которых отводится прошедший у вала пар (или подводится). По своей конструкции, способу центровки в корпусах цилиндров и по характеру воспринимаемых нагрузок обоймы уплотнений аналогичны обоймам диафрагм, описанным в разделе 4.

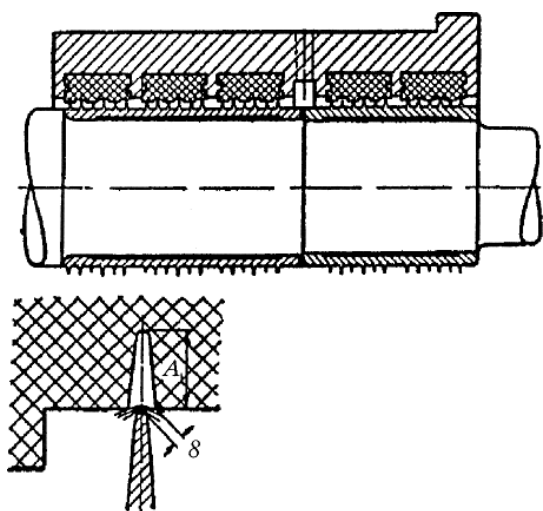
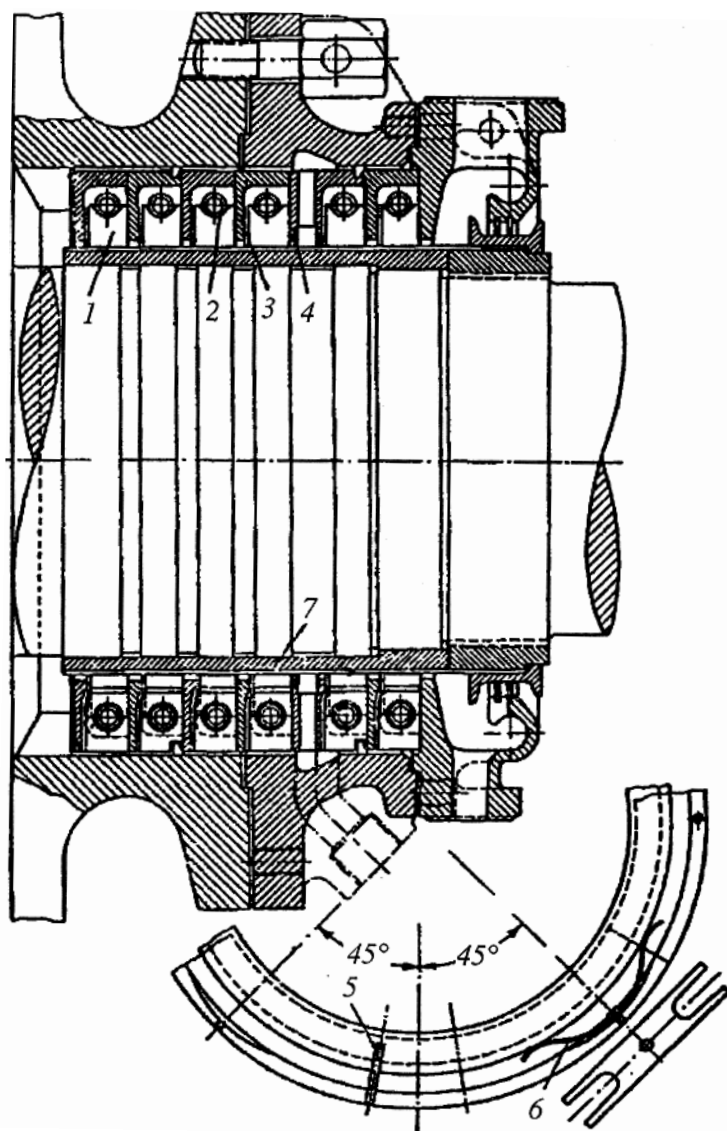


Рис. 5.3. Лабиринтовые уплотнения с угольными втулками

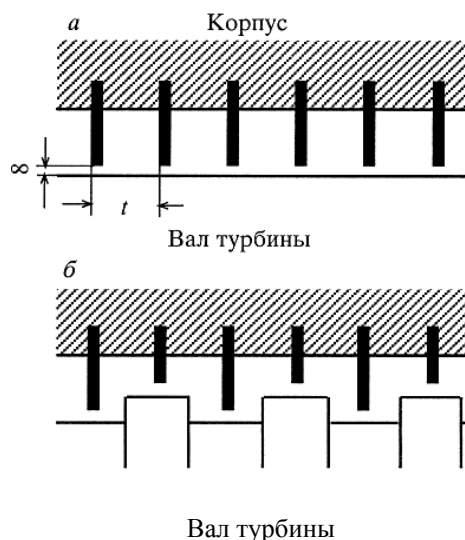
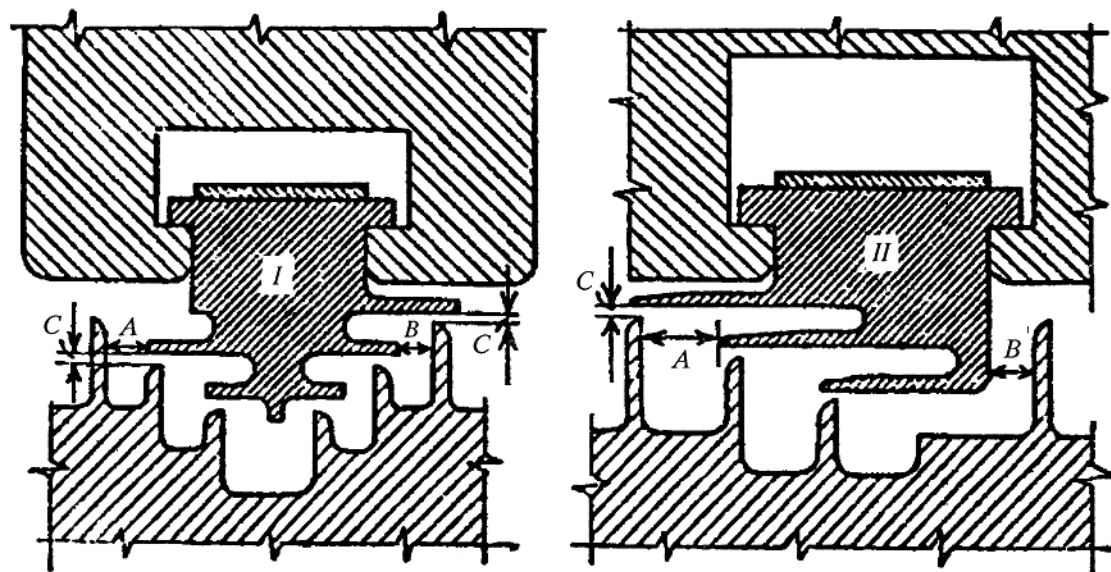
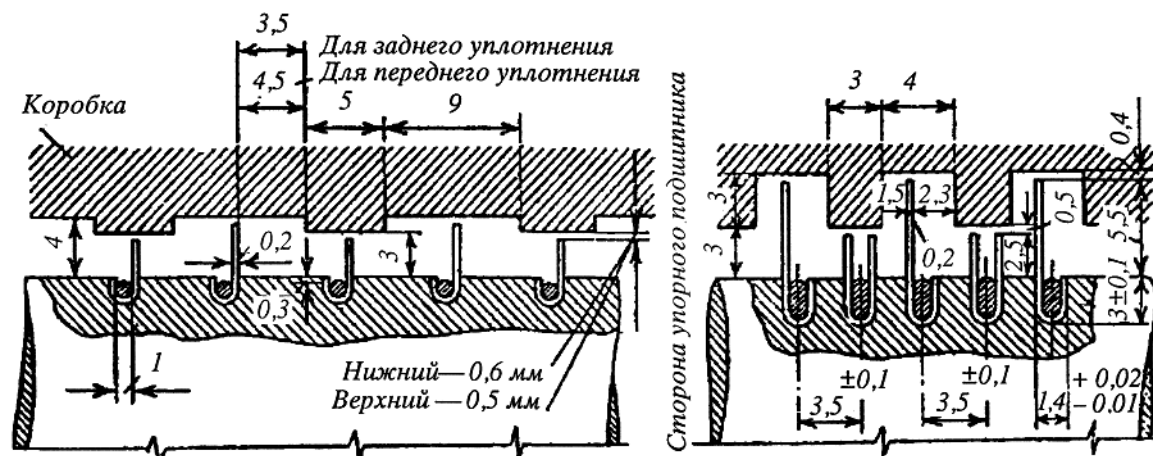


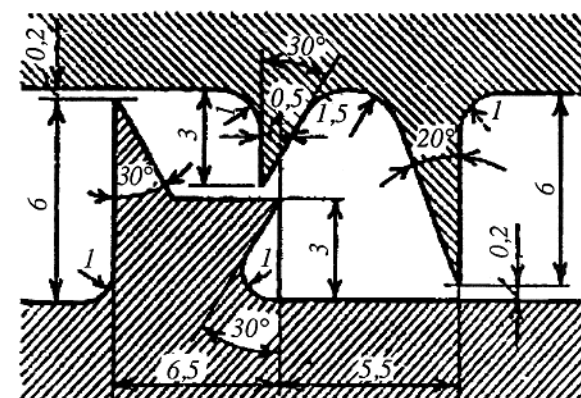
Рис. 5.4. Схема работы лабиринтового уплотнения



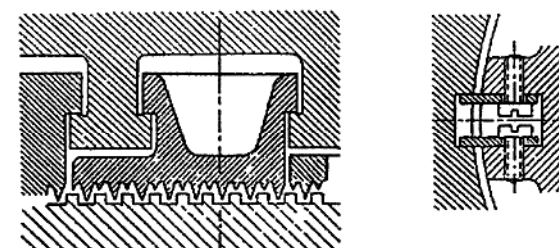
Профиль уплотнений елочного типа



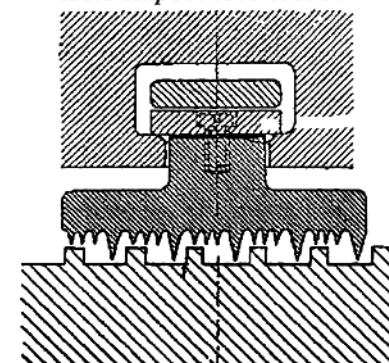
Уплотнения Броун-Бовери и АЕГ



Профиль уплотнений фирмы "Вумаг"



Лабиринтовые уплотнения
НЗЛ Кировского завода



Лабиринтовые уплотнения

Рис. 5.5. Конструкции лабиринтовых уплотнений

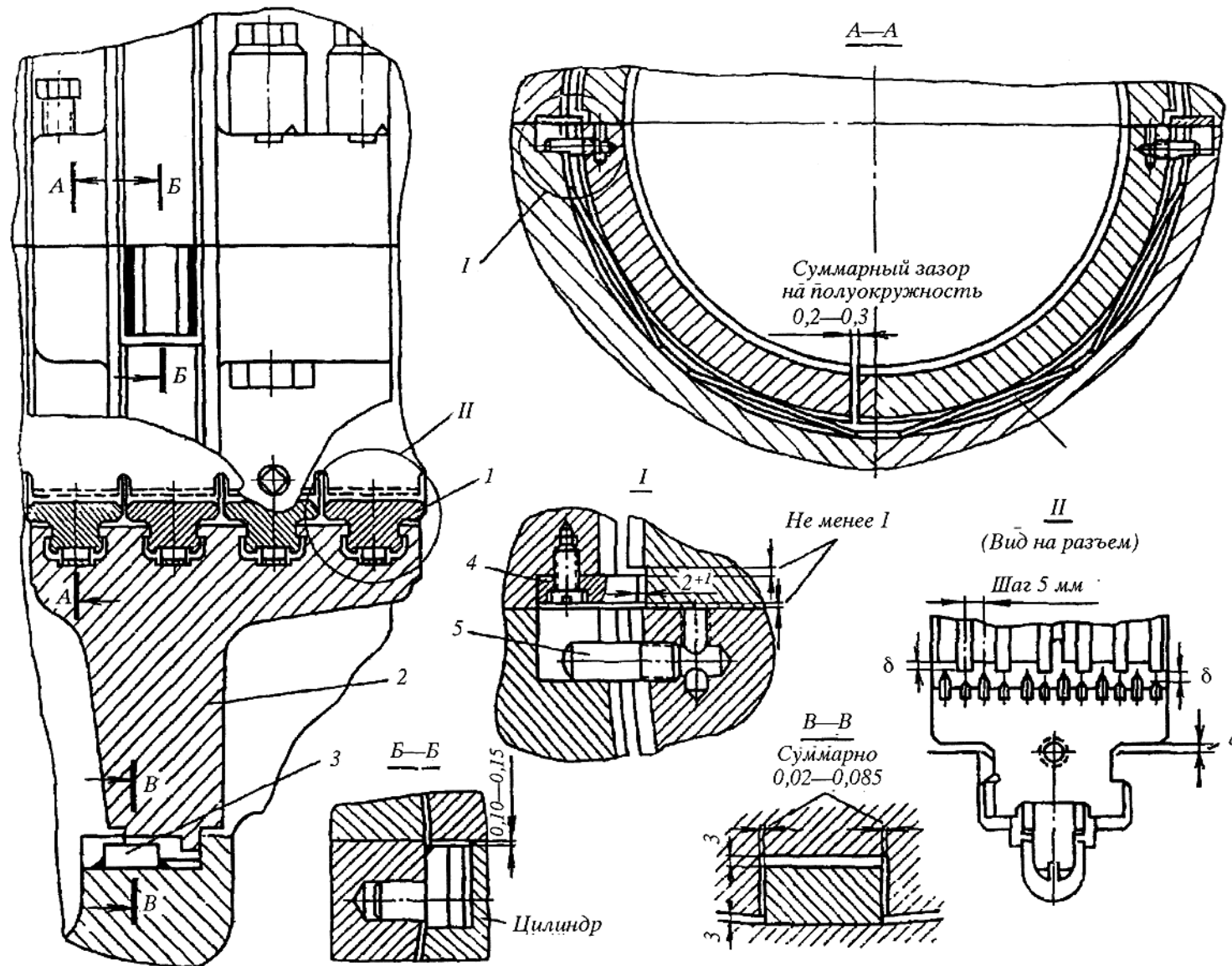


Рис. 5.6. Уплотнение конструкции ТМЗ:

1 — кольцо уплотнительное из четырех сегментов; 2 — обойма уплотнений из двух половин;
3 — шпонка радиальная; 4 — пластина стопорная; 5 — винт опорный; 6 — плоская пружина

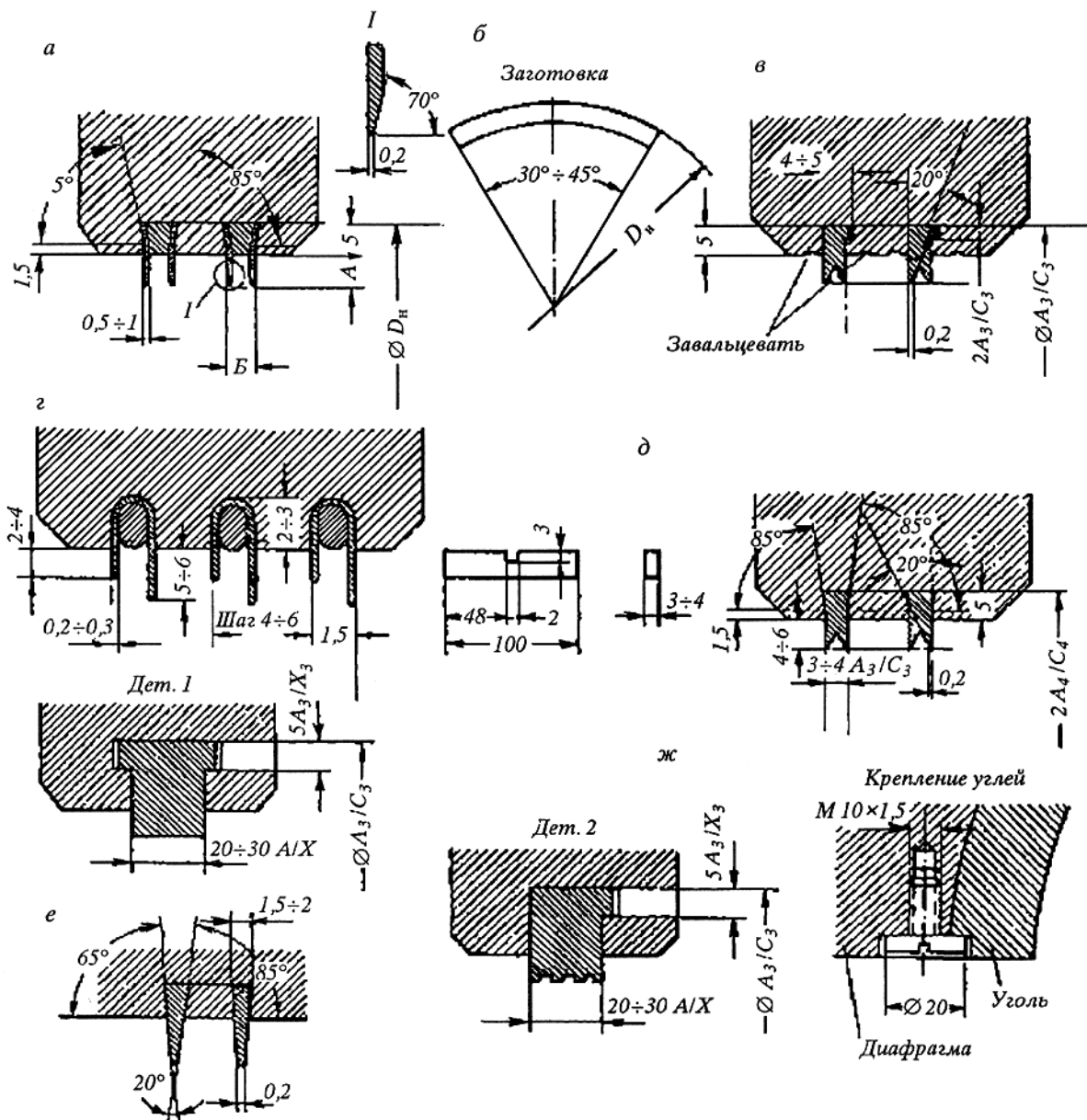


Рис. 5.7. Конструкции наборных гребней уплотнений:

а, г — установка тонких уплотняющих гребней с промежуточным телом; б — заготовка уплотняющего гребня; в, д, е — установка уплотняющего гребня, выполненного по ширине паза

У ряда турбин температура паровоздушной смеси в крайних камерах уплотнений значительно отличается от температуры в соседних камерах. Например, в турбине К-300-240 ХТЗ температура паровоздушной смеси в крайних камерах уплотнений (90 °С) и подводимого в предпоследнюю камеру "холодного" пара (160 °С) на номинальном режиме работы турбины намного ниже, чем в соседних камерах отбора ЦВД ($t = 245$ °С на стороне выхлопа и $t = 305$ °С на стороне паровпуска) и ЦСД ($t = 438$ °С). Выполнение этих камер в корпусах цилиндров привело бы к значительным термическим напряжениям в этих зонах и неизбежным деформациям корпусов с раскрытием разъема у роторов. В связи с этим последние (одна или несколько) камеры часто выделяют в отдельные корпуса уплотнений, присоединяемые к торцам корпусов цилиндров. Такие корпуса концевых уплотнений устанавливаются на вертикальные разъемы цилиндров с помощью фланцев и замыкают паровое пространство цилиндров. На рис. 5.8 представлен сварно-литой корпус концевой уплотнения ЦСД турбины К-500-240 ХТЗ, состоящий из двух частей — верхней и нижней, стягиваемых по горизонтальному разъему болтами. В каждой из частей имеются приливы двух симметрично расположенных патрубков, к которым привариваются трубы подвода уплотняющего пара и отсоса паровоздушной смеси.

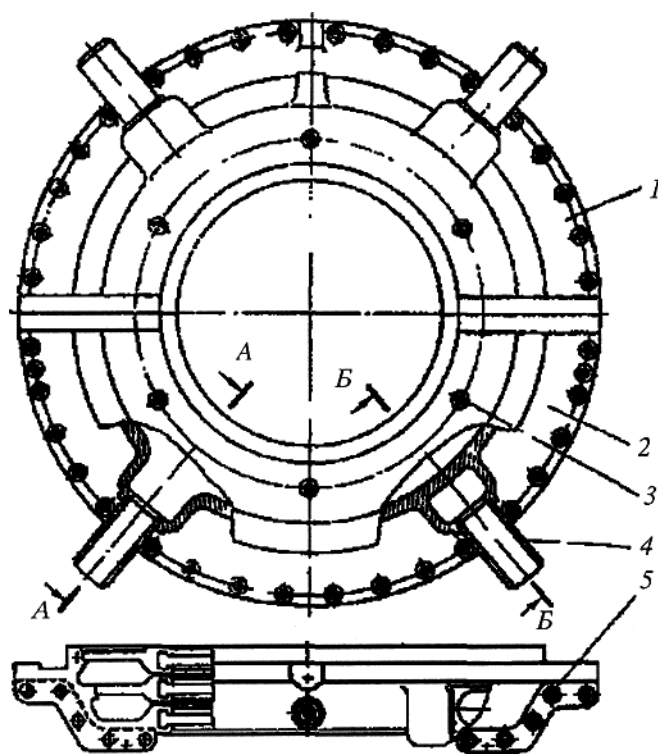
В большинстве турбин уплотнительная часть передних и задних лабиринтовых уплотнений отличается количеством и шагом уплотнительных усиков. На рис. 5.9 в качестве примера приведены конструкции концевых уплотнений ЦВД, ЦСД и ЦНД турбины К-500-240 ХТЗ.

Выбор марки материала, применяемого для изготовления элементов уплотнений, определяется температурой и давлением рабочей среды [7, 15, 55, 61].

Материалом для уплотнительных гребней лабиринтовых уплотнений, работающих при температуре до 250 °С, служит латунь марки Л68М; при температурах до 400 °С — нейзильбер марки МНЦ15-20; при температурах до 500 °С — монель-металл марки НМЖМц28-2,5-1,5; при температурах до 600 °С — сталь марок Х18Н9Т, 12Х18Н10Т. При выборе материалов необходимо обратить внимание на их твердость, поэтому целесообразно применять сталь марки 08Х18Н9Т — с твердостью не более 110 НВ и латунь марки Л68М — мягкую, а не Л68.

Рис. 5.8. Сварно-литой корпус концевого уплотнения турбины К-500-240 ХТЗ:

1,2 — верхняя и нижняя части корпуса; 3 — стержень-стяжка; 4 — труба; 5 — болт; 6,7 — профильные кольца; 8 — камера подвода уплотняющего пара; 9 — камера отсоса паровоздушной смеси; 10 — присоединительный плоский фланец; 11 — кольцевая щель



Плоские пружины уплотнений для температур до 400 °С изготавливаются из стали 40Х13, а для температур до 600 °С — из стали ЭИ-612 (Х15Н35Б3Т).

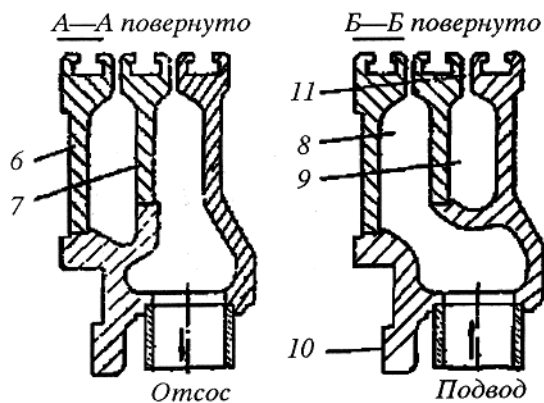
Обоймы уплотнений изготавливаются из стальных поковок или чугуна. Обоймы современных турбин, работающие в зоне высоких температур, обычно изготавливаются из стали марок 15Х1М1Ф-Л, 20ХМФ-Л, а обоймы, работающие в зоне средних температур, — из стали 25Л.

Корпуса концевых уплотнений выполняются литыми из стали марок 15Х1М1Ф-Л, 20ХМФ-Л, 20Л для цилиндров высокого и среднего давления и сварными из Ст. 20 для выхлопных частей ЦСД и ЦНД.

В качестве материала для шпилек и гаек обойм, работающих в зоне высоких температур, применяется сталь марки ЭП-182 (20Х1М1Ф1ТР), а работающих в условиях средних температур — сталь марки ЭИ-10 (25Х1МФА). Специальные установочные шпонки и мелкий крепеж изготавливаются из стали марки 1Х12ВНМФ.

Конструкция диафрагменных уплотнений аналогична конструкции концевых уплотнений. Уплотнение обычно состоит из одного или нескольких составных колец, которые вставлены в фасонные канавки, проточенные по внутреннему диаметру диафрагмы. Кольца снабжены уплотнительными гребешками различных типов. Кольца с гребешками составлены из нескольких сегментов и прижимаются к опорным выступам пазов расточки диафрагмы при помощи пружин, как показано на рис. 5.10. В плоскости разреза турбины кольца предохраняются от проворачивания стопорной пластиной.

На рис. 5.11 показаны примеры конструкций надбандажных уплотнений турбин ЛМЗ¹. Уплотнение, показанное на рис. 5.11,а, применяется для ЦВД и ЦСД. В обойме 1 выполнены кольцевые проточки типа "ласточкина хвост", в которые заведены вставки 2 из мягкого армкожелеза, а на бандажной ленте выточены гребешки



3. Для ступеней с длинными лопатками используют уплотнение (рис. 5.11,б) с уплотняющими гребешками, которые вставлены в кольцевые выточки на козырьке 4 диафрагмы. Виброустойчивое уплотнение, показанное на рис. 5.11,б, предназначено для исключения аэродинамических самовозбуждающихся сил, вызывающих низкочастотную вибрацию вала.

ТМЗ использует в ряде своих турбин осерациальные надбандажные уплотнения, также предназначенные для устранения аэродинамических сил, вызывающих низкочастотную вибрацию.

Применение этого типа уплотнений повышает экономичность проточной части из-за уменьшения их повреждаемости в процессе эксплуатации в результате увеличения зазоров. На рис. 5.12 в качестве примера показаны конструкция и основные размеры осерациальных уплотнений для части высокого давления турбины Т-250/300-240.

Аналогичные конструкции виброустойчивых (осерациальных) уплотнений применяет в своих новых серийных турбинах ХТЗ, а ЦКБ "Энергопрогресс" разработал проекты реконструкции турбин большой мощности с целью повышения устойчивости к низкочастотной вибрации роторов высокого и среднего давления путем применения осерациальных уплотнений.

¹ С момента создания турбины конструкция надбандажных уплотнений претерпела несколько реконструкций с целью повышения их надежности и экономичности: металлокерамические вставки были заменены на вставки из мягкого армкожелеза, трапециевидная их форма менялась на корытообразную, в трапециевидные вставки врезались дополнительные усы (модификация корытообразных вставок). Реконструкции подвергались также надбандажные уплотнения большинства типов турбин ЛМЗ, ХТЗ, ТМЗ. В настоящее время все заводы применяют в новых конструкциях своих турбин и предлагают для реконструкции турбин, находящихся в эксплуатации, примерно одинаковые по конструкции виброустойчивые надбандажные уплотнения.

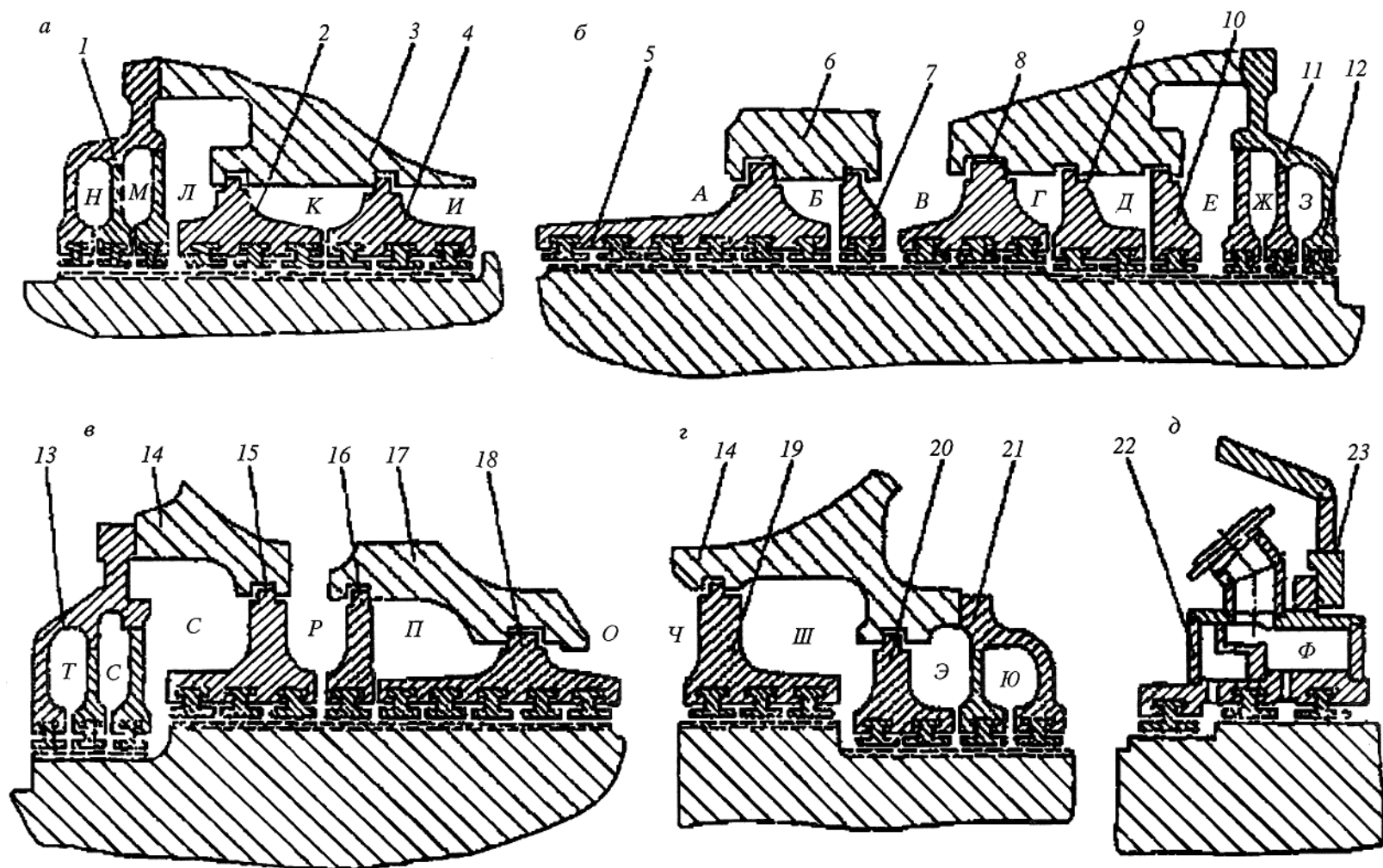


Рис. 5.9. Конструкции концевых уплотнений ЦВД, ЦСД и ЦНД турбины К-500-240 ХТЗ:

a — переднее концевое уплотнение ЦВД; *б* — заднее концевое уплотнение ЦВД (сторона паровпуска); *в* — переднее концевое уплотнение ЦСД; *г* — заднее концевое уплотнение ЦСД; *д* — концевое уплотнение ЦНД; 1 — корпус переднего концевго уплотнения ЦВД; 2 — обойма № 2 переднего концевго уплотнения ЦВД; 3 — внешний корпус ЦВД; 4 — обойма № 1 переднего концевго уплотнения ЦВД; 5 — обойма № 1 заднего концевго уплотнения ЦВД; 6 — внутренний корпус ЦВД; 7 — обойма № 2 заднего концевго уплотнения ЦВД; 8, 9, 10 — обоймы № 3, 4, 5 заднего концевго уплотнения ЦВД; 11 — корпус заднего концевго уплотнения ЦВД (сторона генератора); 12 — кольцо уплотнений из четырех сегментов; 13 — корпус переднего концевго уплотнения ЦСД; 14 — внешний корпус ЦСД; 15 — обойма № 3 переднего концевго уплотнения ЦСД; 16 — обойма № 2 переднего концевго уплотнения ЦСД; 17 — внутренний корпус ЦСД; 18 — обойма № 1 переднего концевго уплотнения ЦСД; 19, 20 — обоймы № 1, 2 заднего концевго уплотнения ЦСД; 21 — корпус заднего концевго уплотнения ЦСД; 22 — корпус концевго уплотнения ЦНД; 23 — корпус ЦНД

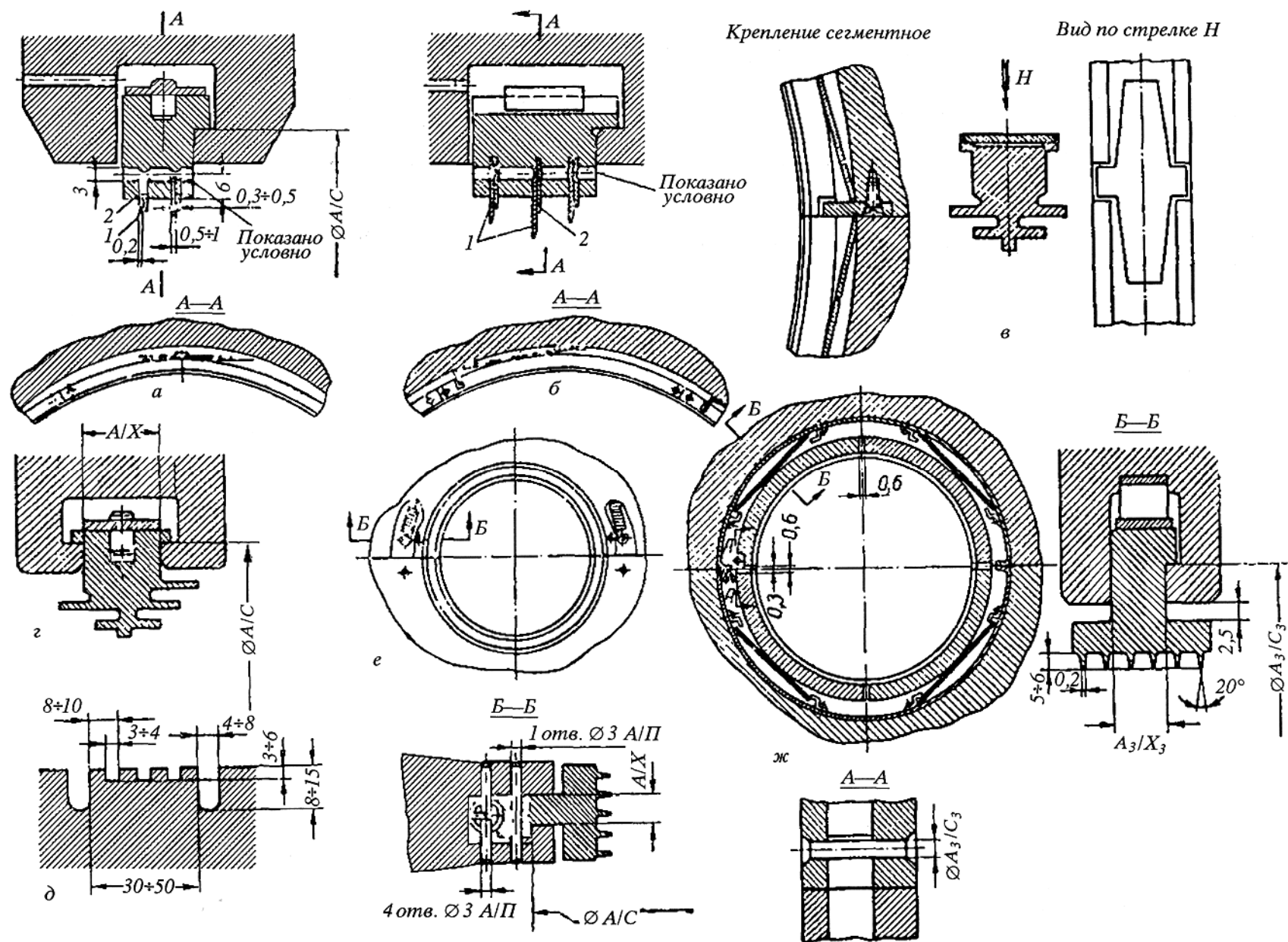


Рис. 5.10. Способы крепления колец уплотнений в расточке обоймы

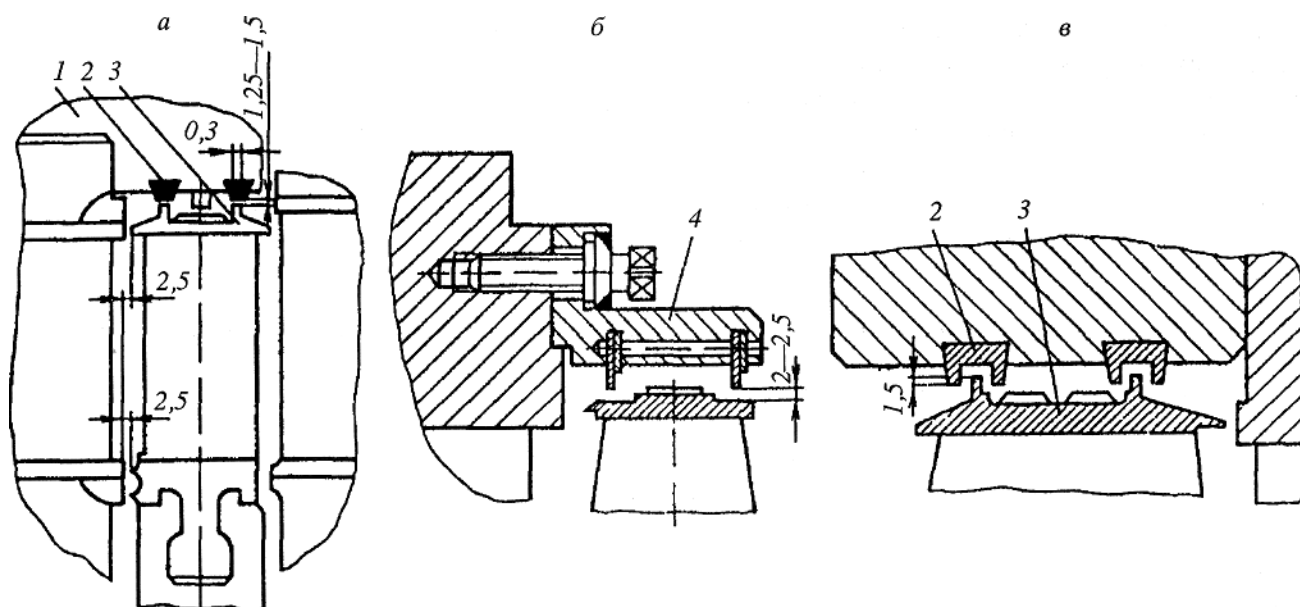
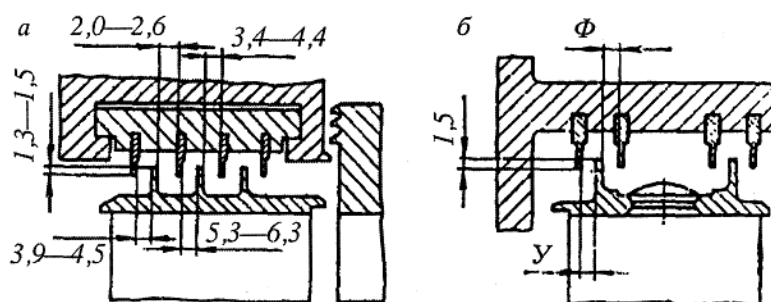


Рис. 5.11. Конструкции надбандажных уплотнений турбин ЛМЗ:

а — надбандажное уплотнение ЦВД и ЦСД с металлокерамическими вставками; *б* — надбандажное уплотнение с усиками уплотнений, зачеканенными в козырек диафрагмы; *в* — виброустойчивое надбандажное уплотнение ЦВД и ЦСД; 1 — обойма; 2 — вставка; 3 — бандаж; 4 — козырек диафрагмы

Рис. 5.12. Конструкция осерадиальных уплотнений для части высокого давления турбины Т-250/300-240 ЛМЗ:

а — установка усов уплотнения в сегменты вставки; *б* — установка усов уплотнения в козырек диафрагмы



5.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ДЕФЕКТЫ УПЛОТНЕНИЙ И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии и ремонта уплотнений обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 12, 13, 15, 62, 63]:

- *увеличенные радиальные зазоры в уплотнениях*, причиной которых могут быть:
 - а) некачественная пригонка зазоров во время монтажа или ремонта;
 - б) отсутствие теплового зазора между торцами сегментов в кольце уплотнения;
 - в) механические задевания во время пуска и эксплуатации (в результате изменения взаимного расположения деталей статора и ротора при тепловых расширениях турбины или прогиба ротора) — *наиболее часто встречающаяся причина*;
 - г) попадание постороннего металла в результате некачественной сборки или разрушения деталей во время эксплуатации;
 - д) коробление обойм уплотнений;
 - е) западание сегментов в результате потери упругости или поломки пружин;
- *неплотности сопрягаемых поверхностей уплотнений*, возникающие в результате:
 - а) неправильной установки сегментов в расточку обоймы или диафрагмы (разворот на 180°);
 - б) увеличенных тепловых зазоров по торцевым поверхностям сегментов уплотнений вследствие некачественной пригонки во время ремонта или западания сегментов в результате потери упругости или поломки пружин;
- *повреждение усов и гребней уплотнений* вследствие осевых задеваний;
- *потеря упругости и изменение формы плоских пружин диафрагменных уплотнений.*

5.3. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ УПЛОТНЕНИЙ

Качественный ремонт и регулировка зазоров в концевых и диафрагменных уплотнениях являются одним из наиболее эффективных мероприятий по повышению КПД проточной части турбины.

5.3.1. Ревизия

Визуальный контроль, отбраковка и ревизия уплотнений производятся одновременно с ревизией диафрагм и обойм (см. § 4.3.1), существенных отличий не имеют и поэтому отдельно описываться не будут.

5.3.2. Ремонт и сборка корпусов концевых уплотнений

После ревизии и осмотра проверяется плотность прилегания фланцев горизонтального разъема корпусов концевых уплотнений. Плотность горизонтального разъема в обязательном порядке проверяется по краске и слесарному щупу, при этом щуп 0,02 мм в горизонтальном разъеме перемещаться не должен. В случае неудовлетворительного состояния разъема его необходимо восстановить шабровкой.

При восстановлении горизонтального разъема нижняя половина корпуса уплотнения шабрится по контрольной плите, а верхняя половина шабрится по нижней половине. В процессе шабровки горизонтального разъема нижней половины корпуса уплотнения необходимо контролировать взаимную перпендикулярность плоскостей вертикального и горизонтального разъемов по слесарному угольнику, а при шабровке верхней половины по нижней отсутствие излома в вертикальном разъеме контролируется по контрольной линейке.

Проверку плоскости вертикального разъема можно производить как по контрольной плите по краске и щупу (щуп 0,03 мм не должен перемещаться), так и на токарном или карусельном станке по индикатору, в этом случае биение разъема не должно превышать 0,05 мм.

В случае возникновения излома по вертикальному разъему (фланцу) корпуса уплотнения восстановление плоскости фланца производится его проточкой на токарном или карусельном станке. Для проточки вертикального разъема корпус уплотнений собирается по фланцу горизонтального разъема с установкой контрольных штифтов, выставляется на станке по расточкам под установку колец уплотнений для исключения нарушения взаимной перпендикулярности плоскости разъема и оси расточек под установку колец уплотнений и протачивается по разъему "как чисто".

Сборку корпусов концевых уплотнений выполняют в следующем порядке

1. Устанавливают нижнюю половину корпуса на вертикальный фланец.
2. Корпус центруют (с необходимыми поправками на эллипсность расточек под уплотнения) по установленному ротору или борштанге (дополнительно с поправкой на статический прогиб борштанги) и обтягивают крепеж нижней половины корпуса уплотнения.
3. Разворачивают отверстия и устанавливают контрольные штифты нижней половины вертикального разъема.
4. Перед закрытием верхней половины цилиндра навешивают на вертикальный разъем крышку корпуса концевого уплотнения. После обтяжки "на горячо" верхней половины литых цилиндров и окончательной обтяжки сварных цилиндров с контролем отсутствия зазора в районе установки уплотнения (щуп 0,03 мм не должен перемещаться) производят обтяжку горизонтального и вертикального разъемов корпуса уплотнения (с аналогичным контролем отсутствия зазора в сопряжении вертикального и горизонтального разъемов). В случае установки корпуса концевого уплотнения на внутренний вертикальный разъем, например в ЦНД турбин ВК-100-90 и К-200-130 ЛМЗ, для сборки корпусов уплотнений специально производят сборку верхней половины цилиндра с вынутым ротором.
5. Разворачивают отверстия и устанавливают контрольные штифты горизонтального и верхней половины вертикального разъемов.

5.3.3. Проверка и регулировка радиальных зазоров

Правильная сборка лабиринтовых уплотнений, обеспечивающая предусмотренные чертежом аксиальные и радиальные зазоры между вращающимися и неподвижными частями уплотнений, является условием их эффективной работы.

Для предотвращения влияния уплотнений на вибрационную устойчивость ротора турбины и исключения в них аэродинамических сил, из-за неодинаковости радиальных зазоров по окружности, в большинстве турбин при пригонке уплотнений радиальные зазоры по кольцу выполняются не одинаковыми (право—лево; верх—низ). В результате во время работы турбины при разогреве зазоры в концевых и диафрагменных уплотнениях выравниваются. В табл. 5.1 и 5.2 приведены рекомендованные заводами для ряда турбин величины зазоров, измеряемых в концевых и диафрагменных уплотнениях [20]. Практика ремонта и наладки турбин заставляет в большинстве случаев назначать величину зазоров, соизмеримую с максимальным значением допуска.

Для проверки зазоров в обоймы концевых уплотнений и расточки диафрагм набираются уплотнительные сегменты. В пазах верхних половин диафрагм (обойм) сегменты закрепляются специальными стопорными планками.

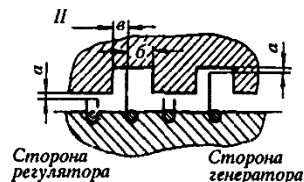
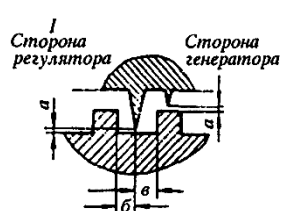
Набранные сегменты должны плотно прижиматься пружинами к заплечики паза, а при нажатии на них в радиальном направлении свободно отжиматься на величину не менее 2,5 мм, после чего без заеданий и перекосов возвращаться на место.

Проверка и регулировка величины радиальных зазоров в уплотнениях по ротору проводятся после центровки обойм уплотнений и диафрагм. Проверка зазоров выполняется с помощью щупа по каждому усу уплотнения с обеих сторон сегмента. При этом каждый боковой сегмент, имеющий симметричное расположение усов, совместно с пружинами **дважды устанавливается** в нижнюю половину обоймы или диафрагмы (с поворотом сегмента на 180° в районе разъема со стороны его установки), и щупом производится замер зазоров. По нижним и верхним сегментам уплотнений (в случае, если сегментов в кольце 6) замер зазоров проводится в районе горизонтального разъема справа и слева по ориентации сегмента. Также проводится проверка зазоров всех сегментов, имеющих несимметричное расположение усов. Этот способ дает достаточную точность замера зазоров в случае, если геометрия расточек обойм и диафрагм не имеет значительных отклонений (эллипсности).

При замерах следует прижать сегмент к заплечикам паза, чтобы исключить возможность ошибки из-за отжатия сегмента пластинкой щупа.

В процессе пригонки зазоров необходимо учесть, что величина зазоров слева должна быть несколько больше, чем справа, из-за смещения ротора по отношению к диафрагмам и обоймам концевых уплотнений во время работы турбины.

В случае необходимости *выполняется регулировка радиального зазора.*



Величина зазоров в концевых уплотнениях различных турбин, рекомендуемая заводами, мм

Таблица 5.1

Тип турбины	Измеряемый зазор	ЦВД		ЦСД		ЦНД	
		Сторона регулятора	Сторона генератора	Переднее	Заднее	Переднее	Заднее
К-300-240 ХТЗ	<i>a</i>	Кольца 1,2 0,35...0,45	Кольца 1...7 0,60...0,70	Кольца 1,2 0,35...0,45	0,50...0,60	0,50...0,60	0,50...0,60
		Кольца 3...8	Кольца 8...12 0,50...0,60	Кольца 3...8			
		0,50...0,60	Кольца 13...16 0,35...0,45	0,50...0,60			
	<i>б</i>	7,50...8,50	3,75...4,75				
	<i>в</i>			3,75...4,75			
К-160-130ХТЗ	<i>a</i>	0,35...0,55	0,50...0,60			0,50...0,60	0,50...0,60
	<i>в</i>	3,75...4,75	10,5...11,5				
Т-100-130ТМЗ	<i>a</i>	0,40...0,50	Обойма 1 0,50...0,60	0,40...0,50	0,30...0,40	0,30...0,40	0,30...0,40
	<i>б</i>	7,00	Обоймы 0,40...0,50			Кольца 1, 2 9,00	Кольца 2, 3 9,00
	<i>в</i>		Обойма 1 4,50	Обоймы 1, 2 3,50	7,00	Кольцо 3 9,00	Кольцо 1 9,00
			Остальные обоймы 3,50	Обойма 3 4,50			
К-300-240 ЛМЗ	<i>a</i>	0,50...0,70	0,50...0,70	0,50...0,70	0,40...0,70	0,46...0,70	0,46...0,70
	<i>б</i>	1,90...3,10	4,20...5,20	3,20...4,20	5,20...6,70	4,50...5,50	3,20...4,20
	<i>в</i>	3,10...4,30	6,50...7,50	2,00...3,00	5,00...6,50	6,20...7,20	7,50...8,50
К-200-130 ЛМЗ	<i>a</i>	0,50...0,60	0,40...0,70	0,40...0,70	0,40...0,70	0,40...0,70	0,40...0,70
	<i>б</i>	6,60...7,40	Каминная камера 3,10...4,90	Каминная камера 2,20...3,20	4,30...5,80	5,0...5,50	5,0...5,50
	<i>в</i>	3,50...4,50	Обоймы 4,20...4,80	Обоймы 1,70...2,30			
			Каминная камера 1,20...3,10	Каминная камера 3,10...4,10	5,30...6,80	5,50...6,0	5,50...6,0
			Обоймы 1,40...2,10	Обоймы 3,90...4,50			
ПТ-60-130ЛМЗ	<i>a</i>	0,50...0,70	0,50...0,70			0,50...0,70	
	<i>б</i>	Каминная камера 3,30...4,20	Обойма 12,40...3,10			Каминная камера 4,60...6,10	
		Остальные обоймы 3,90...5,0	Остальные обоймы 1,30...2,10			Остальные обоймы 2,40...3,10	
	<i>в</i>	Каминная камера 6,60...7,40	Обойма 1 3,70...4,30			Каминная камера 4,40...6,20	
		Обоймы 5,80...8,80	Остальные обоймы 3,20...3,90			Обоймы 3,70...4,30	

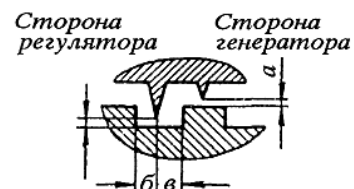


Таблица 5.2

Величина зазоров в уплотнениях диафрагм, рекомендуемая заводами, мм

Тип турбины	Наименование зазора	ЦВД	ЦСД	ЦНД
К300-240 ХТЗ	<i>a</i>	Ступень 2 0,60...0,70	0,50...0,60	0,70... 0,80
	<i>б</i>	Ступени 3...11 0,50...0,60		
	<i>в</i>	Ступени 2...5 3,45...4,45 Ступени 6...11 6,50...7,50		
К-160-130 ХТЗ	<i>a</i>	Ступени 2...7 5,50...6,50 Ступени 8...15 10,0...11,0		1,0...1,10
	<i>в</i>			
Т- 100- 130 ТМЗ	<i>a</i>	0,40...0,50	Ступени 11...17 0,40...0,50 Ступени 18...23 0,35...0,50 Ступени 11...17 5,5 Ступени 18...21 6,5 Ступени 22...23 7,0	0,35
	<i>б</i>	6,50		
	<i>в</i>			
К-200-130 ЛМЗ	<i>a</i>	0,40...0,60	0,40...0,65 3,10...4,0 4,20...5,40	0,40...0,70
	<i>б</i>	5,20...6,70		
	<i>в</i>	1,70...3,0		
ПТ-60-130 ЛМЗ	<i>a</i>	0,40...0,60		0,40...0,60 0,60...0,70 3,20...4,20 4,50...6,0
	<i>б</i>	2,70...3,40		
	<i>в</i>	4,90...6,10		
К-300-240 ЛМЗ	<i>a</i>	0,40...0,75	0,47...0,65 3,60...4,80 4,40...5,60	0,60...0,70
	<i>б</i>	Ступени 2...6 5,50...6,50		
		Ступени 7...12 5,10...6,30		
	<i>в</i>	Ступени 2...6 2,70...3,70 Ступени 7...12 2,90...4,10		

Если радиальный зазор мал, то его можно увеличить перечисленными ниже способами.

1. Проточить на карусельном или токарном станке все усы сегментов уплотнений на не обходимую величину; этот способ во время ремонта применяется редко из-за своей трудоемкости и уменьшения срока службы уплотнений в результате уменьшения высоты усов сегментов.

2. Сместить радиальное положение сегмента в расточке, увеличив высоту заплеика сегмента на необходимую величину путем его чеканки, в результате этого увеличивается радиус установки сегмента и, соответственно, зазор по усам уплотнения.

3. Собрать кольца уплотнений в расточках обойм и диафрагм, заклинить их от радиального смещения, установить борштангу со специальным приспособлением для проточки усов и произвести проточку каждого уса уплотнения в соответствии с выполненными предварительно замерами зазоров по ротору. Борштанга перед проточкой усов уплотнений выставляется в масляные расточки с поправкой на разность величины зазоров в кольце уплотнений.

Если радиальный зазор по усам уплотнения превышает регламентированные нормами величины, то его можно уменьшить перечисленными ниже способами.

1. Проточить заплеики "т-образного" хвостовика сегмента на токарном (карусельном) станке.

2. Проточить заплеики "т-образного" хвостовика сегмента на специальных приспособлениях: карусельном со специальной планшайбой, имеющей расточки под все диаметры уплотнений данного типа турбины, или фрезерном приспособлении маятникового типа.

3. В случае значительного износа усов по высоте необходимо выполнить замену дефектного сегмента.

В случае наличия эллипсности в расточках обойм уплотнений и диафрагм для проверки и дальнейшей пригонки зазоров необходимо применять борштангу или калибровый вал. Для этого производится набрка сегментов в нижнюю половину обоймы, замеряется и пригоняется зазор по ротору во всех кольцах уплотнений с одной или обеих сторон горизонтального разьема. После пригонки зазора по ротору, ротор вынимается, в масляные расточки ротора выставляется борштанга и от замеренных величин зазоров в разьеме, как от базы, проводится замер с последующей пригонкой зазоров в каждом сегменте кольца уплотнений.

5.3.4. Пригонка линейного размера кольца сегментов уплотнения

Сегменты каждого кольца уплотнений, набранные в расточку обоймы диафрагмы, не должны представлять собой точную длину окружности кольца; их длина всегда должна быть несколько меньше, так как между торцами соседних сегментов должен существовать некоторый зазор. Наличие зазора обеспечивает плотное прилегание сегментов к посадочному месту расточки и компенсацию тепловых расширений, возникающих в результате более быстрого прогрева кольца уплотнения по сравнению с обоймой или диафрагмой во время пусков и набора нагрузки турбиной.

При изменении радиуса установка сегментов (чеканкой или проточкой заплеиков сегментов), а также в случае замены одного или нескольких сегментов на новые (имеющие технологический припуск по линейному размеру) линейный размер кольца уплотнения не будет соответствовать размеру окружности его установки. В связи с этим после пригонки радиальных зазоров уплотнений необходимо произвести пригонку тепловых зазоров в каждом кольце уплотнения. Величины этих зазоров оцениваются по их сумме для каждой половины диафрагмы (обоймы).

Для этого все сегменты, устанавливаемые в данную половину обоймы или диафрагмы, вплотную сдвигаются в одну сторону так, чтобы торец крайнего сегмента находился в одной плоскости с разьемом диафрагмы или в верхней половине упирался в стопорную планку. С помощью слесарного щупа производится проверка отсутствия зазора между сегментами в полукольце (щуп 0,05 мм не должен перемещаться между ними). С помощью глубиномера замеряется положение торцов сегментов относительно разьема (выступания или западания) диафрагмы или обоймы слева и справа; в сумме эта величина должна быть отрицательной, т.е. западание должно быть больше выступания на величину зазора в полукольце.

В случае большого зазора по сегментам уплотнений в кольце для его устранения необходимо заменить один из сегментов на новый с технологическим припуском.

В случае большей длины окружности сегментов необходимо профрезеровать по торцу один или несколько сегментов для получения необходимой величины теплового зазора.

5.3.5. Замена усиков уплотнений, устанавливаемых в ротор

Как было показано ранее в некоторых конструкциях турбин ЛМЗКТЗ усики концевых уплотнений завальцовываются в пазы ротора. В случае повреждения или значительного износа усиков необходимо выполнить их замену.

Для этого ротор устанавливается на токарный станок и поврежденные ряды усиков уплотнений вырезаются резцом. После удаления усиков уплотнения каждая канавка зачищается, осматривается, забоины и заусеницы запиливаются, а величины

линейных размеров канавок под установку усиков уплотнений проверяются на соответствие чертежу.

Новые усики уплотнений из спиральной заготовки, имеющей в основании специальный профильный загиб (ее необходимо приобретать до начала ремонта турбины), пригоняются по длине окружности пазов вырезанных рядов усиков уплотнения и набираются в пазы ротора. Проволока протмела также пригоняется по длине окружности

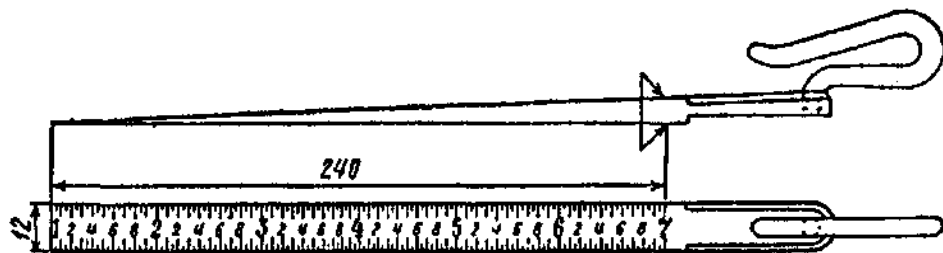


Рис. 5.14. Клиновой щуп

сти пазов и завальцовывается специальным роликом или зачеканивается. В случае чеканки протмела усиков уплотнения вручную, необходимо, чтобы эта операция проводилась одним квалифицированным человеком и с одинаковым усилием удара при чеканке каждого усика в паз ротора (во избежание появления прогиба ротора).

После установки и закрепления чеканкой замененные усики концевых уплотнений протачиваются в размер по чертежу.

5.3.6. Пригонка аксиальных зазоров

Осевые зазоры в уплотнениях обеспечиваются заводом-изготовителем турбины с учетом тепловых расширений цилиндров и роторов. Величины этих зазоров для ряда турбин приведены в табл. 5.1, 5.2.

Гребни концевых уплотнений на холодной турбине, как правило, располагаются не по середине соответствующих выточек на роторах турбины, установленных в рабочее положение, а несколько сдвинуты в сторону так, чтобы обеспечить свободное перемещение ротора при его относительном расширении.

Для выполнения замеров осевых зазоров в уплотнениях применяются специальные клиновые щупы (рис. 5.14). Замер зазоров проводится в плоскости горизонтального разреза нижних половин цилиндров с правой и левой сторон ротора. В каждом кольце замеряются максимальный и минимальный осевые зазоры по усикам, при этом разность замеров справа и слева не должна превышать 0,5 мм.

В случае значительных отклонений осевого расположения усиков уплотнений относительно ротора их смещение возможно выполнить только изменением осевого положения обоймы или диафрагмы; правила смещения диафрагмы или обоймы в расточке цилиндра изложены в главе 4.

5.3.7. Восстановление зазоров в надбандажных уплотнениях

В ряде конструкций турбин усики уплотнений по бандажам рабочих колес зачеканиваются в козырек диафрагмы, при этом величина радиальных зазоров составляет 1,0... 1,5 мм (турбины ВК-50-90; ВК-100-90 ЛМЗ; К-300-240; К-500-240 ХТЗ и ряд других турбин).

У турбин К-300-240 ЛМЗ гребни уплотнений расположены на ленточном бандаже рабочих лопаток, а против них в козырьках диафрагм ЦВД и ЦСД установлены сегменты из металлокерамики; в ЦНД применяется схема уплотнений с установкой усиков в детали статора.

Поскольку элементы надбандажных уплотнений (усики, металлокерамические вставки и другие аналогичные элементы) устанавливаются жестко в пазы козырька диафрагмы или внутренней расточки обоймы, то их полное восстановление возможно только вырезкой на карусельном станке поврежденных элементов, с последующей чеканкой новых элементов в очищенные под них пазы, и расточкой на величину, равную диаметру рабочих ступеней, плюс зазоры в уплотнении.

В случае повреждения усиков уплотнений, установленных с плотной посадкой в паз, возможна их замена в условиях станции.

Для этого поврежденные усики уплотнения выбиваются с помощью специальной оправки или вырезаются на карусельном станке. Из листа жаропрочной стали марки Х18Н9Т или латуни марки Л 61(68) соответствующей толщины (в зависимости от заводской конструкции и температуры, при которой работают уплотнения) вырубается на гильотине прямая полоса с необходимым технологическим припуском по ширине усика уплотнения (ширина усика плюс глубина паза плюс технологический припуск на механическую обработку). В случае установки усиков в паз с промтелом дополнительно вырубается полоса для изготовления промтела и с помощью приспособления (рис. 5.15) выполняется гибка усика по диаметру расточки паза под усы уплотнения.

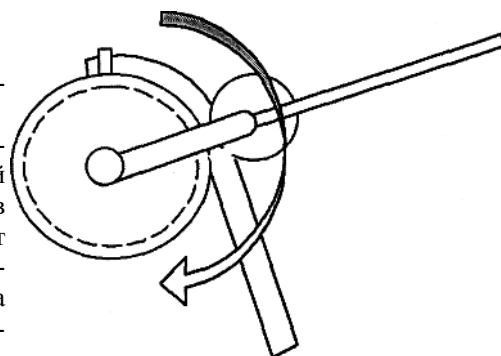


Рис. 5.15. Приспособление для гибки усиков уплотнений

Изготовленный таким образом сегмент усика уплотнения устанавливается в паз и зачеканивается. Если в соответствии с конструкцией в пазы диафрагм или обойм должны устанавливаться другие элементы, например металлокерамические вставки, то они должны быть заранее приготовлены в ремонтном комплекте.

После наборки и зачеканки усиков уплотнения, а также установки металлокерамических вставок выполняется их припиловка по поверхностям горизонтального разреза диафрагмы или обоймы.

При чеканке элементов, устанавливаемых в диафрагму или обойму, происходит деформация тела диафрагмы (обоймы) — появляется эллипсность цилиндрических расточек и возможно нарушение плоскостности диафрагм и обойм. В связи с этим после выполнения чеканки необходимо в обязательном порядке провести шабровку разреза диафрагмы или обоймы.

Шабровка собственно горизонтального разреза диафрагмы или обоймы должна проводиться с обязательным контролем плоскостности торцевой поверхности зуба, устанавливаемого в паз цилиндра. В противном случае при исправлении плоскостности горизонтального разреза диафрагмы можно его "завалить" в ту или иную сторону; при этом произойдет излом плоскости зуба. Значительное отклонение торцевой поверхности зуба от плоскости в свою очередь может привести к невозможности сборки обоймы и цилиндра или к разуплотнению расточки в месте установки диафрагмы (обоймы) и ее размыву во время эксплуатации.

Проточка усиков надбандажных уплотнений на карусельном станке выполняется по диаметру, соответствующему диаметру рабочей ступени ротора плюс двойной зазор в уплотнении.

При проточке усиков надбандажных уплотнений необходимо учитывать, что все расточки диафрагмы (обоймы) имеют, как правило, значительные отклонения от правильной геометрической формы.

Распределение зазора, образованного в результате проточки в надбандажном уплотнении, зависит от того, как выставлена диафрагма на станке и учитываются ли при ее центровке изменения геометрической формы расточки.

Пример. Внутренняя расточка диафрагмы имеет эллипсность: в горизонтальной плоскости диаметр расточки на 2,0 мм больше диаметра в вертикальной плоскости (в практике возможны и большие величины эллипсности деталей в обеих плоскостях). Возможными вариантами выверки диафрагмы на карусельном станке для проточки усиков надбандажных уплотнений могут быть:

- симметричная установка диафрагмы (обоймы), то есть все отклонения формы располовиниваются, при этом показания индикатора часового типа будут: верх, низ — 0,0 (-1,0); право, лево — +1,0 (0,0);
- диафрагма устанавливается по нижней половине расточки, при этом показания индикатора часового типа будут следующими: низ — 0,0; право, лево — 0,0; верх — 2,0.

Независимо от способа установки расточенные усики уплотнения будут иметь форму правильной окружности.

Рассмотрим последствия принятия этих решений.

1. Если при выверке диафрагмы на карусельном станке мы принимаем решение "располовинить" отклонения формы расточки, то

а) в случае центровки диафрагмы по нижней половине без поправки на эллипсность (во время ремонта чаще всего так и делается) зазоры в надбандажном уплотнении в плоскости разъема будут равны, в вертикальной плоскости зазор снизу будет больше на 1,0 мм, а зазор сверху — меньше на 1,0 мм необходимой величины; так же распределятся зазоры в диафрагменном уплотнении, если их пригонка будет производиться от ротора в плоскости разъема (без пригонки по борштанге);

б) в случае центровки диафрагмы по нижней половине с поправкой на эллипсность зазоры в надбандажном уплотнении будут распределены равномерно; зазоры в диафрагменном уплотнении в плоскости разъема будут равны, в вертикальной плоскости зазоры снизу и сверху будут больше на 0,50 мм необходимой величины, если их пригонка будет производиться от ротора в плоскости разъема (без пригонки по борштанге).

2. Если при выверке диафрагмы на карусельном станке мы принимаем решение установить диафрагму по нижней половине расточки, то при центровке диафрагмы по нижней половине без поправки на эллипсность зазоры в надбандажном уплотнении будут распределены равномерно. Зазоры в диафрагменном уплотнении в плоскости разъема будут равны, в вертикальной плоскости зазор снизу будет больше на 1,0 мм, а зазор сверху — меньше на 1,0 мм необходимой величины, если их пригонка будет производиться от ротора в плоскости разъема (без пригонки по борштанге).

Рассмотренный пример наглядно показывает влияние коробления обойм и диафрагм на зазоры в уплотнениях. Наиболее полно требованиям экономичной работы турбины соответствует вариант решения 1,б. В случае исправления положения диафрагм по этому варианту усилия парового потока будут распределены симметрично по отношению к рабочей ступени ротора, а зазоры в уплотнениях при любом варианте их пригонки будут распределяться равномерно.

5.4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Назовите основные типы конструкции уплотнений, применяемых в турбинах.
2. Поясните конструкцию и принцип действия лабиринтовых уплотнений.
3. Какова толщина гребней уплотнений в зоне их возможного контакта с ротором и чем она определяется?
4. Для чего предназначены обоймы концевых уплотнений?
5. Для чего предназначены осерадиальные надбандажные уплотнения?
6. Каковы основные причины появления увеличенных радиальных зазоров в уплотнениях?
7. Каким методом проверяется плотность разъема и как она восстанавливается?
8. Назовите порядок сборки корпусов концевых уплотнений.
9. Почему радиальные зазоры уплотнений ("верх—низ", "право—лево") выполняются не одинаковыми?
10. Как можно увеличить радиальный зазор при пригонке зазоров уплотнений? Как можно его уменьшить?
11. Как выполняется замена гребней (усиков), устанавливаемых в ротор?
12. Как выполняются замеры осевых зазоров в уплотнениях?

6. РЕМОНТ ПОДШИПНИКОВ

6.1. РЕМОНТ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

6.1.1. Типовые конструкции и основные материалы опорных подшипников

Вал ротора паровой турбины устанавливается в опорных подшипниках, которые воспринимают и передают на детали статора радиальные нагрузки от собственного веса валопровода; его неуравновешенных центробежных сил и расцентровок; аэродинамических сил, возникающих в проточной части и уплотнениях турбины [7, 10, 11, 55...61].

В паровых турбинах применяются только *подшипники скольжения с жидкостным трением*, в которых между вращающимися и неподвижными деталями при нормальной работе существует тонкий слой смазки.

На рис. 6.1 показана принципиальная конструкция опорного подшипника. В расточке вкладыша, состоящего из нижней (3) и верхней (6) половин вкладыша, вращается шейка ротора 11. Вкладыш устанавливается в корпусе 2. Подача масла в подшипник регулируется дроссельной ограничительной шайбой в регулируемой колодке 5. Отработавшее масло выдавливается через радиальный зазор и стекает в корпус подшипника, откуда по сливному маслопроводу сливается в масляный бак.

В различных конструкциях паровых турбин применяются либо *выносные корпуса подшипников* (стулья), которые устанавливаются отдельно от цилиндров на свои фундаментные рамы, либо *встроенные корпуса подшипников*, которые ввариваются непосредственно в конструкцию сварных цилиндров и составляют с ними одно целое.

Внутри корпусов подшипников размещаются:

- встроенная система маслоснабжения вкладышей и слива масла;
- масляные уплотнения (маслоотбойные кольца), расположенные в местах выхода роторов из корпусов подшипников и предназначенные для предотвращения протечек масла вдоль роторов;
- перегородки, разделяющие внутреннюю полость корпусов подшипников на отсеки в местах установки вкладышей и расположения муфты, которые препятствуют пенообразованию масла.

В нижней половине внутренней полости корпусов подшипников устанавливаются кронштейны, предназначенные для крепления датчиков системы контроля и защиты турбины.

Выносные корпуса подшипников (стулья) устанавливаются непосредственно на чугунные фундаментные рамы и, одновременно с функцией опоры роторов, выполняют функцию опоры цилиндров. Цилиндры опираются на стулья лапами и соединяются с ними системой консольных и вертикальных шпонок. Относительно фундаментной рамы корпус подшипника фиксируется с помощью продольной шпонки в поперечном направлении и имеет возможность скользить по фундаментной раме при возникновении тепловых расширений, не нарушая центровки ротора. На рис. 6.2 в качестве примера показана нижняя половина корпуса опорно-упорного подшипника турбины. В верхней части корпусов выносных подшипников современных турбин встроены аварийные маслобаки, обеспечивающие подачу масла на подшипники турбины во время ее останова при аварийных ситуациях.

Встроенные корпуса подшипников (картера подшипников) выполняются заодно со сварными цилиндрами низкого давления и имеют общую с цилиндрами систему опирания на фундаментные рамы. На рис. 6.3 показан встроенный корпус опорных подшипников в выхлопном патрубке ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ.

В крышку картера подшипников ЦНД обычно встраивается валоповоротное устройство турбины (ВПУ), предназначенное для проворота роторов при прогреве турбины в период пусков и при остывании после ее останова.

В настоящее время все корпуса подшипников турбин ХТЗ, ТМЗ и КТЗ выполняются сварными. В турбинах старых конструкций (производства до середины 70-х годов) и всех турбинах ЛМЗ выносные корпуса подшипников выполняются литыми из высококачественного чугуна марки СЧ-21-40.

В корпус подшипника устанавливается вкладыш. К вкладышам подшипников турбины предъявляются жесткие требования по долговечности, прочности в работе, величине потерь на трение и максимально возможной точности их установки. Любое отклонение от этих жестко регламентируемых показателей, как правило, вызывает повышенную вибрацию турбины.

Вкладыши опорных подшипников подразделяют на нерегулируемые и регулируемые.

Нерегулируемый вкладыш подшипника, показанный на рис. 6.4, плотно устанавливается в расточке корпуса подшипника, а смещение оси баббитовой расточки вкладыша при центровке роторов может быть достигнуто за счет эксцентричного растачивания рабочей поверхности вкладыша или перемещения всего корпуса подшипника. Вкладыши такого типа в турбинах современных конструкций применяются редко.

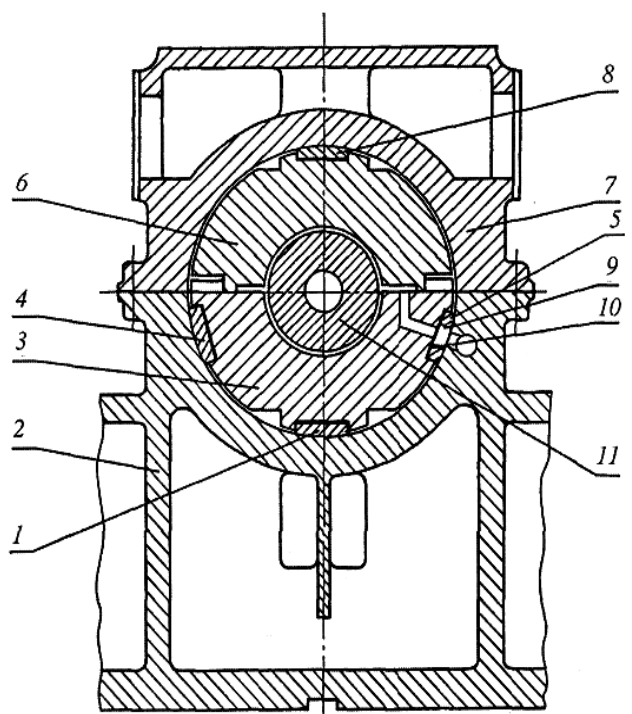


Рис. 6.1. Установка вкладыша опорного подшипника в корпусе:

1, 4, 8 — регулируемые опорные колодки; 2 — корпус подшипника; 3 — нижняя половина вкладыша; 5 — регулируемая опорная колодка с отверстием маслопровода и дроссельной шайбой; 6 — верхняя половина вкладыша; 7 — крышка корпуса подшипника; 9 — канал маслопровода; 10 — регулируемая прокладка; 11 — опорная шейка ротора

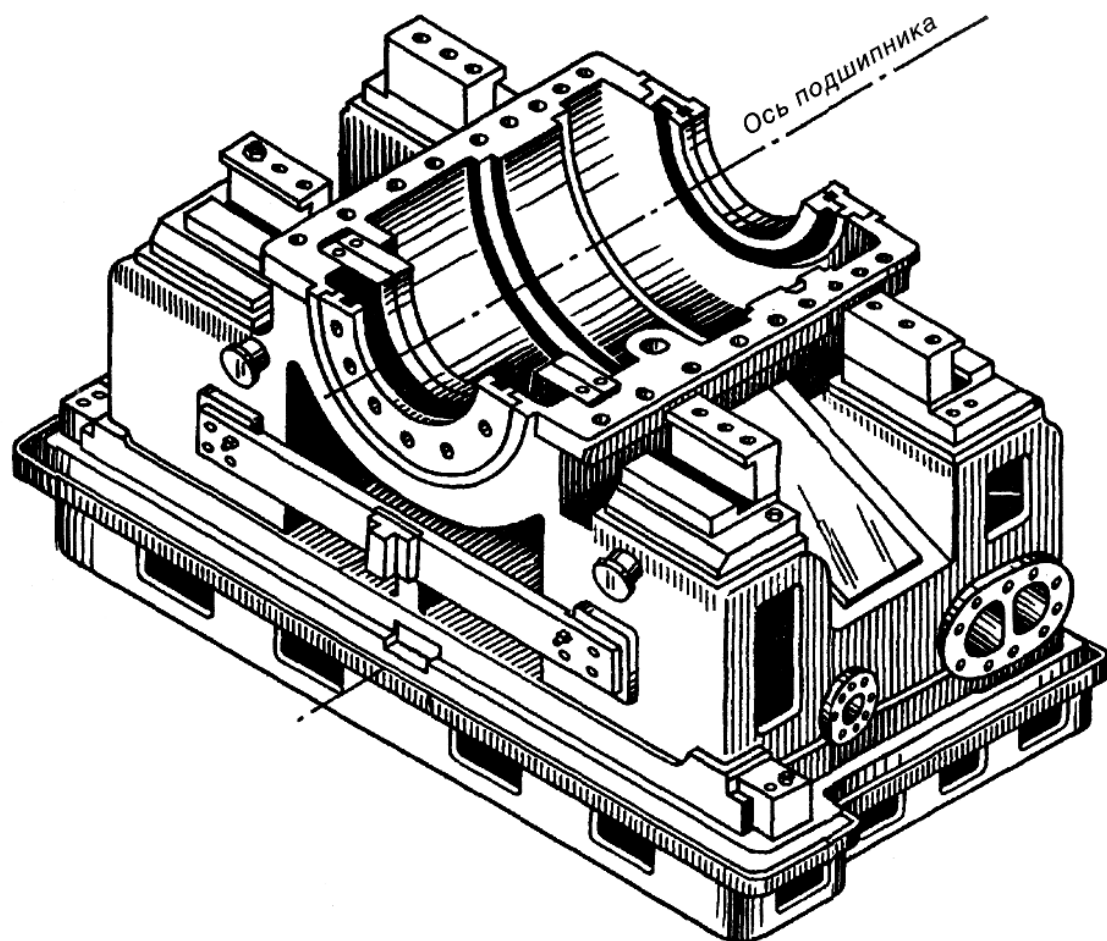


Рис. 6.2. Корпус выносного подшипника на фундаментной раме

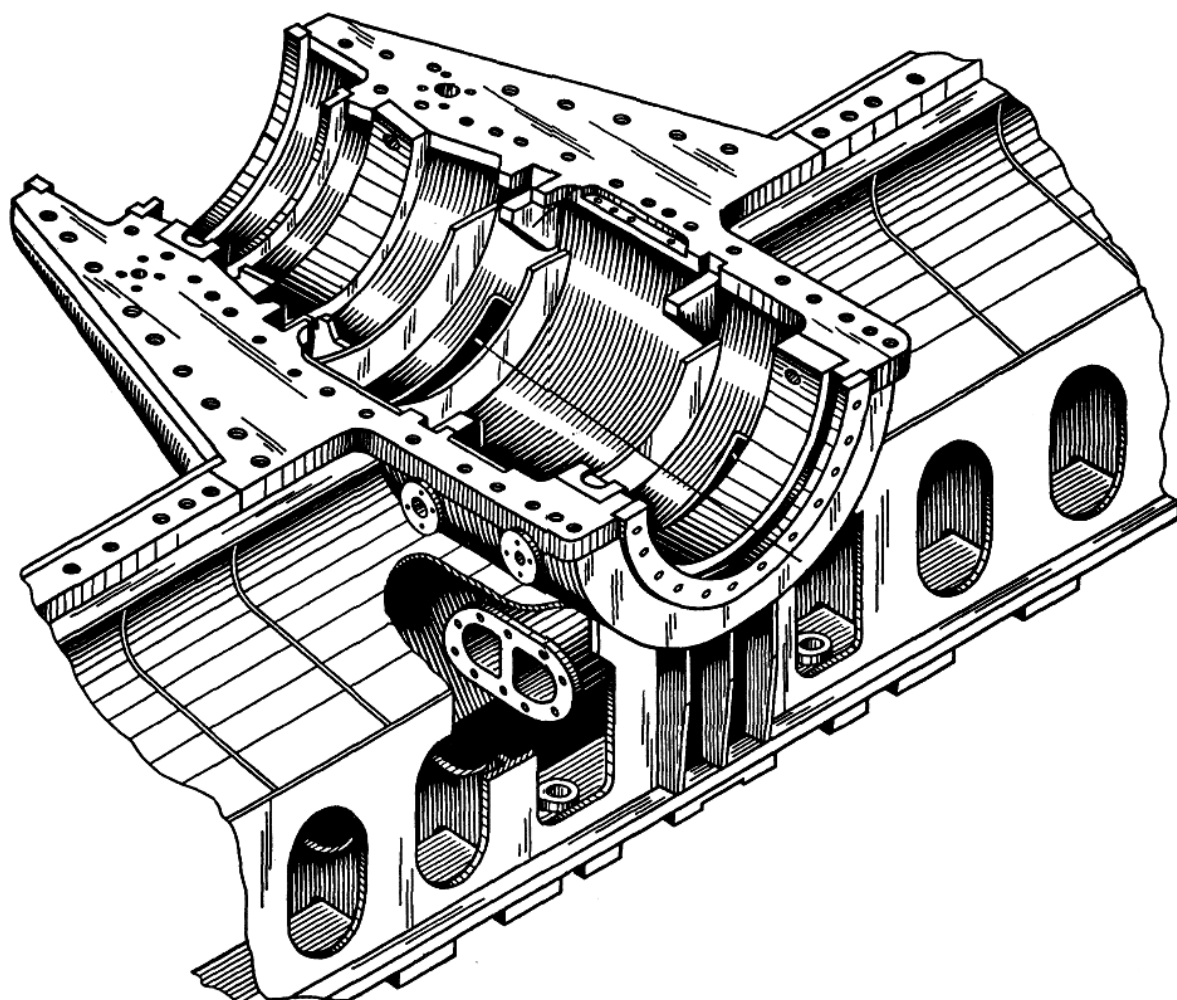


Рис. 6.3. Корпус встроенных подшипников (картер подшипников)

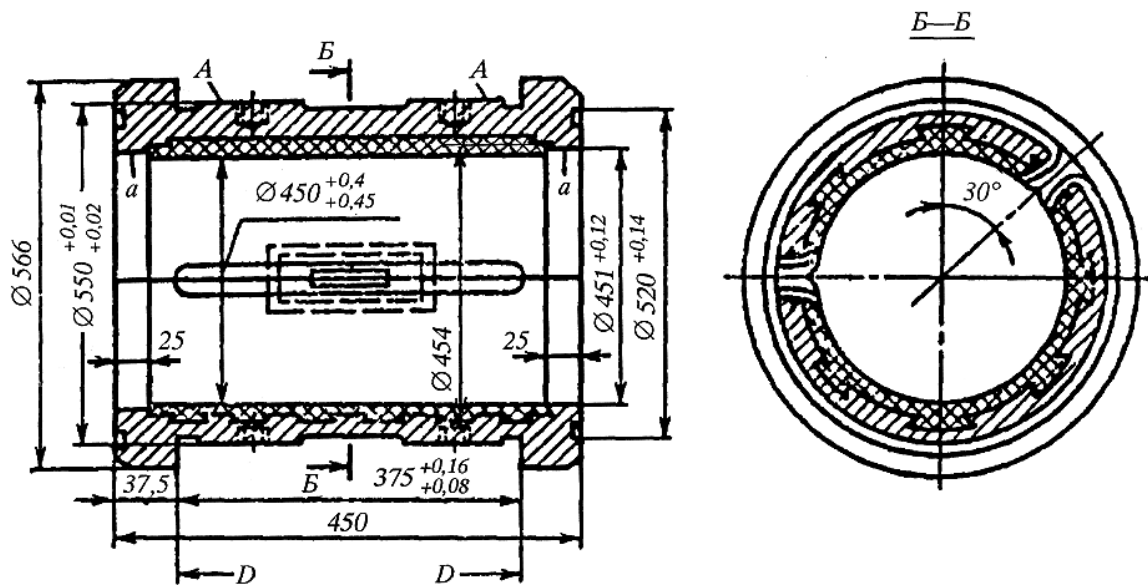


Рис. 6.4. Нерегулируемый вкладыш опорного подшипника

Регулируемый вкладыш подшипника имеет в цилиндрической наружной поверхности специальные гнезда, в которые на винтах устанавливаются регулирующие колодки, а сама наружная поверхность вкладыша выполнена со значительно меньшими линейными размерами, чем соответствующие размеры расточки в корпусе подшипника. Радиальное перемещение этих вкладышей подшипников, необходимое при центровке роторов, может быть осуществлено установкой стальных прокладок под регулирующие колодки.

На рис. 6.5 в качестве примера показан регулируемый опорный вкладыш турбины ЛМЗ. Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, скрепляемых после укладки валопровода четырьмя болтами 2. Вкладыш имеет баббитовую заливку (расточку) 7. В верхней половине вкладыша выполнена маслораздаточная канавка 9, а на уровне разъема, в месте подачи масла, — маслораздаточный карман 6. Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех регулирующих колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Между колодками и вкладышем устанавливают прокладки 5, при изменении толщины которых можно изменять положение вкладыша по отношению к корпусу подшипника при центровке. Верхняя колодка используется для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. На ряде турбин дроссельная шайба, регулирующая подачу масла в расточку, устанавливается в специальную выточку, выполненную в нижней половине вкладыша, или в нижнюю колодку (в этом случае прокладка под этой колодкой также должна иметь отверстие для подвода масла).

На рис. 6.6 показан опорный подшипник турбин ХТЗ. Вкладыш этого подшипника имеет сферическую наружную поверхность и устанавливается не в корпусе подшипника, а в обойме, которая закрепляется и центруется в корпусе подшипника с помощью колодок 3 и прокладок 2 под ними. Такие вкладыши называются *самоустанавливающимися*. Баббитовая расточка самоустанавливающегося вкладыша при укладке на нее ротора всегда занимает положение, соответствующее положению шейки ротора. Центровка самоустанавливающихся подшипников выполняется путем перемещения обоймы.

В паровых турбинах большой единичной мощности для предотвращения возникновения низкочастотной вибрации применяются *сегментные подшипники*, которые представляют собой регулируемую обойму с четырьмя и более самоустанавливающимися в ней опорными сегментами. На рис. 6.7, 6.7, а показаны сегментные подшипники конструкции ЛМЗ и ХТЗ.

Рабочая поверхность сегментного подшипника разделена на 4...6 подвижных вкладыша — сегменты, каждый из которых состоит из жесткой опоры и тонкой накладки, снабженной баббитовой наплавкой. Опора с тыльной стороны имеет сферическую поверхность для обеспечения близкого к точечному контакта с несущими элементами (установочным кольцом для нижних сегментов и крышкой подшипника для остальных). Наличие сферического сопряжения опоры сегмента и несущего элемента обеспечивает их самоцентрирование, свободу качаний сегмента в окружном направлении и некоторую компенсацию возможного эксплуатационного перекоса осей подшипника и шейки вала.

Сегментные подшипники конструкции ЛМЗ (рис. 6.7), работают в масляной ванне.

Сегментные подшипники конструкции ХТЗ, рис. 6.7, а работают с принудительной системой подвода масла к каждому сегменту с помощью сопел 3 к верхним сегментам и специального подвода масла через втулку 13, далее под накладками 17, между сегментами 11 и накладкой 12 к шейке вала. Для снижения потерь на трение при вращении ротора турбины на валоповороте нижние сегменты этих подшипников снабжены системой гидроподъема.

Элементы подшипников изготавливаются из следующих материалов [7, 15, 55, 61]. Вкладыши подшипников изготавливаются из чугуна марки СЧ-21-40. Вкладыши самоустанавливающихся, комбинированных и сегментных подшипников, а также обойм выполняются из поковок низкоуглеродистых сталей марок Ст. 10, Ст. 15.

В качестве антифрикционного материала для заливки подшипников применяется баббит марки Б-83, имеющий следующий состав, %: **олово — 83, сурьма — 11, медь — 6.**

Диаметр рабочей поверхности — баббитовой постели (в дальнейшем расточки) всех типов опорных подшипников, применяемых в паровых турбинах, — выполняется несколько большего диаметра, чем шейка ротора, что необходимо для образования масляного клина. По конструктивному оформлению, в зависимости от количества создаваемых масляных клиньев, расточки подразделяются на одноклиновые (цилиндрические), двухклиновые (эллиптические, часто называемые лимонными) и многоклиновые (сегментные).

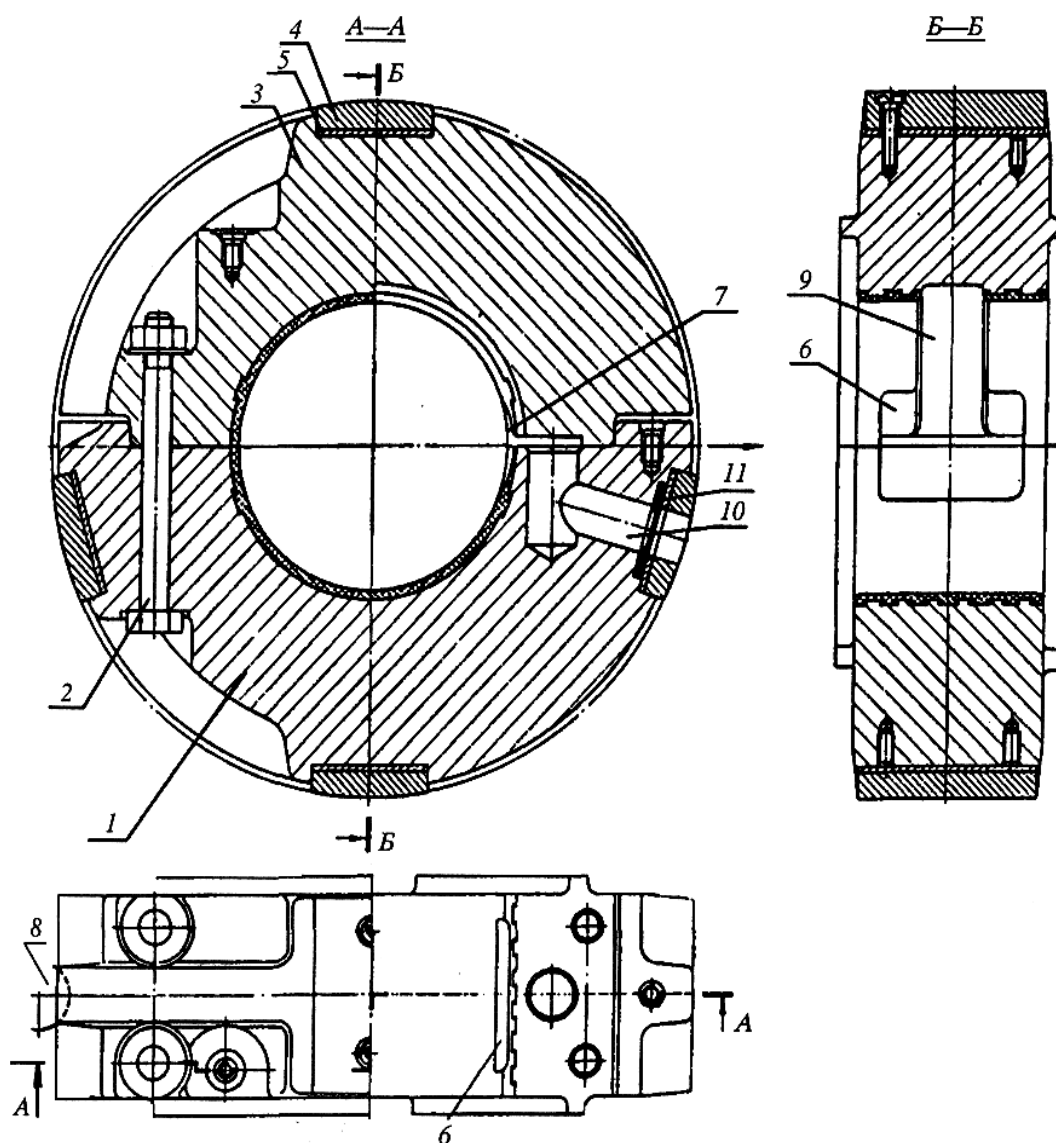


Рис. 6.5. Регулируемый вкладыш опорного подшипника:

1 — нижняя половина вкладыша; 2 — крепежные болты; 3 — верхняя половина вкладыша; 4 — регулируемая колодка; 5 — набор регулирующих прокладок; 6 — маслораздаточный карман; 7 — баббитовая расточка вкладыша; 8 — стопорная шайба; 9 — маслораздаточная канавка; 10 — канал маслоподвода; 11 — дроссельная шайба

Одноклиновые вкладыши с цилиндрической расточкой (рис. 6.8,а) применяются преимущественно для опорных подшипников турбин малой мощности. До последнего времени цилиндрические расточки применялись также на всех подшипниках генераторов и возбудителей генераторов независимо от диаметра шейки ротора. В последние годы электромашиностроительные заводы для роторов с большими диаметрами шеек роторов начали применять эллиптические расточки.

Почти на всех современных турбинах при диаметре шейки ротора более 300 мм для повышения вибрационной устойчивости роторов применяются опорные подшипники с двухклиновой — лимонной (эллиптической) расточкой вкладышей (рис. 6.8,б).

В сегментных подшипниках (рис. 6.8,в) создается несколько масляных клиньев (в соответствии с количеством сегментов). Для создания надежного масляного клина между верхними сегментами и ротором большое значение имеют величины зазоров, устанавливаемые между ротором и верхними колодками. Регулировку зазоров, по верхним сегментам необходимо осуществлять после всех остальных регулировок, в том числе и натяга по подшипнику, так как при выполнении этих работ возможна деформация деталей подшипника и, соответственно, изменение зазоров по верхним колодкам.

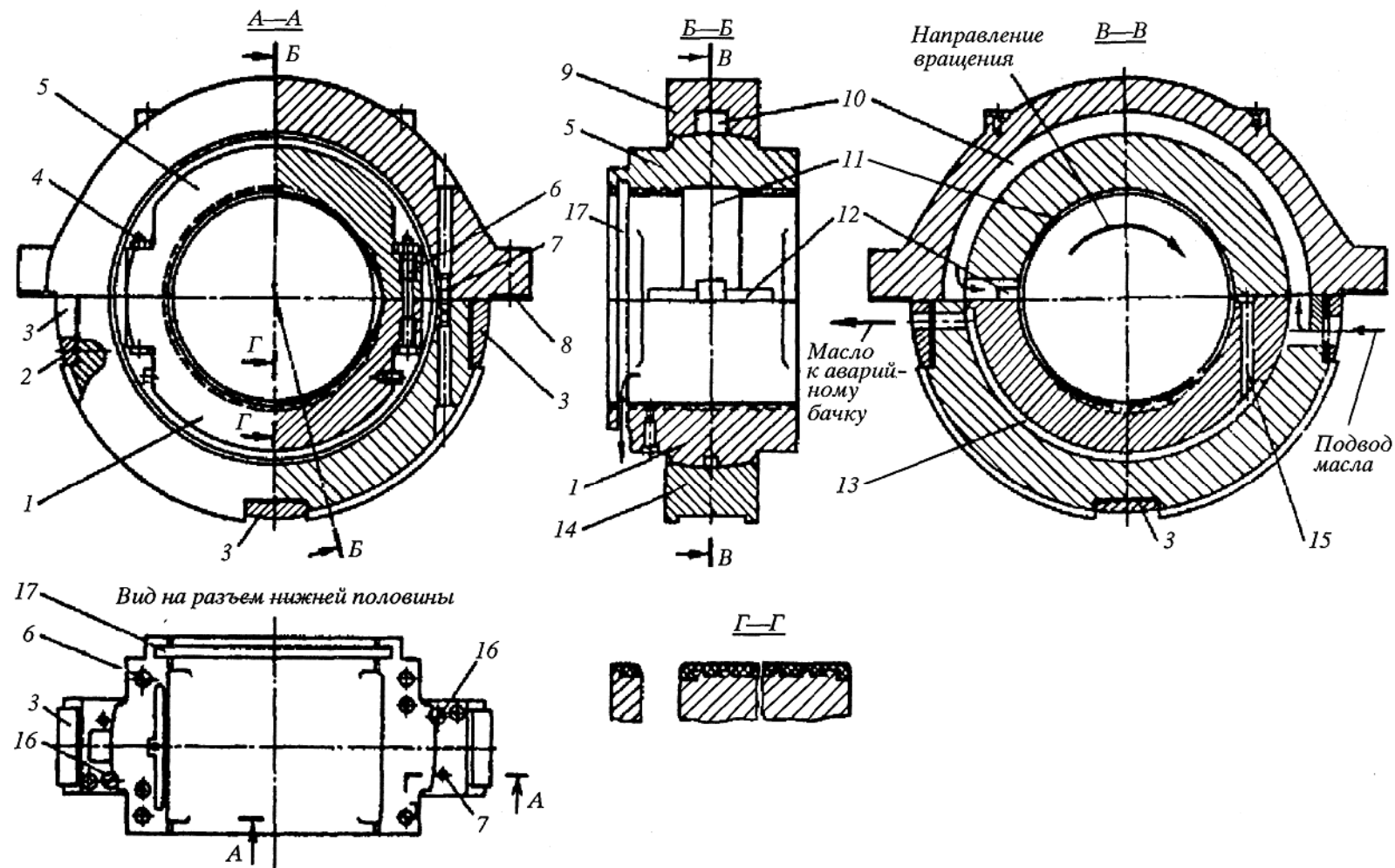


Рис. 6.6. Вкладыш опорного самоустанавливающего подшипника конструкции ХТЗ:
 1, 5 — нижняя и верхняя половины вкладыша; 2 — прокладки; 3 — опорные колодки; 4 — призонные скрепляющие болты вкладыша; 6 — скрепляющие болты вкладыша; 7 — установочные штифты обоймы; 8 — прокладка; 9, 14 — верхняя и нижняя половина обоймы; 10 — канал в сфере вкладыша для подачи масла; 11 — маслораздаточная канавка; 12 — маслораздаточный карман; 13, 15 — каналы подачи масла к аварийной емкости и аварийной подачи масла; 16 — стопорные винты; 17 — маслоулавливающая канавка

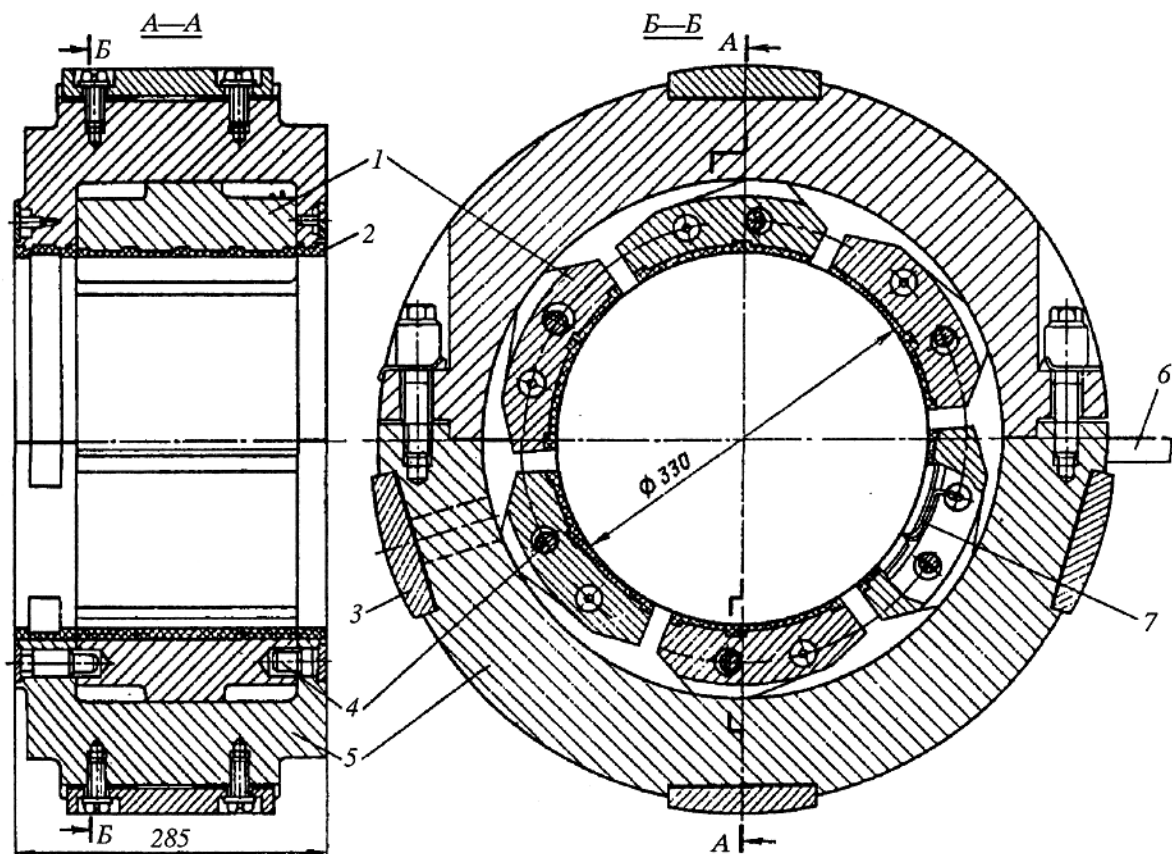


Рис. 6.7. Сегментный подшипник конструкции ЛМЗ:

1 — сегменты, 2 — уплотнение, 3 — установочные колодки, 4 — штифты; 5 — вкладыш; 6 — стопорная шайба; 7 — термопара

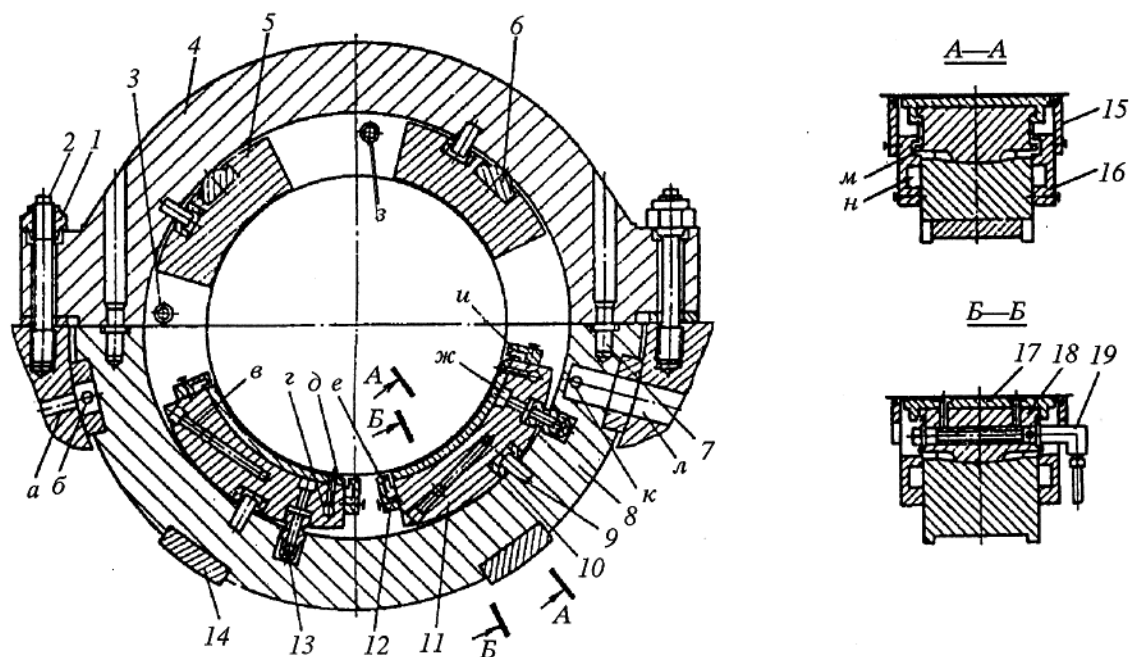
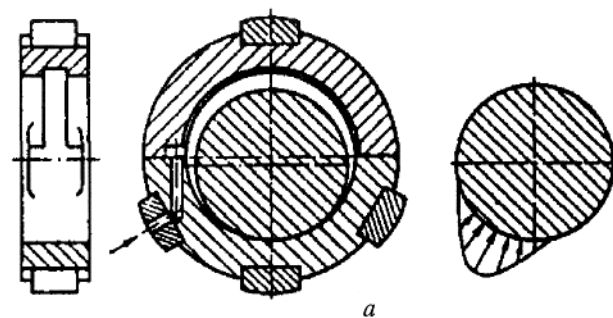


Рис. 6.7, а. Сегментный подшипник конструкции ХТЗ:

1 — гайка; 2 — шпилька; 3 — сопло; 4 — крышка (бугиль) подшипника; 5 — сегмент верхний; 6 — упор; 7 — штифт; 8 — установочное полукольцо; 9 — штифт; 10 — втулка; 11 — сегмент нижний; 12 — накладка; 13 — шарнирная втулка; 14 — регулировочная колодка; 15 — уплотнения; 16 — крышка торцевая; 17 — накладка; 18 — опора (тело) сегмента; 19 — обратный клапан гидроподъема; а, б — каналы аварийного маслоснабжения подшипника; в, г — маслоснабжение гидроподъема; д — опорная накладка сегмента; е, и — накладки, образующие камеру подвода масла на смазку; ж — канал маслоснабжения к нижним сегментам; з — коллектор маслоснабжения к верхним сегментам; к, л — каналы основного маслоснабжения подшипника; м — паз, удерживающий сегмент от выпадания; н — канал разводки масла смазки к сегментам



Для обеспечения вибрационной надежности турбины необходимо точное соответствие формы и размеров расточки вкладыша указанным в чертежах завода.

Геометрические размеры расточки определяются заводами-изготовителями, а усредненные их величины можно определить по нижеприведенным формулам.

1. Для цилиндрической расточки:

$$D_{\text{раст}} = 1,002 \times D_{\text{ш}},$$

где $D_{\text{раст}}$ — диаметр расточки вкладыша; $D_{\text{ш}}$ — диаметр шейки ротора.

При этом зазоры между шейкой и баббитом будут составлять:

$$\text{Верхний} \quad B = 0,002 \times D_{\text{ш}};$$

$$\text{боковые (левый, правый)} \quad L = P = 0,001 \times D_{\text{ш}}.$$

2. Для лимонной расточки:

$$\text{верхний} \quad B = (0,001-0,0015) \times D_{\text{ш}};$$

$$\text{боковые} \quad L = P = 0,002 \times D_{\text{ш}}.$$

Технологически лимонная расточка выполняется расточкой баббита вкладыша в диаметр

$$D_{\text{раст}} = D_{\text{ш}} + L + P = 1,004 \times D_{\text{ш}}.$$

Для соблюдения требуемого верхнего зазора в разъем вкладыша устанавливается прокладка толщиной t :

$$t = L + P - B = 0,004 \times D_{\text{ш}} - (0,001-0,0015) \times D_{\text{ш}}.$$

В табл. 6.1 приведены требования заводов-изготовителей к величине зазоров в подшипнике и рекомендуемые диаметры расточки вкладышей.

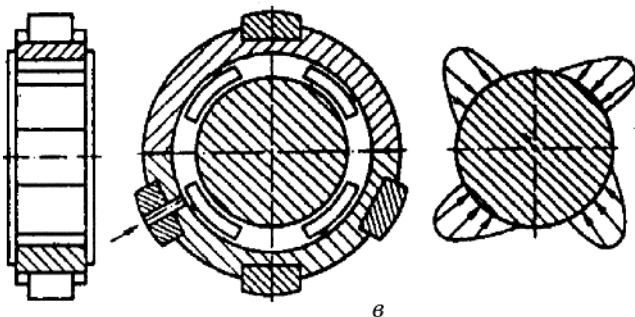
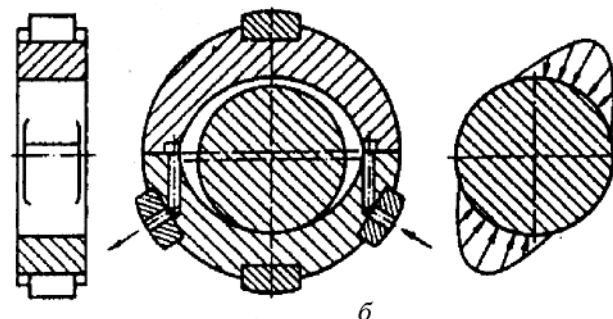


Таблица 6.1

Таблица 6.1 Зазоры в некоторых опорных подшипниках и диаметр расточки баббита при их изготовлении

Диаметр шейки ротора $D_{\text{ш}}$ мм	Величина зазоров		Диаметр расточки вкладыша $D_{\text{раст}}$, мм	Толщина прокладки для расточки t , мм	Завод-изготовитель
	Боковой зазор b , мм	Верхний зазор $в$, мм			
280	0,45...0,5	0,3...0,35	$281,1^{+0,05}$	0,80	ЛМЗ
300	0,5...0,6	0,35...0,4	$301,2^{+0,05}$	0,85	
325	0,65...0,7	0,4...0,45	$326,3^{+0,05}$	0,90	
350	0,7...0,75	0,4...0,45	$351,4^{+0,05}$	1,00	
360	0,7...0,75	0,4...0,45	$361,4^{+0,05}$	1,00	
240	0,5...0,55	0,25...0,35	$241,1^{+0,05}$	0,85	ТМЗ
280	0,55...0,6	0,30...0,40	$281,2^{+0,05}$	0,90	
300	0,57...0,62	0,30...0,40	$301,2^{+0,05}$	0,90	
325	0,60...0,67	0,30...0,45	$326,3^{+0,05}$	1,00	
360	0,67...0,72	0,35...0,45	$361,4^{+0,05}$	1,05	

6.1.2. Характерные дефекты опорных подшипников и причины их появления

В процессе ревизии, ремонта и контрольной сборки подшипников обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [13, 15, 62, 63, 76].

- *Выработка баббитовой расточки* происходит в процессе эксплуатации, как правило, при пусках и остановах турбоагрегата в условиях полусухого трения из-за отсутствия устойчивого масляного клина при малых частотах вращения ротора; величина выработки в значительной мере зависит от количества пусков и остановов, качества масла и распределения нагрузки от веса ротора на опорные подшипники.

- *Механический износ баббита* с возникновением на нем кольцевых рисок возникает обычно в результате эксплуатации турбины с применением обводненного масла или масла с повышенным содержанием механических примесей.

- *Отслоение баббитовой заливки вкладыша* происходит вследствие некачественной заливки баббита или высокого уровня динамических нагрузок при повышенной вибрации турбоагрегата.

- *Выкрашивание баббитовой заливки вкладыша* происходит вследствие:

- а) увеличенных зазоров в расточке вкладыша;

- б) перераспределения нагрузок на подшипник в результате тепловых расцентровок и возникающей вследствие этого вибрации ротора.
- *Электроэрозионный износ расточки баббита* возникает в результате появления токов между роторами и опорами из-за остаточной намагниченности деталей турбины или отсутствия изоляции в районе заднего подшипника генератора (задний стул - фундаментная рама, задний подшипник водородного уплотнения — его корпус).
 - *Повреждение опорных подшипников с частичным подплавлением баббитовой заливки или ее полным выплавлением* происходит:
 - а) из-за прекращения подачи масла или снижения его расхода на подшипник;
 - б) перераспределения нагрузки на подшипники в результате тепловой расцентровки роторов (затрудненных тепловых расширений турбины).
 - *Повреждение опорных колодок и набора регулирующих прокладок вкладыша* происходит обычно по следующим причинам:
 - а) дефекты сборки подшипника (слабая обтяжка крепежа опорных колодок и, как следствие, отсутствие натяга на подшипнике);
 - б) некачественная пригонка прилегания опорных подушек к расточке вкладыша; отсутствие натяга на подшипнике;
 - в) перераспределение нагрузок на подшипник в результате тепловых расцентровок; наличие большой угловой несоосности роторов ("маятника").
 - *Повреждение опорных поверхностей расточек корпусов подшипников.*
 - *Повреждение сферы самоустанавливающегося опорных и опорно-упорных подшипников* происходит вследствие:
 - а) отсутствия натяга по сфере вкладыша подшипника;
 - б) перераспределения нагрузок на подшипник в результате тепловых расцентровок;
 - в) наличия излома осей пары роторов с жесткой муфтой "маятника" (в результате торцевого боя полумуфт или неправильной затяжки крепежа муфты).
 - *Течь масла по валу* происходит вследствие:
 - а) увеличенных зазоров по усикам масляного уплотнения, возникающих в результате износа усиков в процессе эксплуатации, а также некачественной пригонки зазоров во время монтажа и ремонта;
 - б) избыточного давления в корпусе подшипника;
 - в) наличия повреждений в разъемах масляного уплотнения (неплоскостность сопрягаемых поверхностей).
 - *Течь масла по разъемам крышки корпуса подшипников* может происходить по следующим причинам:
 - а) наличие в разъемах механических повреждений или неплоскостности сопрягаемых поверхностей;
 - б) увеличение сверхдопустимого натяга между крышкой и вкладышем;
 - в) некачественная сборка разъема или отсутствие уплотнительных материалов;
 - г) несоответствие линейных размеров закатного масляного уплотнения размерам расточки под него.
 - *Течь масла в трещины корпуса подшипников, трубопроводов маслоподвода.*
 - *Повреждение расточек под опорные вкладыши*, как правило, происходит по следующим причинам:
 - а) мал или отсутствует натяг по вкладышу подшипника;
 - б) некачественная сборка опорных подушек вкладышей и, как следствие, отсутствие натяга;
 - в) отсутствие требуемой площади прилегания опорных подушек к расточке корпуса подшипника;
 - г) отсутствие прилегания по сферам обоймы и вкладыша самоустанавливающегося подшипника и, как следствие, отсутствие натяга;
 - д) электроэрозионный износ расточек.
 - *Увеличенные зазоры в шпоночных соединениях* (в первую очередь — в вертикальных и консольных шпонках).

6.1.3. Основные операции, выполняемые при ремонте опорных подшипников

6.1.3.1. Вскрытие корпусов подшипников, их ревизия и ремонт

Одной из самых важных операций, которой должно уделяться максимальное внимание, является вскрытие корпусов подшипников и их разборка. При вскрытии крышки корпуса подшипника очень важно проверить натяг по верхней колодке вкладыша (обоймы) подшипника, а при разборке собственно подшипника необходимо выполнить замеры верхнего и боковых зазоров и проверить прилегание центрирующих колодок к расточке корпуса подшипника. Эти сведения необходимы как для анализа работы турбоагрегата до ремонта, так и для принятия решения по требуемому объему ремонта. **Указанные замеры должны быть занесены в ремонтный формуляр.**

После разборки подшипников и масляных уплотнений производится очистка корпуса подшипника от масла и отложений шлама, а разъемов — от бакелита.

Визуальному осмотру и ревизии подвергаются все сопрягаемые поверхности корпусов подшипников:

- горизонтальный разъем корпуса и крышки подшипника (с выполнением контрольной сборки и проверкой плотности разъема);
- расточка под масляные уплотнения;
- расточки опорных и упорных поверхностей под установку вкладышей подшипников.

В процессе ревизии проверяется геометрия расточек под масляные уплотнения и расточек под вкладыши подшипников. При необходимости производится их исправление шабровкой по калибру или расточкой с помощью специальных приспособлений.

При наличии во время эксплуатации протечек масла через корпус подшипника, производится **мелокеросиновая проверка** мест возможных протечек в корпусе подшипника на отсутствие трещин.

В соответствии с требованиями руководящего документа [77] в период капитальных ремонтов необходимо проводить ревизию и ремонт узлов сопряжения. В некоторых случаях производится демонтаж стульев с полным ремонтом поверхно-

стей скольжения и шпоночных соединений. Эти операции рассмотрены в главе 11, посвященной нормализации работы системы тепловых расширений.

6.1.3.2. Ревизия вкладышей

После разборки корпусов подшипников производится выемка вкладышей, их ревизия, визуальный осмотр и ремонт.

Для проведения ревизии вкладыша подшипника производится его очистка от грязи, масляного шлама и нагара. Одновременно с ревизией производится и визуальный осмотр.

При *визуальном осмотре* подшипника необходимо особо обратить внимание:

- на состояние баббитовой заливки и отсутствие механических повреждений (на поверхности баббита не должно быть царапин, рисок, трещин, раковин, забоин, отслоений и механических вкраплений);
- характер выработки баббитовой заливки вкладыша (по ее величине и расположению можно судить об особенностях работы турбины в период эксплуатации);
- плотность соединения баббитовой заливки с телом вкладыша;
- отсутствие выработки и наклепа на центрирующих колодках, сфере и обойме самоустанавливающихся опорных и опорно-упорных подшипников, а также на расточках корпусов подшипников.

Плотность соединения баббитовой заливки с телом вкладыша проверяется путем нажатия на баббитовую поверхность. При этом из под нее не должно выступать масло, а при механическом обстукивании баббитовой заливки свинцовым молотком должен быть слышен чистый металлический звук без какого-либо дребезжания (дребезжание указывает на отставание баббитовой заливки от тела вкладыша). В сомнительных случаях может быть применена проверка плотности баббитовой заливки методом керосиновой пробы. Для этого вкладыши погружаются в керосин на 1...2 ч, после чего их вытирают насухо, а разъем и торцы окрашивают разведенным в воде зубным порошком. При наличии отставания баббитовой заливки на белом фоне мелового покрытия, в месте расположения стыка баббита и основного металла вкладыша, через некоторое время появится темная линия. В настоящее время наряду с перечисленными методами для контроля качества адгезии (прилипания) баббита с основным металлом вкладыша (при его перезаливке) применяется ультразвуковой контроль.

Правильность геометрии расточки баббита (отсутствие выработки) проверяется по специальному калибру, выполненному в размер расточки конкретного вкладыша, и краске.

В случае обнаружения выработки она должна устраняться путем перерасточки баббита или шабровкой. Способ устранения выработки зависит от ее величины, однако надо помнить, что действующие в энергетике руководящие документы запрещают шабровку баббитовой расточки во избежание возникновения низкочастотной вибрации при пуске и работе турбины после ремонта.

Качество прилегания сферы к расточке обоймы или корпусу подшипника, а также самоустанавливающихся опорных и опорно-упорных подшипников проверяется слесарным шупом 2-го класса; пригонка производится по краске.

Прилегание сферы к расточке восстанавливается шабровкой сферы вкладыша по ответной поверхности обоймы или расточки. При этом следует помнить, что шабрится выпуклая поверхность вкладыша, так как выпуклую поверхность легче обрабатывать, а вогнутая поверхность, обработанная на заводе, всегда будет служить калибром. Исключение возможно только в случае механического повреждения вогнутой поверхности, например, при возникновении наклепа.

В процессе ревизии изношенные крепежные элементы ремонтируются или заменяются.

6.1.3.3. Проверка натягов и зазоров

При вскрытии, после центровки и окончательной пригонки прилегания опорных колодок к расточке корпуса подшипника, выполняются замеры зазоров и натягов по подшипнику.

Проверка натяга по верхней колодке подшипника (рис. 6.9,а), проводится по свинцовым оттискам. Для этого в горизонтальный разъем корпуса подшипника устанавливаются стальные калиброванные пластины (чаще всего шлифованные пластины толщиной $t = 1,0$ мм); рядом с ними и на верхнюю колодку вкладыша подшипника укладывается свинцовая проволока и крышка корпуса обтягивается. После этого крышка снимается, свинцовые оттиски измеряются микрометром и произво-

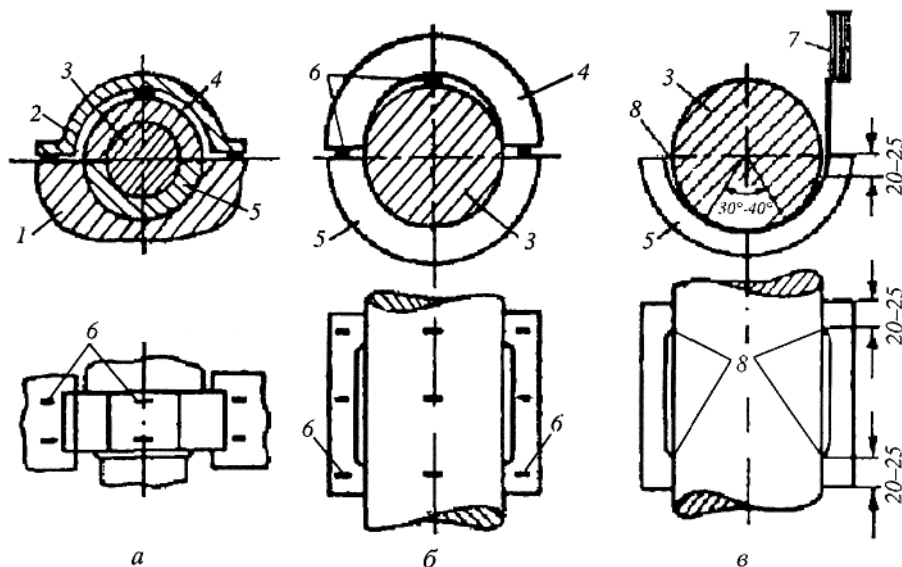


Рис. 6.9. Проверка натягов и зазоров в опорном подшипнике:

а — проверка натяга между крышкой и вкладышем подшипника; б — проверка верхнего зазора во вкладыше подшипника; в — проверка боковых зазоров во вкладыше подшипника; 1 — корпус подшипника; 2 — крышка подшипника; 3 — шейка вала; 4 — верхний вкладыш; 5 — нижний вкладыш; 6 — места укладки свинцовой проволоки; 7 — шуп; 8 — места замера боковых зазоров

дится расчет наличия натяга или зазора по верхней колодке.

Проверка верхнего зазора по баббиту (рис. 6.9,б) производится также по свинцовым оттискам. Для этого, после вскрытия верхней половины вкладыша, между шейкой вала и верхней половиной вкладыша в двух местах по длине шейки и на плоскость разреза вкладыша устанавливают куски свинцовой проволоки диаметром 1,0... 1,5 мм, после чего вкладыш собирают и стягивают болтами. После снятия верхней половины вкладыша толщина сплюсненной свинцовой проволоки замеряется микрометром. Разница в толщинах проволок на шейке и вкладыше дает величину зазора между шейкой и верхней половиной вкладыша.

Замер верхнего зазора по слесарному щупу не допускается (возможен только как справочный)!

Проверку боковых зазоров по баббиту (рис. 6.9, в), производят с помощью щупа 2-го класса у разреза при снятой верхней половине вкладыша, опуская щуп на глубину 15...40 мм (в зависимости от требований завода-изготовителя).

Наличие зазора под нижней колодкой вкладыша проверяется после укладки нижней половины вкладыша в расточку, до укладки ротора. Наличие зазора под нижней колодкой обязательно, что обеспечивает натяг на боковые колодки. Величина натяга зависит от линейных размеров вкладыша, угла установки боковых колодок, требований завода-изготовителя и колеблется от 0,05 до 0,15 мм. В практике ремонта этот зазор часто делается больше, до 0,35 мм, но он должен всегда выбираться (задавливаясь весом ротора) после укладки ротора. Замер зазора проверяется слесарным щупом 2-го класса.

Прилегание боковых колодок к расточке проверяется щупом после организации зазора под нижней колодкой при уложенном роторе. По всему периметру колодок зазор не должен превышать 0,03 мм.

Все перечисленные сведения о пригонке вкладыша заносятся в ремонтный формуляр.

6.1.4. Перемещение подшипников при центровке роторов

При необходимости перемещения ротора по данным его центрирования по полумуфтам оно (перемещение) осуществляется за счет изменения толщин прокладок, расположенных под опорными колодками (подушками) вкладышей подшипников или колодками обойм.

Боковые колодки располагаются симметрично, под некоторым углом относительно вертикальной оси вкладыша, поэтому при вертикальных или горизонтальных перемещениях вкладыша толщины прокладок под боковыми колодками изменяются на величину, отличную от величины перемещения вкладыша. Для определения зависимости между перемещением вкладыша и изменением толщин подкладок под боковыми колодками рассмотрим схему перемещения вкладыша в расточке корпуса подшипника (рис. 6.10).

Если обозначить угол расположения боковых колодок вкладыша относительно вертикальной оси через α (рис. 6.10,а), то при подъеме вкладыша на величину a нужно изменить толщину подкладки под нижней колодкой также на величину a ; при этом между боковыми колодками и расточкой в корпусе подшипника получится зазор, величина которого определится из формулы

$$b = a \cos \alpha.$$

Следовательно, толщина подкладки под боковыми колодками должна быть увеличена на величину b .

При опускании подшипника на величину a необходимо уменьшить толщину подкладок под нижней колодкой на эту же величину, а под боковыми колодками — на величину b .

При горизонтальном перемещении ротора на величину c (рис. 6.10,б), толщины прокладок под колодками должны быть изменены на толщину

$$d = \pm c \sin \alpha,$$

т. е. с одной стороны вкладыша нужно уменьшить толщину подкладки на величину d , а с другой — увеличить ее на ту же величину.

Подкладки под нижней колодкой при горизонтальном перемещении ротора не меняются, так как эти перемещения незначительны по сравнению с линейными размерами вкладыша и практически не изменяют высотного положения вкладыша.

Подкладки под опорные колодки вырезаются из стальной калиброванной ленты, которая изготавливается толщиной 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25 мм и так далее до толщины 0,5 мм.

Под каждой из колодок может быть установлено не более трех регулирующих подкладок; ширина и длина каждой подкладки должна быть меньше соответствующих размеров паза во вкладыше на 1...2 мм.

При центровке ротора по полумуфтам может возникнуть необходимость перемещения вкладыша на величину меньше 0,05 мм. Такие незначительные изменения получают установкой подкладок большей толщины и соответствующей обра-

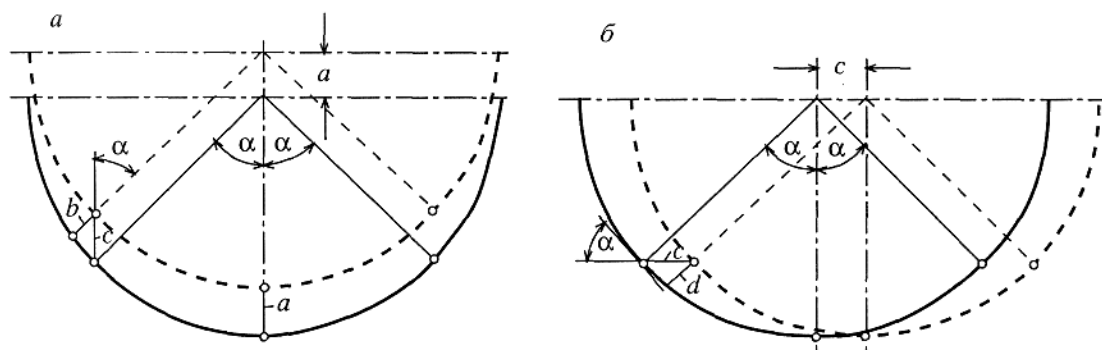


Рис. 6.10. Схема перемещения вкладыша в расточке корпуса подшипника:

a — в вертикальной плоскости; b — в горизонтальной плоскости

боткой колодок.

Пример. Требуется переместить вкладыш вправо на 0,04 мм. Угол расположения колодок к вертикальной оси вкладыша 60°.

Необходимое изменение толщин подкладок под боковыми колодками:

$$d = \pm 0,04 \sin 60^\circ = \pm 0,035 \text{ мм.}$$

Поскольку подобрать прокладки для выполнения такого перемещения невозможно, то следует подложить под левую колодку дополнительную подкладку толщиной 0,05 мм или заменить имеющуюся там подкладку другой, которая была бы толще ее на 0,05 мм. Затем следует, проверяя плотность прилегания правой колодки по натирам, шабрить ее до тех пор, пока вкладыш не переместится на 0,04 мм, что проверяется замерами по полумуфте. Если в результате такой операции увеличится зазор между нижней колодкой и расточкой вкладыша (без нагрузки на вкладыш от веса ротора) на величину, превышающую 0,05..0,07 мм, то следует опустить вкладыш на требуемую величину, для чего дополнительно слегка пришабрить по натирам обе боковые колодки.

После окончательного перемещения вкладыша в обязательном порядке необходимо произвести пригонку прилегания колодок (центрирующих подушек) к расточке корпуса подшипника по краске. После пригонки шуп толщиной 0,02 мм не должен проникать в зазор по всему периметру колодок.

6.1.5. Закрытие корпусов подшипников

Перед закрытием корпусов подшипников производятся следующие операции:

- сборка верхних половин вкладышей;
- сборка муфт роторов;
- контрольные замеры осевого положения роторов относительно корпусов подшипников;
- настройка датчиков относительного расширения роторов, осевого сдвига и других;
- сборка и проверка цепей контроля температуры вкладышей;
- установка на место нижних половин масляных уплотнений; при этом вертикальный разъем фланцевых уплотнений и наружная радиальная поверхность уплотнений, устанавливаемых в расточку, уплотняется нанесением на них бакелитового лака;
- внутренняя полость корпуса подшипников тщательно очищается и сдается "на чистоту" представителям эксплуатации, при этом также проверяется удаление всех установленных на период ремонта пробок и заглушек;
- в крышку корпуса подшипников устанавливаются верхние половины масляных уплотнений;
- горизонтальный разъем корпуса подшипников (и крышки) проверяется, на отсутствие механических забоин на разъем наносится бакелитовый лак¹.

Производится закрытие и затяжка крепежа крышки корпуса подшипников.

6.2. РЕМОНТ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

6.2.1. Типовые конструкции и основные материалы упорных подшипников

Упорный подшипник служит для восприятия осевого усилия, действующего на ротор во время работы турбины, и передачи его на детали статора.

Упорный подшипник фиксирует осевое положение вращающегося ротора турбины по отношению к ее неподвижным деталям; при этом положение ротора в упорном подшипнике и положение самого упорного подшипника в корпусе определяют величину осевых зазоров в проточной части турбины и уплотнениях.

На величину зазоров в проточной части турбины и в уплотнениях во время работы турбины влияет также разница температурных удлинений цилиндра и ротора. Это обстоятельство должно учитываться при первоначальной установке упорного подшипника, его пригонке, а также проверке осевых зазоров в турбине, особенно в тех уплотнениях, которые максимально удалены от упорного подшипника (диафрагмы последних ступеней, заднее концевое уплотнение).

В паровых турбинах применяются два типа упорных подшипников: гребенчатые и сегментные [7,10, 11, 55...61].

Гребенчатые упорные подшипники благодаря простоте конструкции и большой упорной поверхности (что способствует хорошему отводу теплоты и достаточной надежности в эксплуатации) имели широкое распространение в турбинах низких и средних параметров пара. На рис. 6.11 показан разрез гребенчатого упорного подшипника турбин ХТЗ. Втулка с гребнями насажена на вал и заклинена шпонками. Кольцевые канавки вкладыша залиты баббитом, и каждая из них имеет свой подвод масла через сверления в теле вала и гребенчатой втулки.

Недостатками этих подшипников являются: большие линейные размеры (длина), значительные потери на трение, трудности обеспечения равномерного распределения давления между гребнями и отсутствие условий для образования масляного клина.

В современных паровых турбинах применяются только сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения.

¹В некоторых случаях для уплотнения горизонтального разъема корпусов подшипников, имеющих дефекты, применяют уплотняющие материалы: тонкий асбестовый шнур, "ленту фум" и другие. При этом необходимо учитывать, что эти материалы в разъеме будут прожиматься неполностью и будут влиять на фактический натяг по верхней колодке подшипника. Поэтому в случае установки в разъем прокладочных материалов при регулировке натяга на верхнюю колодку вкладыша надо вводить поправку на прокладочный материал.

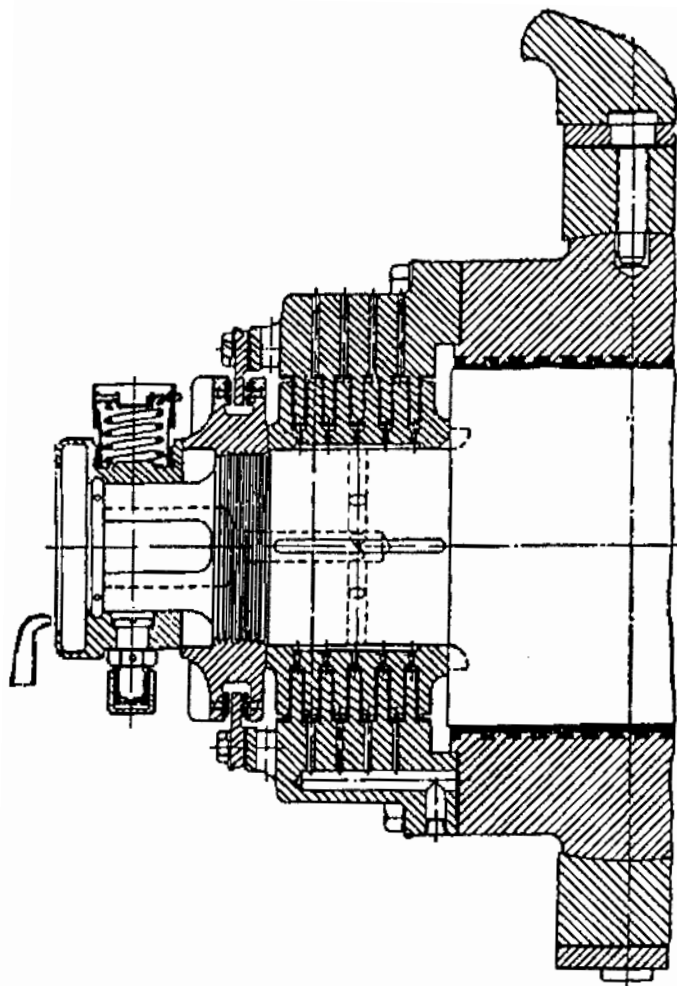


Рис. 6.11. Гребенчатый подшипник

Конструкция *сегментных упорных подшипников* реализуется таким образом, чтобы подвижная и неподвижная поверхности образовывали между собой сужающийся в направлении вращения вала зазор. С этой целью вкладыш разделен на несколько отдельных сегментов (рис. 6.12), каждый из которых устанавливается под небольшим углом к поверхности движущейся части. Благодаря разделению упорной поверхности на сегменты и выделению их в отдельный узел с возможностью изменения положения относительно упорного диска для организации масляного клина подшипник работает в условиях жидкостного трения (на масляном клине). По способу установки сегментов различают два вида сегментных подшипников:

- подшипник с жесткой установкой сегментов, иногда называемый "подшипником Мит-челя";
- подшипник с самоустанавливающимися колодками "типа Кингсбери", называемый так же подшипником балансирующего типа.

Упорный подшипник с жесткой установкой сегментов (чаще всего выполняется комбинированным опорно-упорным) применяется заводами ЛМЗ и ТМЗ во всех типах выпускаемых турбин. Обойма опорно-упорного подшипника с регулируемыми колодками устанавливается в расточку корпуса подшипника, а в осевом направлении фиксируется установочными кольцами.

Сферический опорно-упорный вкладыш устанавливается в обойму с натягом 0,02...0,05 мм. Шаровая поверхность вкладыша обеспечивает его правильное пространственное положение (при сборке) относительно ротора и воспринимает осевые нагрузки во время работы. Для компенсации веса консольной части вкладыша под ней устанавливается пружинный амортизатор.

Сегменты (колодки), на которые опирается ротор при работе турбины, принято называть **рабочими колодками**, а колодки, воспринимающие усилия при перемещении ротора в противоположную сторону, — **установочными**.

Сегменты упорных рабочих и установочных колодок опираются и фиксируются на опорных полукольцах. С помощью изменения толщины рабочих и установочных колец регулируется масляный зазор (разбег ротора) в упорной части подшипника. **При нормальной работе упорного подшипника величина масляного разбега ротора в подшипнике должна составлять 0,5...0,7 мм.**

На рис. 6.13 представлен односторонний опорно-упорный вкладыш подшипника турбины Т-100-130 ТМЗ. Опорная часть вклада-

дыша помещена внутри обоймы; упорная часть является консольной, под ней размещен пружинный амортизатор. Упорная часть вкладыша имеет два ряда колодок, расположенных по обеим сторонам упорного диска ротора. Колодки опираются на опорные кольца и удерживаются на них полукольцами с зубом, входящим в паз на колодках, и пальцами, входящими в отверстия на опорных площадках.

На некоторых типах турбин, например К-300-240 ЛМЗ, Т-250/300-240 ТМЗ, Т-175-130 ТМЗ и других, применяется комбинированный двухсторонний опорно-упорный вкладыш с симметричной установкой упорных сегментов (по обе стороны опорной части).

На рис. 6.14 показан комбинированный двухсторонний опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-240 ТМЗ. Такая конструк-

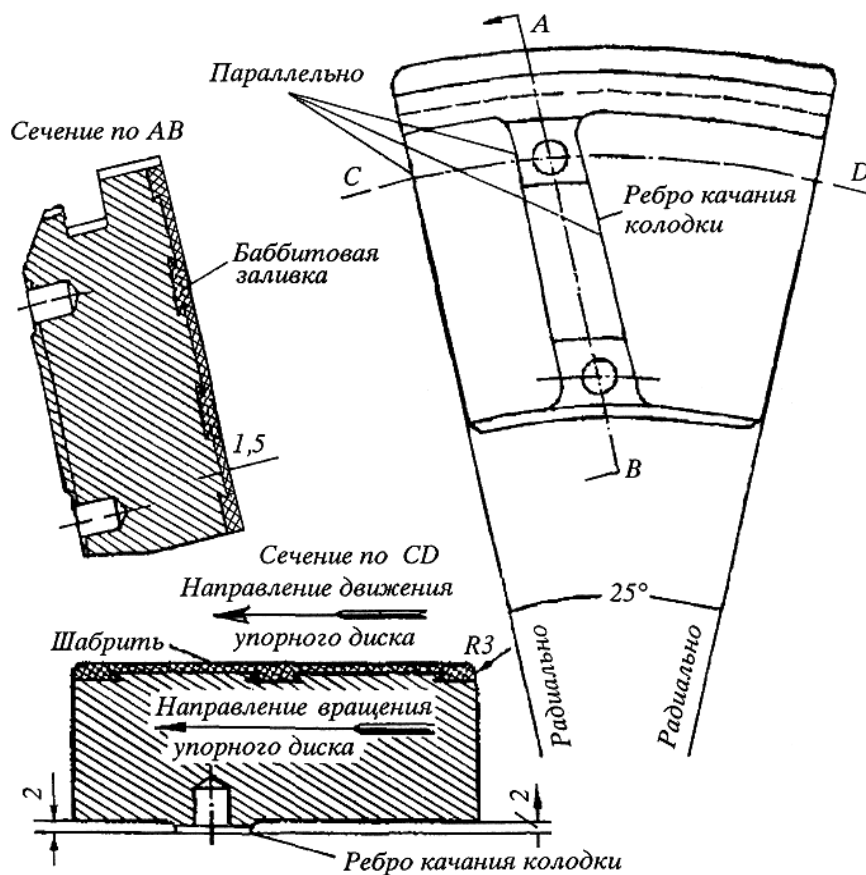


Рис. 6.12. Конструкция упорного сегмента (колодки) подшипника

ция характерна для мощных паровых турбин, в которых на переменных режимах работы осевое усилие может менять свое направление. Сегменты расположены на установочных кольцах. Каждый сегмент подвешивается на двух специальных винтах, удерживается с помощью запящечиков и контактирует ребром качения с установочным кольцом.

В турбинах производства КТЗ также применяются опорно-упорные подшипники с жесткой установкой сегментов. Отличительной чертой турбин КТЗ является объединение главного масляного насоса в один узел с опорно-упорным подшипником [11]. Конструкция насос—подшипник, показанная на рис. 6.15, имеет следующие особенности:

- в качестве упорного диска использовано колесо центробежного масляного насоса, который обеспечивает подачу масла на все узлы агрегата;

- вкладыш переднего опорного подшипника одновременно является уплотнением насоса;

- подвод масла к упорным колодкам осуществляется по периферии, а отвод — от внутренней поверхности.

Опорно-упорный подшипник турбин КТЗ выполняется без обоймы и опирается на цилиндрическую расточку корпуса.

Недостатком конструкции упорного подшипника с жестким опиранием сегментов с точки зрения ремонтпригодности можно считать необходимость точной пригонки толщины рабочих колодок, устанавливаемых на шлифованные полукольца (разнотолщинность сегментов не должна превышать 0,02 мм).

В турбинах производства ХТЗ применяются упорные подшипники "типа Кингсбери" с самоустанавливающимися колодками, опирающимися на выравнивающую систему [58]. На рис. 6.16 показан упорный подшипник турбины К-300-240 ХТЗ.

Отличительной особенностью данного типа упорного подшипника является то, что при увеличении нагрузки на одну из колодок перемещение этой колодки передается на обе соседние колодки через опоры выравнивающей системы, отжимая их в сторону упорного гребня. Под этими колодками уменьшается толщина масляного клина, возрастает давление, а между ними происходит перераспределение нагрузки. Такая система установки упорных колодок позволяет равномерно распределить на них нагрузку и не требует повышенной точности пригонки толщины колодок.

Недостатком упорного подшипника балансирующего типа можно считать сложность регулировки масляного разбега ротора в связи с наличием в системе дополнительных упругих элементов.

Вкладыши самоустанавливающихся комбинированных подшипников и обойм выполняются из поковок низкоуглеродистых сталей марок Ст. 10(15) [7, 55].

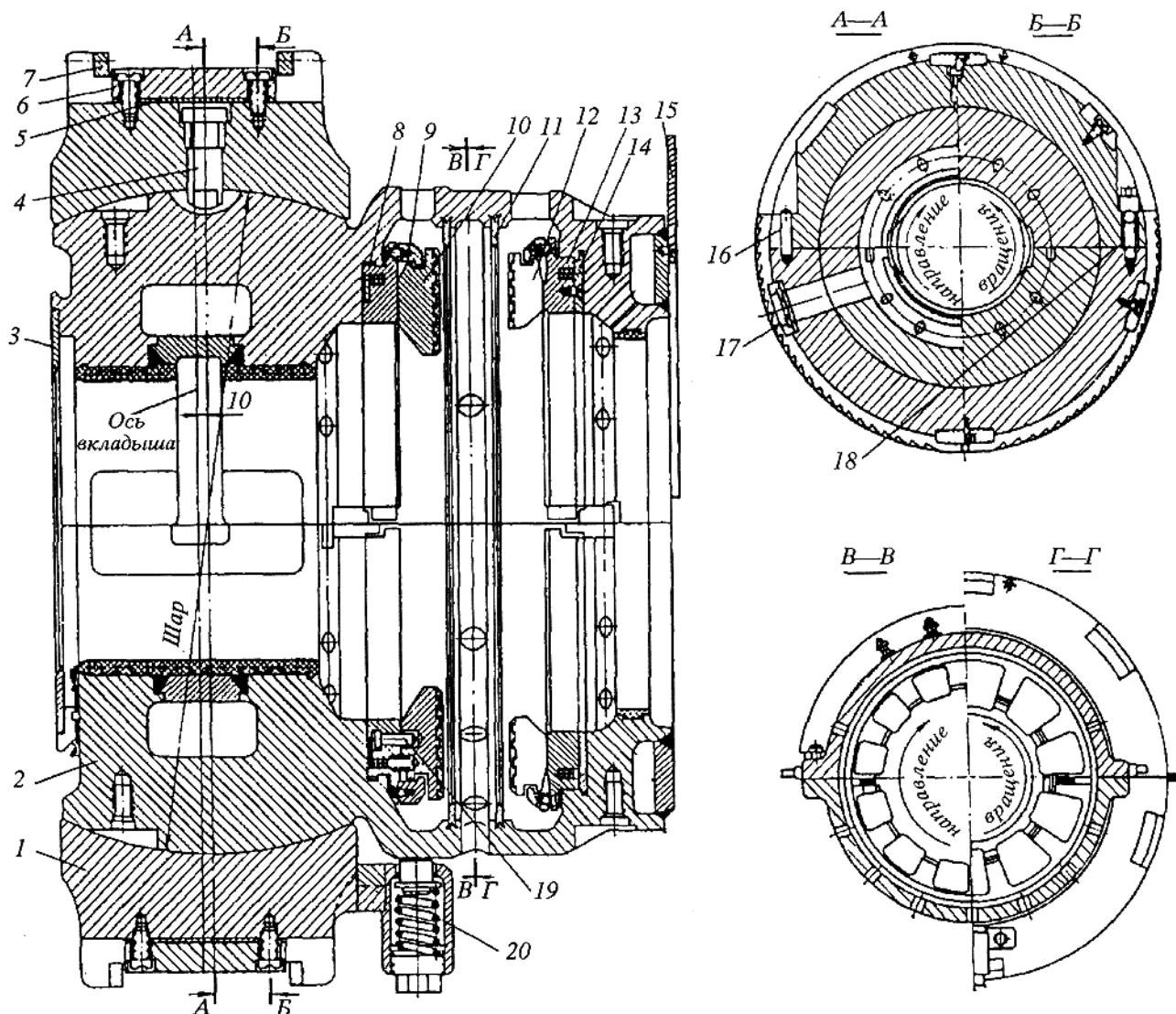


Рис. 6.13. Опорно-упорный подшипник:

1 — сферический вкладыш; 2 — сферическая обойма вкладыша; 3 — маслоотбрасывающее кольцо; 4 — стопор; 5 — винт; 6 — регулирующая колодка; 7 — установочное полукольцо; 8 — рабочее упорное полукольцо с защитным щитком; 10 — рабочая колодка; 11 — гребешок уплотнения; 12 — установочная колодка; 13 — установочное упорное полукольцо с регулирующей прокладкой; 14 — маслоотбрасывающий щиток; 16, 19 — штифты; 17 — регулирующая колодка с дроссельной шайбой; 18 — крепежный болт; 20 — амортизатор

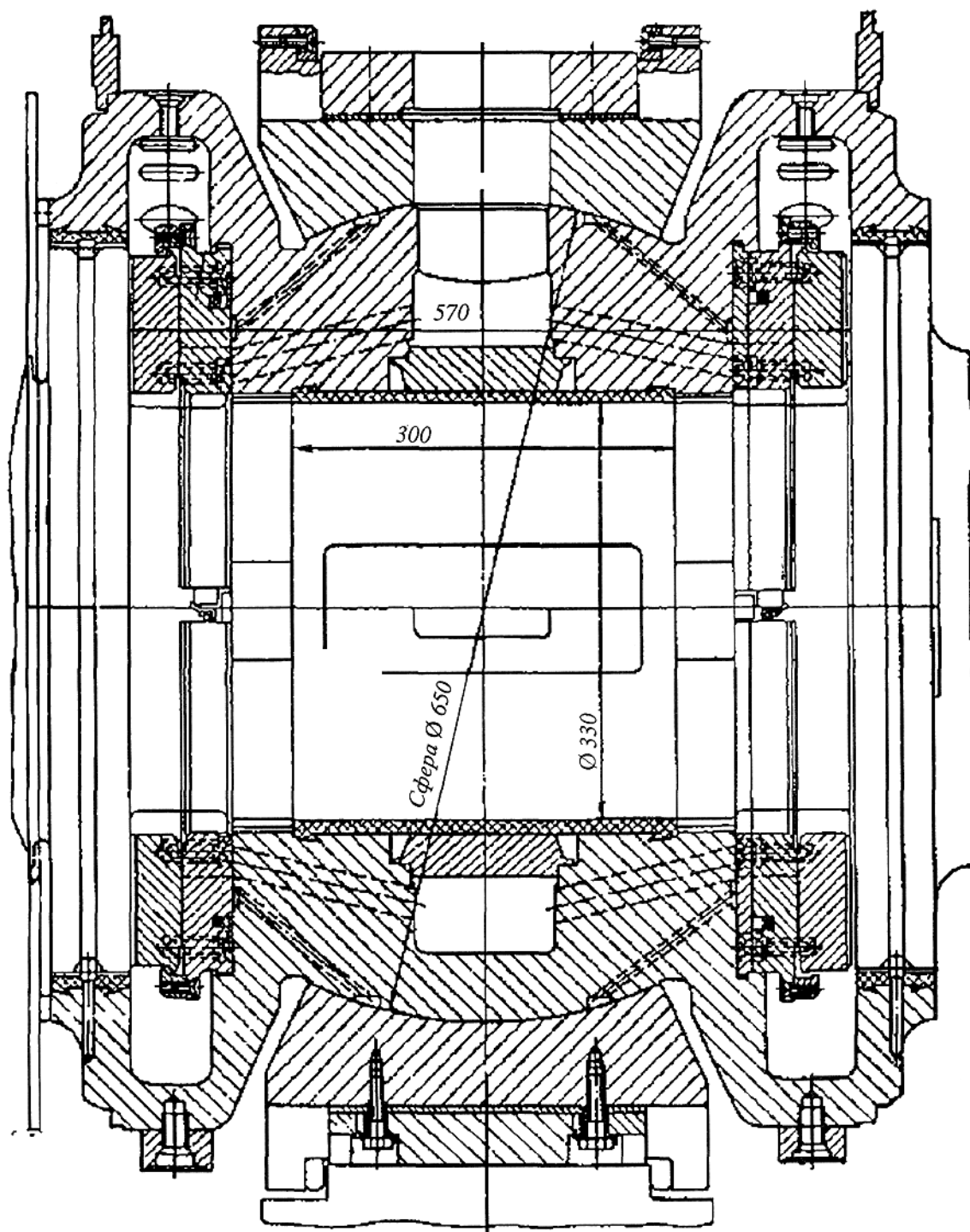


Рис. 6.14. Симметричный опорно-упорный подшипник

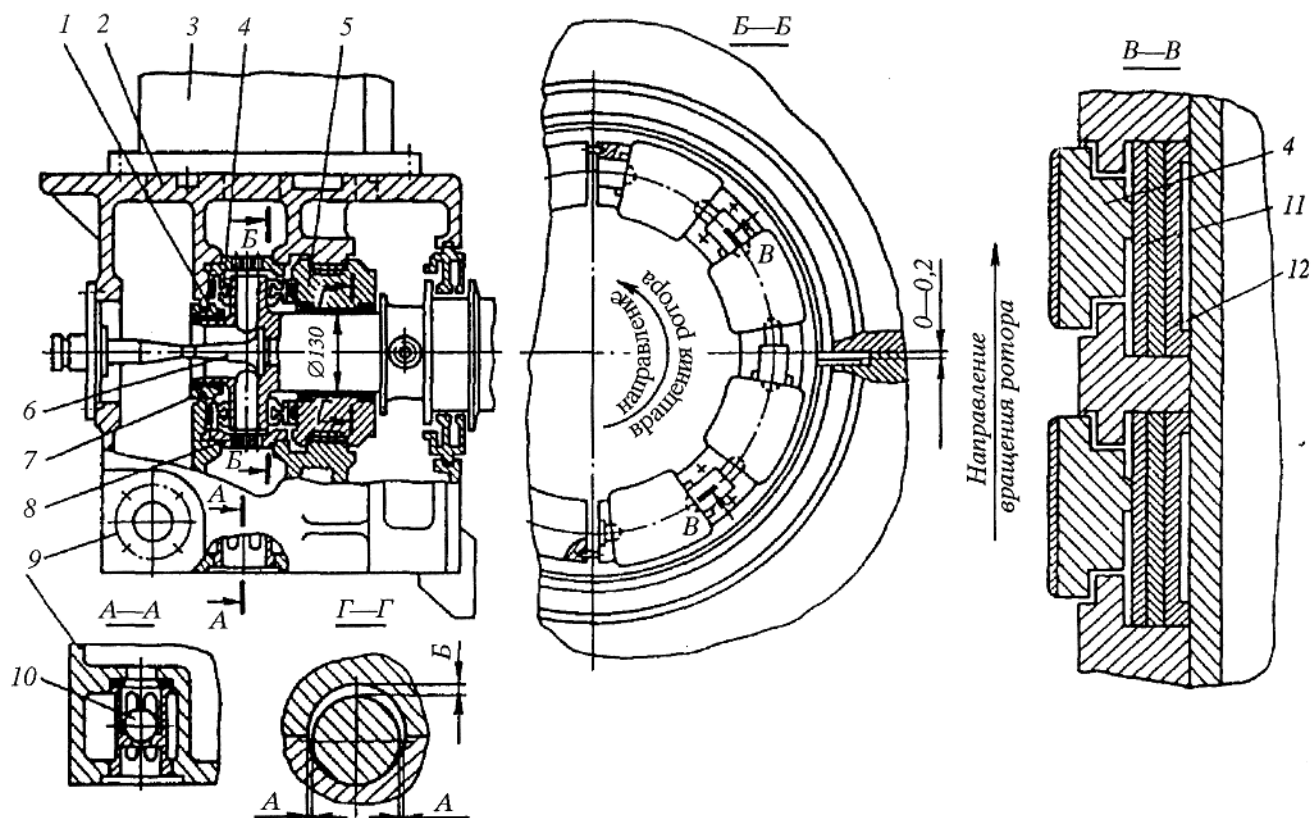


Рис. 6.15. Опорно-упорный подшипник конструкции КТЗ:

1 — рабочее колесо главного масляного насоса; 2 — крышка подшипника; 3 — блок регулирования; 4 — колодки упорного подшипника; 5 — вкладыш опорного подшипника; 6 — обтекатель; 7 — плавающее уплотнительное кольцо; 8 — направляющий аппарат (сетка); 9 — корпус подшипника; 10 — обратный клапан; 11, 12 — опорные пластины

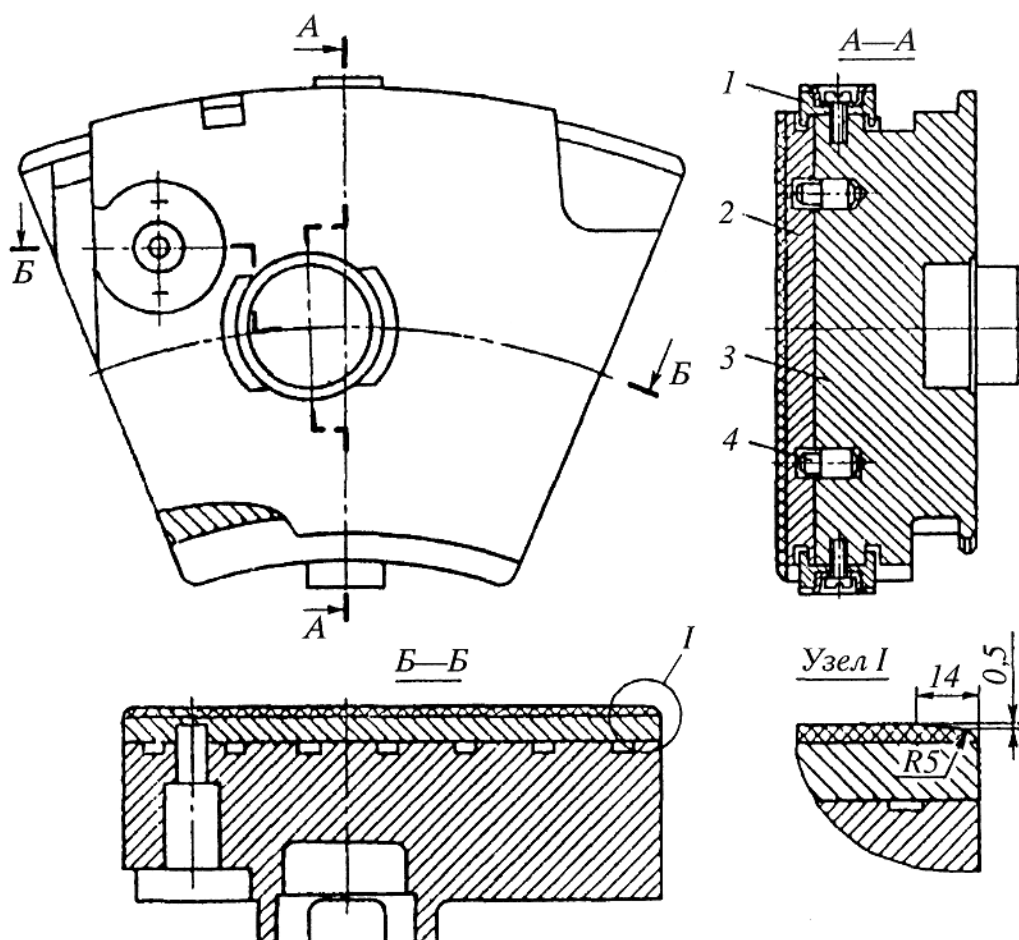


Рис. 6.17. Колодка упорного подшипника:

1 — планка; 2 — накладка; 3 — основание; 4 — установочный штифт

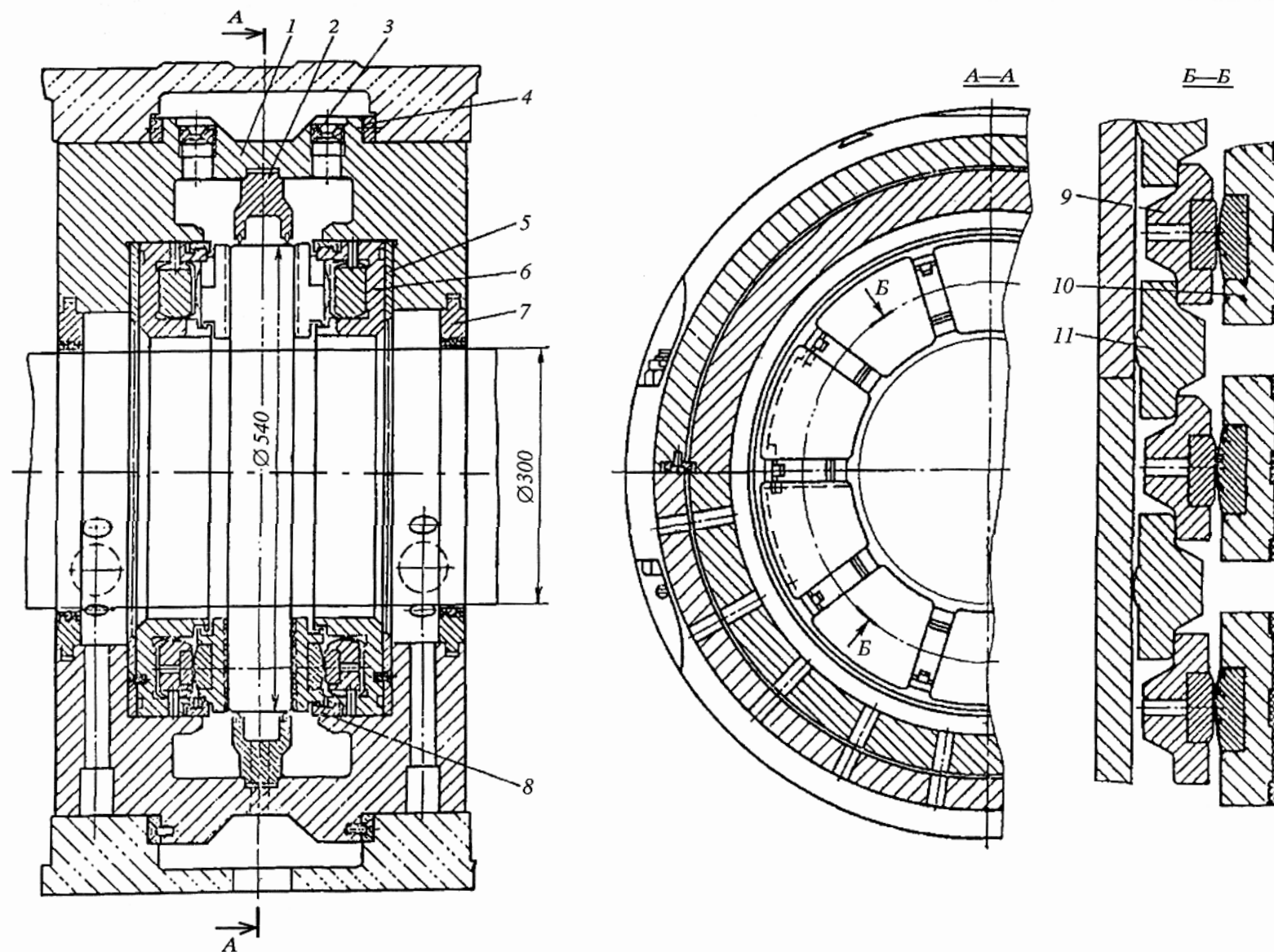


Рис. 6.16. Подшипник упорный:

1 — корпус; 2, 7 — кольцо уплотнительное; 3 — диафрагма; 4, 5 — кольцо установочное; 6 — обойма; 8 — кольцо; 9 — опора верхняя; 10 — колодка упорная; 11 — опора нижняя

Сегменты упорных подшипников изготавливаются из бронзы ОФ-10-1, а в качестве антифрикционного материала для заливки сегментов применяется баббит марки Б-83.

Несущая способность упорного подшипника определяется:

- обеспечением равномерного распределения нагрузки между отдельными колодками;
- рациональной конструкцией упорных колодок;
- организацией надежного маслоснабжения, определяющего условия теплоотвода от колодок.

Для повышения несущей способности упорных подшипников мощных паровых турбин в последние годы были разработаны специальные конструкции. Одно из основных их отличий — изменение конструкции упорной колодки. На рис. 6.17 показана упорная колодка новой конструкции. На стальное основание с помощью планок и штифтов крепится тонкая стальная накладка с наплавленным на рабочей стороне слоем баббита толщиной 1 мм. На основании выполнены радиальные канавки прямоугольного сечения, по которым движется масло, охлаждая накладку и основание, сделанные из стали ВСТ-Зсп4.

Введение охлаждения обеспечивает выравнивание температурного поля в упорной колодке и повышение ее средней удельной нагрузки примерно на 30% по сравнению с колодкой без охлаждения.

6.2.2. Характерные дефекты упорной части подшипников и причины их появления

В процессе ревизии и ремонта упорных подшипников обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [13, 15, 62, 63, 76]:

- *Выработка баббита сегментов* происходит в условиях полусухого трения, возникающего:
 - а) вследствие отсутствия масляного клина из-за неправильно выполненной передней кромки сегмента;
 - б) повреждения ребра качания сегментов;
 - в) возникновения на установочном кольце под ребром качания сегмента выработки, препятствующей повороту сегмента и образованию необходимого масляного клина.
- *Повреждение ребра качания сегмента* и выработка на установочном кольце под ребром качания сегмента происходят из-за осевой вибрации валапровода и электроэрозионного износа.
- *Механический износ баббита* с возникновением кольцевых рисок возникает обычно в результате эксплуатации турбины с применением обводненного масла или масла с повышенным содержанием механических примесей.
- *Отслоение баббитовой заливки сегмента* может происходить из-за некачественной заливки или высокого уровня динамических нагрузок на упорные колодки во время эксплуатации турбины с повышенной вибрацией.
- *Выкрашивание баббитовой заливки сегмента* происходит вследствие резкого изменения нагрузки турбины и возникновения низкочастотной вибрации ротора турбины.
- *Электроэрозионный износ деталей упорного подшипника* возникает в результате появления токов между роторами и опорами из-за остаточной намагниченности деталей турбины или отсутствия изоляции в районе заднего подшипника генератора (задний стул—фундаментная рама, задний подшипник водородного уплотнения — его корпус).
- *Частичное подплавление или полное выплавление баббитовой заливки сегментов* происходит:
 - а) вследствие прекращения подачи масла или снижения расхода масла на подшипник;
 - б) перераспределения нагрузки на колодки при резком изменении нагрузки турбины;
 - в) затрудненных тепловых расширений турбины.
- *Повреждение упорных колец обоймы упорного подшипника* происходит из-за осевой вибрации валапровода.
- *Повреждение упорных поверхностей корпусов подшипников* происходит из-за осевой вибрации валапровода.

6.2.3. Ревизия и ремонт

Перед разборкой упорного подшипника в обязательном порядке необходимо произвести контрольный замер положения роторов относительно корпуса подшипников и занести его значение в формуляр.

Сама разборка и объем ревизии не значительно отличаются от работ, производимых на опорных подшипниках (см. § 6.1.3). Дополнительно необходимо произвести визуальный осмотр, ревизию и ремонт упорных сегментов и упорных полуколец. При этом удаляются возможные вкрапления твердых частиц с поверхности баббитовой заливки.

В упорных подшипниках с жесткой установкой упорных сегментов следует обратить внимание на состояние упорной поверхности и ребер качания сегментов (отсутствие на них выработки, наклепа и других повреждений). Необходимо также проверить толщину установочных и рабочих колодок; **разница в толщине каждого комплекта сегментов не должна превышать 0,02 мм.**

Упорные полукольца не должны иметь выработку в местах опирания сегментов. В случае обнаружения выработки упорное кольцо в сборе (рабочее или установочное) нужно шлифовать "как чисто", а в случае значительных повреждений заменить на новое.

В упорных подшипниках балансирного типа дополнительно необходимо обратить внимание на ревизию балансирной системы. В подшипниках этого типа разнотолщинность комплекта сегментов не имеет такого принципиального значения.

При ревизии упорного подшипника нужно отревидировать упорный диск; при этом должны быть проверены:

- состояние поверхности диска;
- перпендикулярность рабочей поверхности диска по отношению к оси вала.

Проверка перпендикулярности диска к оси вала осуществляется с помощью двух индикаторов, закрепленных на плоскости разъема упорного подшипника с двух противоположных сторон; если разница в показаниях индикаторов не превышает 0,03 мм, то это указывает на удовлетворительную насадку упорного диска.

6.2.4. Контрольная сборка опорно-упорного подшипника

Сборка упорных подшипников производится после установки ротора в статоре в определенном осевом положении. Сборка должна обеспечить полное прилегание упорных колодок к упорному диску ротора.

До начала общей сборки производят подготовительные работы: пригонку упорных колодок по баббиту и по высоте,

пригонку сферических поверхностей обоймы и вкладыша для создания между сферой вкладыша и гнездом обоймы натяга (0,02... 0,06 мм). **Установка фольги для обеспечения натяга не допускается.**

Натяг по сфере между вкладышем и обоймой выполняется в соответствии с чертежами, формулярами и информационными письмами. В зависимости от условий эксплуатации возможны отступления в сторону увеличения натяга (для устранения вибрации) или в сторону его уменьшения до появления зазора в 0,01... 0,02 мм (для возможности поворота вкладыша на сфере).

Устанавливая зазор между обоймой и вкладышем, следует помнить, что **это мера временная**, свидетельствующая об отклонениях в системе тепловых расширений турбины, которая может привести к значительным повреждениям сферы опорно-упорного подшипника; при этом в ближайший капитальный ремонт необходимо провести комплекс работ по нормализации тепловых расширений.

При наличии обойм для установки упорных колодок в процессе сборки необходимо выдержать зазор до 0,1 мм между упорными колодками, установленными в гнезда обойм.

Закончив подготовительные работы, приступают к общей сборке подшипника. На опорную часть нижнего вкладыша укладывают ротор, выдержав осевые зазоры в проточной части. Сдвигают ротор в сторону установочных колодок и заводят нижнюю половину упорного полукольца с рабочими колодками; после этого ротор сдвигают на рабочие колодки и заводят в корпус подшипника нижнюю половину упорного полукольца с установочными колодками. Ротор устанавливают в промежуточное положение так, чтобы сегменты рабочих и установочных колодок были свободны, после чего устанавливается верхняя половина опорно-упорного подшипника. Верхняя половина устанавливается в сборе с упорными колодками. Затем определяют толщину дистанционной прокладки для обеспечения требуемого осевого разбега ротора.

По окончании проверки отдельных деталей проводят пригонку по месту прилегания колодок к упорному гребню ротора. Проверку выполняют по краске или по натиру. В случае неудовлетворительного прилегания отдельные пятна на баббите шабрируют.

6.3. ПРОВЕРКА ОСЕВОГО РАЗБЕГА РОТОРА

При собранном упорном (опорно-упорном) подшипнике необходимо также измерить осевой разбег ротора. Величина осевого разбега в упорном подшипнике должна соответствовать значениям, указанным в формуляре турбины. При наличии износа упорного подшипника до величины, превышающей формулярный размер, разбег должен быть уменьшен. Уменьшение разбега достигается изменением соответствующих прокладок или перезаливкой упорных колодок.

Для замера величины разбега ротора на турбине устанавливаются три индикатора для измерения:

- 1) перемещения ротора;
- 2) перемещения вкладыша;
- 3) перемещения обоймы.

Индикаторы устанавливаются в районе разъема корпуса подшипника. При этом индикатор, указывающий ход обоймы, должен быть установлен в районе установочных колец, находящихся между пазом обоймы и зубом стула на нижней половине обоймы.

При проведении замеров различают:

полный разбег ротора (по тексту — "разбег ротора") — общий разбег ротора вместе с упорным подшипником, включающий в себя масляный разбег ротора и люфты упорного подшипника; величина разбега определяется по показанию индикатора перемещения ротора;

масляный разбег ротора — зазор между упорным диском и баббитовой заливкой упорных колодок, определяемый расчетным путем как разность величин полного разбега ротора и суммы люфтов и деформаций.

Перед проверкой разбега роторов необходимо шейки роторов полить маслом и прокрутить роторы. Перемещение роторов проводится специальным приспособлением для проверки

разбега роторов. Проверка разбега производится без проворота роторов. В случае необходимости проворота роторов, индикатор, указывающий ход роторов, должен быть установлен к поверхности, аксиальный бой которой не превышает 0,02...0,03 мм.

Если ход обоймы при проверке разбега до ремонта превышает 0,1 мм, то в ходе ремонта необходимо принять меры по уменьшению люфтов и доведению его значения до 0,05...0,08 мм. Для восстановления величины хода обоймы в корпусе подшипника следует восстановить шабровкой поверхности упорных поясков корпуса подшипника, произвести ремонт установочных колец подшипника наваркой и последующей шлифовкой или их замену.

Проверка разбега проводится 2...3 раза перемещением роторов от установочных колодок до рабочих. Критерием полного отжатия ротора считается зажатие и неподвижность одной из доступных для проверки колодок при условии повторяемости всех проводимых замеров по индикаторам при повторных отжатиях (разница показаний индикаторов не должна превышать 0,02 мм), а также положение, когда индикатор хода обоймы зафиксировал ее перемещение.

Результаты замеров по индикаторам, в том числе установочные (базовые) размеры, заносятся в формуляр проточной части.

Проверка разбега роторов проводится до ремонта (при разборке подшипника) и после ремонта (при сборке подшипника). Одновременно с разбегом проводятся замер и контроль установочных (базовых) размеров роторов относительно деталей статора турбины.

6.4. ПЕРЕЗАЛИВКА БАББИТА ВКЛАДЫШЕЙ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ И КОЛОДОК УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Заливка вкладышей и сегментов баббитом очень ответственная операция, требующая строгого соблюдения технологического процесса.

В настоящее время применяются два метода презаливки подшипников баббитом [13, 15, 61]:

- заливка вручную по шаблону в специальном приспособлении;
- заливка центробежным способом.

В случае принятия решения о необходимости перезаливки подшипников, перед удалением из вкладыша старого баббита необходимо проверить наличие на чертеже указаний о размерах и конструкции расточки баббитовой заливки и организации масляных карманов на разъеме вкладыша. При отсутствии чертежа вкладыша необходимо снять точный эскиз баббитовой расточки с указанием размеров и расположения масляных канавок, карманов, скосов, закруглений и других элементов расточки.

Удаление старого баббита производится путем нагрева вкладыша в печи, горне или газовой горелкой с обратной стороны вкладыша до температуры, соответствующей началу размягчения баббита (240...260 °С); после этого вкладыш встряхивается и баббит должен отстать от тела вкладыша. Не рекомендуется производить нагрев и выплавление баббита, направляя пламя горелки непосредственно на баббит, так как он при этом интенсивно окисляется. Нагревать вкладыш до полного расплавления баббита также не рекомендуется, так как при этом происходит выгорание сурьмы. Старый баббит должен быть удален полностью, без остатка в канавках и углублениях.

После выплавления баббита внутренняя поверхность вкладыша тщательно очищается шабером, стальной щеткой и наждачной шкуркой.

Подготовка вкладыша к перезаливке определяет качество заливки вкладыша и обеспечивает необходимую адгезию баббита с телом вкладыша. Подготовка к перезаливке включает в себя обезжиривание заливаемой поверхности, ее протравливание и покрытие оловом (полуду).

Обезжиривание производится погружением вкладыша в горячий 10 %-ный раствор каустической соды или едкого натра (1 кг каустической соды на 10 л воды) на 10...15 мин. После этого вкладыш промывается горячей проточной водой для удаления грязи и щелочи.

Первоначальное протравливание вкладыша производится погружением на 10... 15 мин в 10 %-ный раствор соляной или серной кислоты (1 л концентрированной кислоты на 10 л воды). *При приготовлении раствора кислоты необходимо соблюдать правила техники безопасности, добавляя концентрированную кислоту в воду и ни в коем случае не наоборот.*

После протравливания вкладыш промывается горячей проточной водой и высушивается.

Вторичное протравливание и лужение вкладыша производятся следующими способами:

1. Лужение погружением.

2. Лужение паяльником или обмазкой.

1. При лужении погружением, перед вторичным протравливанием, производится окраска поверхностей, не подлежащих лужению, меловой краской, препятствующей приставанию полуды.

Вторичное протравливание заливаемой поверхности вкладыша производится насыщенным раствором хлористого цинка ("травленной" кислотой). Способ ее приготовления следующий: в четырех весовых частях концентрированной соляной кислоты растворяется одна весовая часть цинка. Процесс растворения должен продолжаться до тех пор, пока не прекратится выделение пузырьков водорода, а на дне сосуда останется некоторое избыточное количество нерастворенного цинка. Протравливание производится путем нанесения раствора с помощью волосяной кисти или пакли. В случае, если обезжиривание произведено некачественно, протрава не ложится ровным слоем на поверхность, а сбегает с поверхности. В этом случае операцию обезжиривания необходимо повторить.

По окончании протравливания нагретый до температуры 220...230 °С вкладыш медленно (во избежание выплескивания) погружается в расплав чистого олова (возможно применение для полуды смеси 50 % олова и 50 % свинца; баббита Б-83) на 5...7 мин. Температура полуды должна быть 300...320 °С. Полуда должна покрыть поверхность вкладыша сплошным ровным тонким слоем и иметь тускло серебристый цвет, за исключением поверхностей, покрытых меловой краской.

Если на облуженной поверхности вкладыша остались черновины, окисленности, места с отставанием полуды, их необходимо протравить и залудить.

Этот способ нанесения полуды целесообразно применять в местах централизованной перезаливки вкладышей.

2. При лужении паяльником или обмазкой на облуживаемую поверхность вкладыша производится нанесение насыщенного раствора хлористого цинка. Поверхность покрывается порошком сухого нашатыря, вкладыш нагревается до температуры 220...230 °С, и с помощью паяльника наносится олово на облуживаемую поверхность.

Заливка вкладыша баббитом требует тщательного выполнения всех правил заливки, так как от ее качества зависит нормальная работа подшипника.

Перед производством заливки вкладыша баббитом все имеющиеся во вкладыше отверстия и масляные каналы уплотняются асбестом. Вкладыш (его верхняя или нижняя половины) устанавливается на приспособление для перезаливки; места сопряжения вкладыша и приспособления уплотняются шнуровым асбестом. Если для заделки отверстий и масляных каналов использовался мокрый асбест, вкладыш вместе с приспособлением предварительно сушится, а затем нагревается в печи, горне или газовой горелкой до температуры 250...260 °С.

Ко времени окончания прогрева вкладыша, для предохранения и предотвращения окисления луженой поверхности должно быть подготовлено к заливке необходимое количество баббита, которое определяется по формуле

$$G = \pi D x b y,$$

где G — масса баббита, необходимая для заливки; D — диаметр расточки вкладыша под заливку; x — толщина заливаемого слоя баббита; b — длина вкладыша, включая припуск на обработку; y — удельный вес баббита (7,2 г/см³).

Баббит расплавляется в специальном тигле и нагревается до температуры 400...410 °С; при этом следует учитывать, что значительный перегрев баббита приводит к интенсивному его окислению и выгоранию сурьмы (баббит следует перегревать не более чем на 50...60 °С выше температуры плавления). Для снижения окислообразования, на поверхность расплавляемого баббита насыпается слой мелкого древесного угля.

Перед заливкой расплавленный баббит подвергают операции рафинирования путем добавления в расплав хлористого аммония (для этого 15...20 г сухого нашатыря погружают в тигель с расплавленным баббитом). Процесс рафинирования считается окончанным, тогда когда при тщательном перемешивании расплава прекращается его кипение и выделение из него газов (процесс происходит в течение 10...15 мин). В процессе рафинирования хлористый аммоний ошлаковывает окислы, и шлак всплывает на поверхность расплава.

Непосредственно перед производством заливки вкладыша с поверхности расплавленного баббита необходимо тщательно удалить древесный уголь и образовавшиеся шлаки.

Заливку вкладыша желательно производить в один прием непрерывной струей баббита. После заполнения формы баббитом для удаления остатков воздуха в "ласточкиных" хвостах и других выборках в теле вкладыша залитый баббит необходимо "прошуровать" с помощью стального стержня достаточной длины или другого приспособления.

Для получения плотной качественной заливки баббита процесс остывания вкладыша необходимо регулировать. Остывание должно происходить снизу вверх в вертикальном направлении и от тела вкладыша в сторону приспособления в поперечной плоскости, так как в процессе остывания происходит усадка баббита и возможны возникновения полостей и пор в процессе кристаллизации в зонах, где скорость остывания ниже. Для организации этого процесса производится охлаждение нижней части тела вкладыша сжатым воздухом и подогрев верхней части оснастки газовой горелкой.

По мере усадки баббита в процессе остывания производится его доливка до заполнения формы. Доливка должна производиться до начала кристаллизации баббита.

Организация перезаливки вкладышей подшипников по описанной технологии может быть осуществлена в условиях специализированных подразделений энергоремонтных предприятий или на заводе. В условиях станции выполнить все требования приведенной технологии не представляется возможным.

В случае, если перезаливка вкладыша производится в результате его частичного подплавления, выработки или при других дефектах, не связанных с отслоением баббита от тела вкладыша, возможно *применение упрощенного варианта перезаливки*.

Вкладыш очищается от грязи и масла, нагревается в печи, горне или газовой горелкой (с обратной стороны) до температуры 240...260 °С и аккуратно устанавливается на верстак в специально приготовленный поддон. Газовой горелкой производится оплавление баббита до появления "ласточкиных хвостов". На поверхности вкладыша оставляется слой баббита толщиной 1...2 мм, который будет являться полудой для будущей заливки вкладыша. Для удаления окислов полуды в процессе оплавления поверхность протирается паклей или брезентовой vareжкой.

На участках, где было отставание баббита от тела вкладыша, появится необлуженный металл вкладыша, так как скорость прогрева баббита в этих местах при оплавлении будет выше. Эти места отставания полуды необходимо разделить шабером, обезжирить, протравить и облудить паяльником.

Этот способ перезаливки вкладышей является менее трудоемким, так как не требует сложных подготовительных работ, связанных с использованием кислоты и щелочи, и в то же время отвечает всем требованиям к перезаливке вкладыша.

Расточка перезалитых подшипников. После перезаливки вкладыша его вынимают из формы, удаляют все установленные пробки, асбест, заполнявший масляные карманы, фрезеруют технологический припуск баббита в горизонтальном разъеме и шабруют горизонтальный разъем в соответствии с требованиями, предъявляемыми к разьему вкладыша.

Вкладыш собирается по горизонтальному разьему под расточку (в зависимости от типа расточки и требований чертежа в разьеме, если это необходимо, устанавливается прокладка — см. расточки опорного подшипника). Расточка баббита производится на токарном или карусельном станке.

Вкладыш под расточку выставляется по контрольным поясам; все обнаруженные бои (в вертикальной и горизонтальной плоскости) чаще всего располювиниваются.

В процессе расточки производится визуальный контроль качества залитого баббита. В случае обнаружения пор или раковин принимается решение об исправлении баббитовой расточки наплавкой или повторной перезаливкой вкладыша. Наплавку дефектных мест необходимо производить до окончательной расточки вкладыша.

Правильность выбора направления механической обработки перезалитых подшипников имеет большое значение. Необходимо учитывать, что прочность адгезии наплавленного баббита и тела вкладыша не превышает 48 МПа; при неправильной механической обработке под действием сил резания можно оторвать наплавленный баббит от тела вкладыша. Для исключения отрыва баббита от тела вкладыша движение режущей кромки инструмента должно быть направлено от баббита, на тело вкладыша.

После расточки опорной поверхности вкладыш в обязательном порядке проверяется на качество адгезии баббита с телом вкладыша. Разъемы и торцевые поверхности вкладыша проверяются визуальным осмотром и цветной дефектоскопией. Баббитовая расточка вкладыша проверяется методом ультразвуковой дефектоскопии.

После контроля качества заливки баббита производится расточка масляных карманов и другие выборки в соответствии с чертежом или заранее выполненным эскизом вкладыша.

Перезаливка сегментов упорного подшипника производится с соблюдением всех условий, указанных для перезаливки вкладышей опорных подшипников. Для заливки сегменты укладываются в специальную форму, имеющую высоту, равную сумме толщины тела сегмента, необходимой толщины заливки и припуска на обработку. После заливки, выполняемой по технологии, аналогичной описанной выше для опорных подшипников, производятся обработка сегментов для удаления всех посторонних включений в баббит, шабровка для обеспечения равномерного прилегания всех колодок к упорному диску и выполняется закругление кромок баббита, обеспечивающее беспрепятственное поступление масла к рабочим поверхностям.

6.5. НАПЫЛЕНИЕ РАСТОЧЕК ВКЛАДЫШЕЙ

В настоящее время получили широкое распространение методы плазменного и газопламенного напыления баббита для восстановления расточек вкладышей.

Напыление применяется для восстановления геометрии расточек и в случаях необходимости устранения других механических повреждений.

Перед напылением производится механическая расточка поверхности баббита на глубину 1,0... 1,5 мм для удаления промасленного слоя баббита. На очищенную и обезжиренную поверхность расточки с помощью специальной оснастки напыляется баббитовый порошок. Для повышения антифрикционных свойств поверхности расточки чаще всего производится напыление баббита в сочетании с дисульфидом молибдена.

Аналогичным способом производится восстановление упорных колодок.

6.6. РЕМОНТ МАСЛЯНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Конструктивно масляные уплотнения представляют собой жесткие лабиринтовые уплотнения [15], рассматривавшиеся в разделе уплотнения (см. § 5.1).

Для уменьшения протечек масла по валу из корпусов подшипников масляные уплотнения выполняются с промежуточной камерой (рис. 6.18); в нижней половине из камеры в сторону внутренней полости корпуса подшипника выполнен дренаж. Со стороны цилиндра к масляным уплотнениям крепится паротбойный щиток, предназначенный для снижения температуры масляного уплотнения под воздействием протечек пара из цилиндра и препятствия обводнению масла.

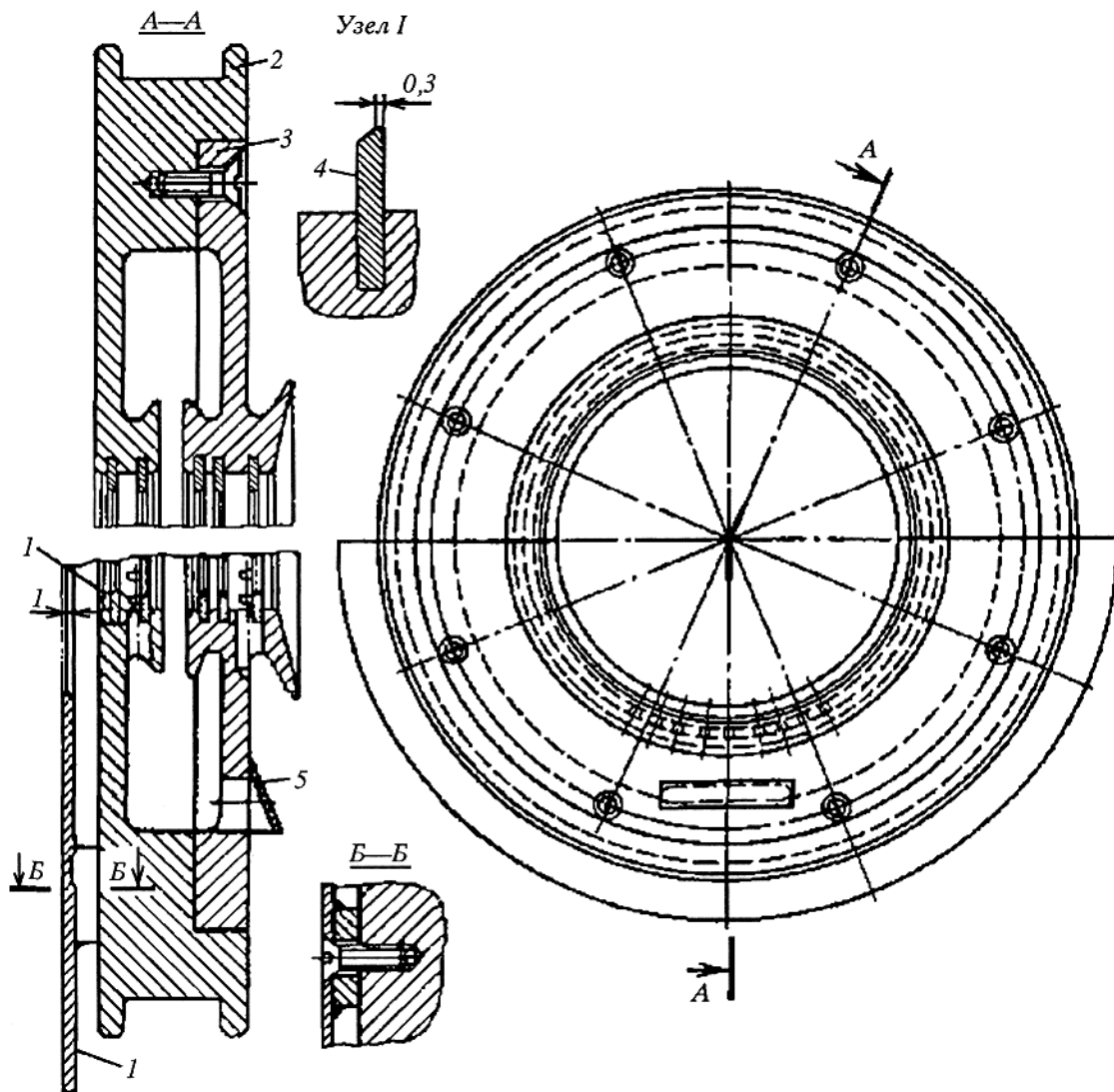


Рис. 6.18. Масляное уплотнение, устанавливаемое в расточку корпуса подшипника:
1 — паротбойный щиток; 2 — полукольцо корпуса масляного уплотнения; 3 — съемное полукольцо уплотнения; 4 — латунный ус уплотнения; 5 — дренажный канал в нижнем съемном полукольце уплотнения

Замена гребней (усиков) уплотнений описана также в разделе "Уплотнения" (см. § 5.3.5). Необходимо отметить несколько особенностей их ремонта:

- масляные уплотнения — это тонкостенные конструкции, подверженные значительным деформациям во время чеканки усов;

- в связи с частой заменой усов и необходимостью постоянной пригонки горизонтальных разъемов возникает потребность время от времени восстанавливать их линейные размеры (в первую очередь это касается уплотнений, устанавливаемых в расточку корпуса подшипников). Линейные размеры колец масляных уплотнений восстанавливаются наваркой и последующей обработкой горизонтальных разъемов;

- в связи с тем, что усики масляных уплотнений имеют жесткую установку, их расточка в размер (это касается уплотнений, устанавливаемых в расточку корпуса подшипников) производится эксцентрично относительно наружного диаметра расточки под установку в корпус подшипника в соответствии с замеренным положением ротора относительно масляной расточки;

- в случае значительного смещения положения оси ротора относительно масляной расточки (более 0,30 мм) установка нижней половины масляного уплотнения должна производиться с "оживлением" ротора.

Зазоры в маслоудерживающих кольцах вкладышей должны быть в пределах: снизу 0,10...0,15 мм, справа и слева 0,15...0,20 мм, сверху 0,25...0,30 мм. Внутренние кромки колец должны быть заострены, причем сторона кольца, не имеющая фаски, должна быть установлена в сторону вкладыша.

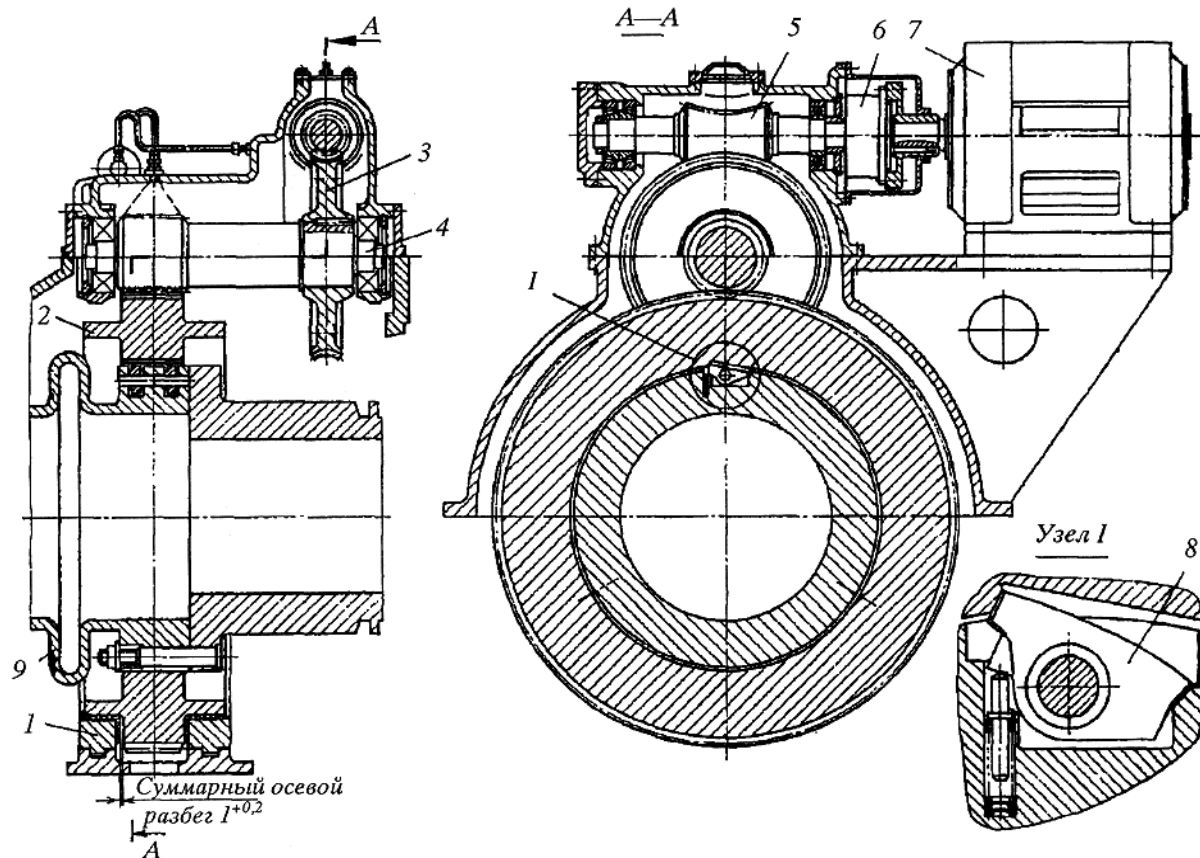


Рис. 6.19. Быстроходный ВПУ конструкции ХТЗ:

1 — опорный бугиль введомой шестерни; 2 — введомая шестерня ВПУ; 3 — червячное колесо; 4 — вал с введущей шестерней редуктора; 5 — глобоидный червяк; 6 — гидромуфта; 7 — электродвигатель ВПУ; 8 — стопор зацепления муфты и введомой шестерни ВПУ

6.7. РЕМОНТ ВАЛОПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА (ВПУ)

На рис. 6.19 показана конструкция быстроходного ВПУ турбин ХТЗ, а на рис. 6.20 конструкция ВПУ турбин ЛМЗ и ТМЗ [10, 58, 60].

Для выполнения ремонта ВПУ необходимо отсоединить маслопроводы, снять кожух, разъединить муфту, снять электродвигатель и сервомотор ВПУ. Очистить от грязи, промыть и продуть все детали и узлы ВПУ. Горизонтальные разъемы крышек очистить от бакелитового лака. После этого проверить:

- состояние шариковых подшипников, состояние поверхности зацепления червячной передачи, зубчатых колес, введущей шестерни;
- удалить забоины и задиры;
- крепление червячного и зубчатого колес, плоскость прилегания торцевых крышек, плотность прилегания разъема редуктора;
- свободу перемещения подвижной шестерни;
- по краске контакт на зубьях, а также полное утопание кулаков при повороте их до упоров муфты и прилегание по краске упорных поверхностей;
- состояние опорных поверхностей кулаков на муфте и соответствующие им поверхности на зубчатом колесе;
- состояние посадочных поверхностей опор зубчатого колеса в корпусе подшипников.

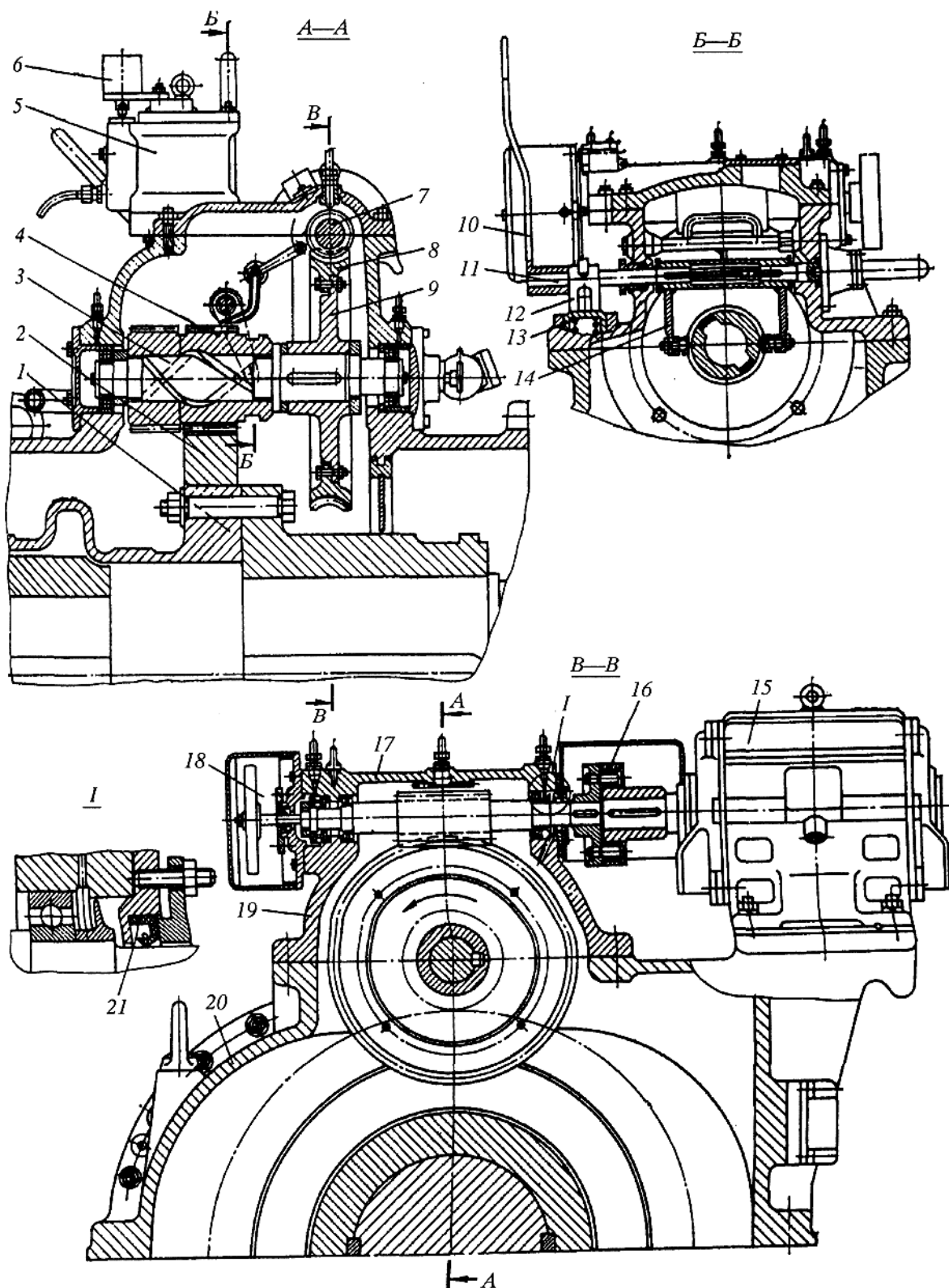


Рис. 6.20. ВПУ ЛМЗ:

1 — соединительная часть муфты; 2 — ведомая шестерня; 3 — вал червячного колеса; 4 — шестерня ведущая; 5 — сервомотор; 6 — электромагнит; 7 — червяк; 8 — обод червячного колеса; 9 — ступица червячного колеса; 10 — рычаг наружный; 11 — вал рычагов; 12 — рычаг; 13 — пружина; 14 — рычаг внутренний (вилочный); 15 — электродвигатель; 16 — муфта; 17 — крышка червя-ка; 18 — маховик; 19 — крышка червячного колеса; 20 — крышка заднего подшипника; 21 — манжета резиновая армиро-
ванная

6.8. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ:

1. Назовите основные детали опорного подшипника.
2. Каково назначение и конструкция сегментного опорного подшипника?
3. Какие материалы применяются для изготовления подшипников?
4. Назовите марку и состав баббита, применяемого в турбиностроении.
5. Как подразделяются подшипники по форме расточки?
6. Назовите характерные повреждения баббитовой расточки, возникающие в процессе эксплуатации.
7. Каковы основные причины возникновения течи масла по валу?
8. Какие замеры должны быть выполнены при вскрытии корпуса и разборке подшипника?
9. На что нужно обратить особое внимание при визуальном осмотре подшипника?
10. Как проверяется плотность соединения баббитовой заливки с телом вкладыша?
- И. Как проверяются натяги и зазоры в подшипнике? Основные способы восстановления требуемых натягов и зазоров.
12. Чем обеспечивается натяг на боковых колодках нижней половины вкладыша?
13. Как осуществляется вертикальное и горизонтальное перемещение вкладыша в расточке корпуса подшипника?
14. Какое максимальное количество регулирующих прокладок может быть установлено под одной колодкой?
15. Перечислите основные операции, которые должны быть выполнены перед закрытием корпусов подшипников.
16. Сформулируйте назначение упорного подшипника.
17. Назовите виды сегментных упорных подшипников. Перечислите их конструктивные отличия.
18. Какие колодки называются рабочими, а какие — установочными?
19. Какова величина масляного разбега в упорном подшипнике?
20. Каковы особенности конструкции опорно-упорного подшипника турбин КТЗ?
21. В чем преимущество упорных подшипников с самоустанавливающимися колодками?
22. Чем определяется несущая способность упорных подшипников?
23. Каковы основные причины выработки баббита сегментов упорных подшипников?
24. Какова допустимая величина отклонения толщины упорных колодок в одном комплекте?
25. Назовите последовательность основных операций при сборке упорного подшипника.
26. Как выполняется проверка осевого разбега роторов?
27. Назовите основные операции, выполняемые при подготовке подшипника к перезаливке.
28. До какой температуры нагревают баббит при заливке подшипника?
29. Как и почему необходимо регулировать процесс остывания вкладыша для получения качественной заливки баббита?
30. Какие технологические приемы необходимо применять при расточке вкладыша для сохранения адгезии между наплавленным баббитом и телом вкладыша?
31. Каковы величины допустимых зазоров в масляных уплотнениях?

7. РЕМОНТ РОТОРОВ

7.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Роторы представляют собой один из самых ответственных узлов паровой турбины. Они несут на себе рабочие лопатки, образующие вместе с направляющими лопатками, расположенными в корпусе цилиндра, проточную часть турбины, и передают на генератор крутящий момент, возникающий от окружного усилия, развиваемого потоком пара на лопатках.

Ротор турбины включает в себя вал, облопаченные диски, втулки концевых уплотнений, втулки масляных уплотнений подшипников и ряд других деталей. На валу выполнены опорные шейки под вкладыши подшипников и посадочные поверхности для насадки дисков, втулок уплотнений, полумуфт и других деталей.

Конструкции роторов и применяемые при их изготовлении материалы определяются особенностями и условиями их работы: высокой частотой вращения, значительными усилиями от центробежных сил, длительным воздействием высоких температур и быстрым их изменением, коррозионно-эрозионным разрушением металла.

Роторы турбины бывают дисковой и барабанной конструкции (рис. 7.1). Дисковая конструкция характерна для турбин активного типа, а барабанная — для турбин реактивного типа.

Конструктивно ротор может быть выполнен с насадными дисками, цельнокованным, комбинированным, сварным [7, 10, 11, 55...61].

Роторы с насадными дисками (сборные роторы) могут работать только при умеренных температурах пара, так как при высоких температурах пара вследствие релаксации напряжений может происходить ослабление посадки диска на вал; такие роторы применяются в турбинах низких и средних параметров пара и в части низкого давления мощных турбоагрегатов.

Ротор (рис. 7.1,а) состоит из ступенчатого вала, на который насаживаются диски, уплотнительные втулки, паро- и маслозащитные кольца, упорные диски, соединительные муфты и другие детали.

Посадка на вал всех насадных деталей выполняется с натягом, который должен обеспечивать передачу крутящего момента от диска к валу или от вала к муфте. При расчете натяга необходимо учесть его ослабление в процессе эксплуатации под действием центробежных сил и температуры. Посадка дисков на вал осуществляется в нагретом состоянии. Нагрев дисков ведется до температур, обеспечивающих соответствующее увеличение посадочного диаметра и свободную, без закусываний и перекосов, сборку.

С целью предотвращения проворачивания дисков на валу при чрезвычайных ситуациях, например при коротком замыкании обмоток генератора, между валом и дисками существует система продольных и торцевых шпонок. Каждый диск обычно устанавливается на одну осевую шпонку. Осевые шпоночные пазы на валу под отдельные диски смещены по окружности один относительно другого. Для нагруженных дисков, в частности дисков последних ступеней турбины, используют торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал. Торцевые шпонки между дисками устанавливаются попарно диаметрально противоположно относительно друг друга.

Основными недостатками сборных роторов являются напряженность дисков по посадочной поверхности, особенно при наличии продольного паза, и необходимости разборки при контроле и ремонте.

Цельнокованные роторы состоят из вала и дисков, выточенных заодно с валом из одной поковки. Цельнокованные роторы значительно компактнее, обладают более высокой жесткостью, чем роторы с насадными дисками и в основном применяются в цилиндрах с высокими параметрами пара.

Цельнокованный ротор высокого давления (рис. 7.1,б) состоит из передней части вала с концевым уплотнением большой длины, массивного диска регулирующей ступени с двумя (или одной) ступенями скорости, дисков постоянной толщины для активных ступеней давления и задней части вала с концевым уплотнением.

Из-за сложности изготовления высококачественных поковок больших размеров диаметры цельнокованных роторов ограничены обычно 1,30 м, длина — 6 м.

Цельнокованные роторы (так же как валы для сборных роторов) почти всегда выполняются с центральным осевым каналом, который предназначен для механического удаления дефектов металла слитка, возникающих в этой зоне (при остывании отливки ротора в этой зоне концентрируются вредные примеси и возникают дефекты металла). Центральное отверстие ротора мало влияет на изменение поперечной жесткости, а при механической обработке ротора на заводе является базой для его обработки.

Уплотнительные втулки, паро- и маслозащитные кольца, упорные диски, соединительные муфты и другие детали роторов, работающие в зоне не очень высоких температур, чаще всего изготавливаются заодно с валом, но могут выполняться и насадными, в этом случае их посадка на ротор выполняется с натягом.

Основным недостатком цельнокованных роторов является необходимость замены или серьезной реконструкции всего ротора при повреждениях одного из дисков.

Роторы комбинированного типа представляют собой комбинацию двух вышеописанных типов роторов. У роторов комбинированного типа диски нескольких первых ступеней выполнены заодно с валом, а диски последующих ступеней насаживаются на вал (рис. 7.1,в). Роторы комбинированного типа применяют в турбинах, у которых в одном цилиндре температура пара изменяется в большом интервале, например РСД турбин К-200-130, К-300-240 ЛМЗ, К-300-240 ХТЗ и других, где на вход цилиндра поступает пар из промперегрева с температурой 540 °С, а последние ступени этих роторов являются частью низкого давления.

Сварные роторы изготавливают из отдельных дисков и концевых частей, соединяемых кольцевыми сварочными швами по специальной технологии. Части ротора представляют собойковки умеренных размеров, что позволяет получить равномерную структуру металла по объему детали и улучшить тепловую стабильность ротора. Сварные роторы имеют ряд преимуществ перед другими типами роторов: меньшую массу и, следовательно, меньшие нагрузки на опорные подшипники, меньшие осевые размеры при том же количестве ступеней и как следствие большая жесткость роторов.

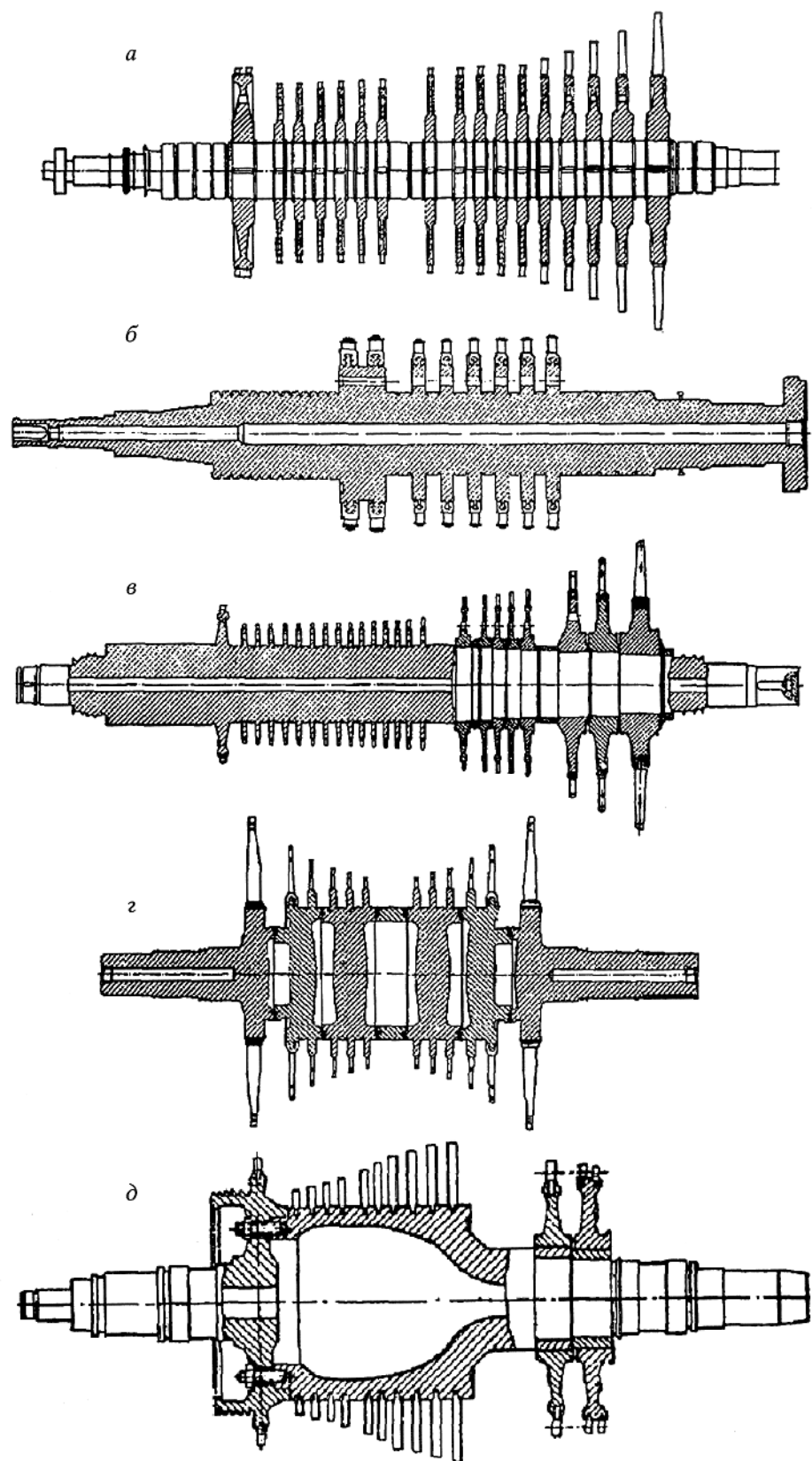


Рис. 7.1. Конструкции роторов:
a — ротор с насадными дисками; *б* — цельнокованный; *в* — комбинированный; *г* — сварной;
д — барабанного типа

Сварные роторы (рис. 7.1,г) применяются в ЦНД современных турбин большой мощности, например, ХТЗ и ЛМЗ применяют сварную конструкцию для двухпоточных роторов низкого давления. Сварные роторы в своих турбинах в течение нескольких десятков лет успешно применяют и другие фирмы, например ВВС (ABB).

Представляет интерес конструкция ротора из сваренных между собой дисков, применяемая ХТЗ для роторов низкого давления. Крайние диски этих роторов откованы заодно с концами вала, средние диски представляют собой самостоятельные поковки, сваренные между собой по центрирующим поясам.

Определенным недостатком сварного ротора является затрудненный контроль состояния металла в зоне сварных соединений при капитальных ремонтах.

Роторы барабанного типа применяются главным образом при реактивном облопачивании, где нет необходимости в установке диафрагм. Барабанный ротор представляет собой барабан, откованный заодно с валом, в пазы которого посажены рабочие лопатки. Такие роторы для облегчения их изготовления иногда делают составными, скрепленными при помощи болтов. При небольших диаметрах барабанов и значительных окружных скоростях барабанные роторы выполняются цельноковаными или сварными; в некоторых других конструкциях барабаны отковываются вместе с одной частью вала, а другая часть вала, изготовленная отдельно, закрепляется в барабане горячей посадкой или болтами. На рис. 7.1,д в качестве примера представлена одна из конструкций барабанного ротора.

Барабанные роторы применяются в основном на тихоходных паровых турбинах.

Составные роторы являются одной из разновидностей роторов с насадными дисками. Такие роторы во всех своих турбинах применяет КТЗ. Главными отличительными особенностями составных роторов (рис. 7.2) являются: автофреттированные (предварительно напряженные) диски без ступиц 2; валы постоянного диаметра 4 (под посадку дисков); крепление дисков на валу в осевом направлении с помощью специальных колец 3; закрепление усиков концевых уплотнений в валу.

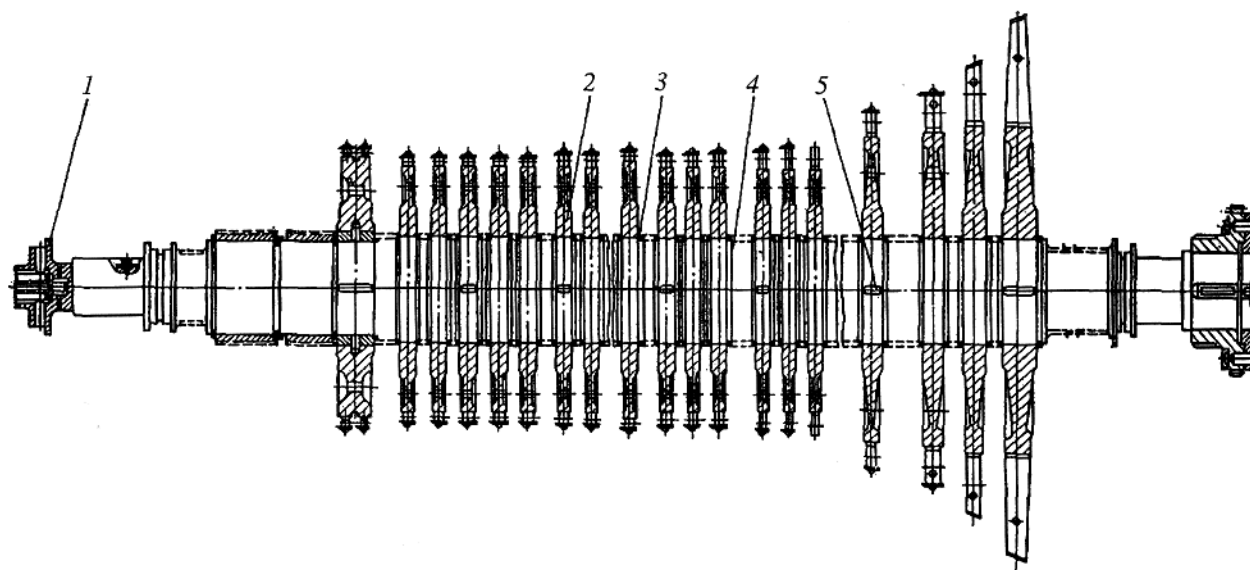


Рис. 7.2. Составной ротор КТЗ:

1 — рабочее колесо главного масляного насоса; 2 — диск; 3 — кольцо; 4 — вал; 5 — осевая шпонка

Для роторов и валов турбин используют высокопрочные углеродистые или легированные релаксационно-устойчивые жаропрочные стали [7, 14, 15, 55, 61]. Материалом дисков служат как простая углеродистая сталь, так и специальные стали (хромоникелевая, хромо-молибденовая и другие).

Для цельнокованых и комбинированных роторов ЦВД и ЦСД наиболее часто употребляются стали марок ЭИ 415 (20Х3МВФ), Р2 (25Х1М1Ф), Р2МА (25Х1М1ФА), ЭИ 572, обладающие высоким сопротивлением ползучести и термической усталости.

Для роторов НД применяются стали марок 34ХНЗМ, 34ХМ, обладающие высокой статической прочностью, вязкостью разрушения и высоким сопротивлением коррозионному разрушению.

Валы роторов с насадными дисками, сами диски и другие насадные детали изготавливаются чаще всего из стали марок 34ХЗМ, 35Х12Ф, 35ХМЮА; 34ХН1МА; 34ХНЗМА; 35ХНЗМФАР.

Рабочие лопатки, ленточные и проволочные бандажи изготавливаются из стали марок 20Х12ВНМФ, 15Х11МФ, 08Х13, 20Х13, 12Х13.

7.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ДЕФЕКТЫ РОТОРОВ И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии и ремонта роторов обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 12, 13, 16, 62, 63].

- *Механический износ бандажей, гребней концевых и диафрагменных уплотнений* в результате радиальных задеваний ротора о детали статора. Причинами задеваний, как правило, являются:

- а) нарушения центровки деталей проточной части и некачественная пригонка зазоров в уплотнениях;
- б) нарушения режимов эксплуатации при пусках, остановках и наборах нагрузки турбиной;
- в) нарушения в работе системы тепловых расширений турбины.

- *Аксиальные задевания ротора о статор*, причинами которых могут быть:

- а) некачественная пригонка осевых зазоров в проточной части турбины или зазоров в уплотнениях;
- б) нарушения режимов эксплуатации при пусках, остановках и наборах нагрузки турбины;
- в) изменение положения деталей статора относительно роторов, происходящее в результате нарушений в работе систе-

мы тепловых расширений турбины.

- Увеличенный статический прогиб роторов, возникающий в результате:
 - а) механических задеваний элементов ротора о детали статора;
 - б) нарушения режимов эксплуатации при пусках, остановах и наборах нагрузки;
 - в) наличия поперечной трещины.
- Повреждение рабочих лопаток в результате попадания постороннего металла в проточную часть турбины; причинами могут быть:
 - а) посторонние предметы, оставленные во время ремонта в цилиндрах, органах парораспределения и присоединенных трубопроводах;
 - б) разрушение деталей проточной части во время эксплуатации;
 - в) попадание посторонних предметов во время эксплуатации из трубопроводов (разрушенных гильз термоконтроля, впрысков котла и т.д.).
- Усталостные поломки лопаток, происходящие чаще всего из-за нарушений в режимах эксплуатации.
- Абразивный износ бандажей, шипов рабочих лопаток, входных и выходных кромок рабочих лопаток первых ступеней роторов ВД и СД с промперегревом в результате воздействия мелких частиц окалины, отслоившейся с трубопроводов и поверхностей нагрева котла.
- Эрозионный износ рабочих лопаток, работающих в зоне влажного пара (лопатки ЧНД).
- Абразивный, эрозионный износ, "коррозионное растрескивание под напряжением" и "коррозионное усталостное растрескивание" в разгрузочных отверстиях роторов.
- Механический износ, "коррозионное растрескивание под напряжением" и "коррозионное усталостное растрескивание" в ступицах дисков.
- "Коррозионные и коррозионно-усталостные повреждения лопаток, дисков и бандажей", работающих в зоне фазового перехода.
- Коррозионные повреждения роторов, включая все детали (стояночная коррозия), происходящие при длительных простоях оборудования без консервации.
- Повреждения шеек роторов, происходящие вследствие полного или частичного прекращения подачи масла в подшипники, а также использования грязного или обводненного турбинного масла.
- Трещины, в осевых каналах роторов высокого и среднего давления, работающих в зоне высоких температур, происходящие, как правило, из-за термической усталости или дефектов изготовления.
- Трещины, на фланцах полумуфт и отверстиях под призонные болты в результате воздействия высоких знакопеременных нагрузок, возникающих из-за некачественной центровки роторов.
- Термоусталостные повреждения придисковых галтелей роторов.

7.3. РАЗБОРКА, ПРОВЕРКА БОЕВ И ВЫЕМКА РОТОРОВ

Разборка муфт роторов производится сразу после вскрытия корпусов подшипников перед вскрытием цилиндров. **Перед разборкой муфт в обязательном порядке необходимо произвести контрольный замер осевого положения всех роторов относительно корпусов подшипников и занести полученные данные в формуляр проточной части турбины.**

7.3.1. Проверка боев

Проверка боя роторов производится в соответствии с требованиями формуляра. На рис. 7.3 в качестве примера показан формуляр на ротор высокого давления турбины Т-100/120-130.

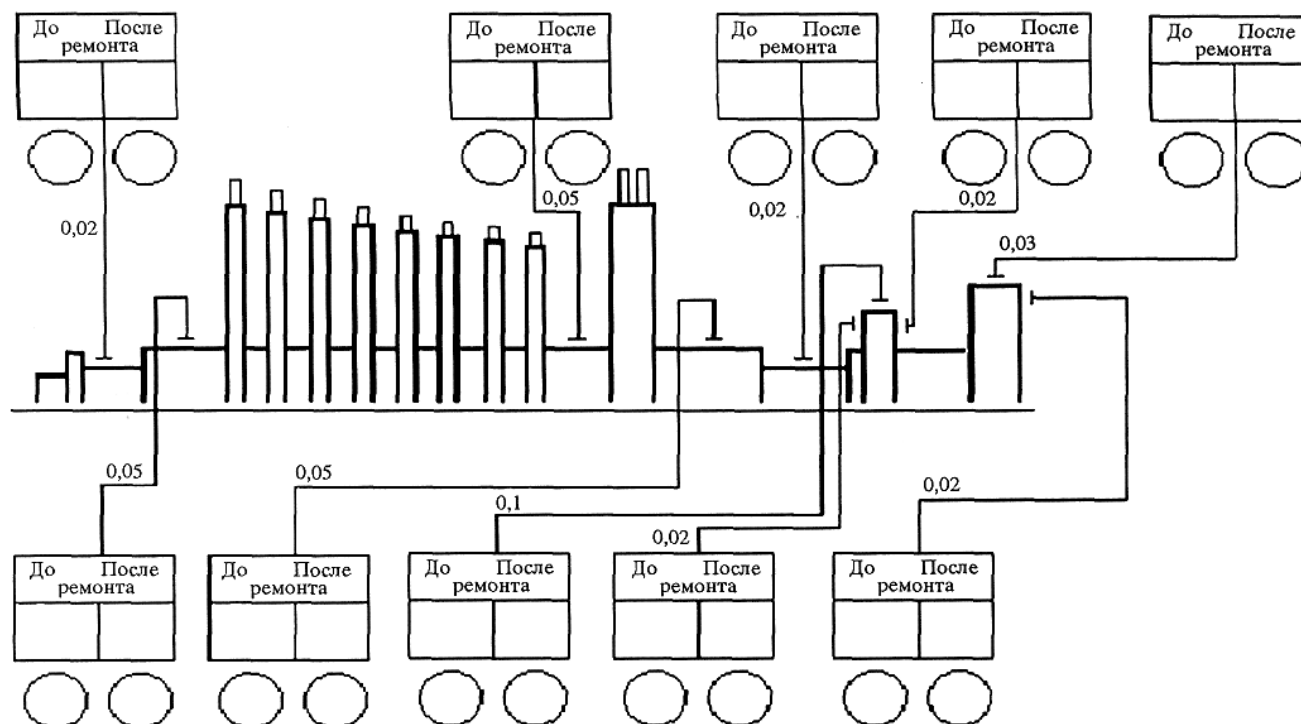


Рис. 7.3. Формуляр проверки боев РВД турбины Т-100/120-130 ТМЗ

Для проверки *радиальных боев* ротор устанавливается в собственные подшипники, места предполагаемых замеров зачищаются от окалины и возможных отложений солей; на горизонтальный разъем цилиндра (обойм уплотнений, диафрагм) устанавливается кронштейн с индикатором часового типа.

Замер боя ротора производится только в вертикальной плоскости, так как баббитовая расточка подшипника имеет больший диаметр, чем шейка ротора, и в случае замера в любой другой плоскости возможна погрешность измерения из-за горизонтального перемещения ротора в подшипнике.

Количество точек замеров в каждой плоскости обычно выбирают в соответствии с количеством отверстий в одной из полуфут ротора. В формуляре указывается максимальная величина боя ротора в этой плоскости и номер отверстия в полуфуте, напротив которого он замерен.

В табл. 7.1 представлен пример записи замеров радиального боя в одной из плоскостей:

Таблица 7.1

Пример записи замеров радиального боя

Точка замера	3	4	5	6	7	8	1	2	3
Величина боя (мм 10 ⁻²)	0	-1	0,5	2	3	4	2	1	0
Приведенная величина боя (мм 10 ⁻²)	1	0	1,5	3	4	5	3	2	1

Повторный замер в точке 3 выполняется для контроля правильности замеров; в случае, если контрольный замер не совпадает с первоначальным, операцию необходимо повторить.

Запись, представленная в табл. 7.1, показывает, что максимальный бой ротора в данной плоскости расположен напротив отверстия 8 и составляет 0,05 мм, прогиб составляет 0,025 мм. Если этот замер производился на шейке ротора, то он показывает, что эллипс шейки составляет 0,05 мм; в этом случае величину всех остальных замеров радиальных боев необходимо корректировать на величину эллипса шейки, а геометрия шейки ротора подлежит исправлению в процессе ремонта.

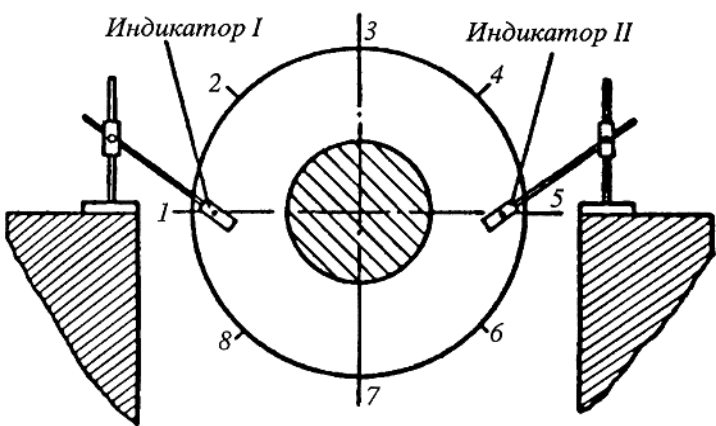


Рис. 7.4. Проверка торцевого боя полуфуты

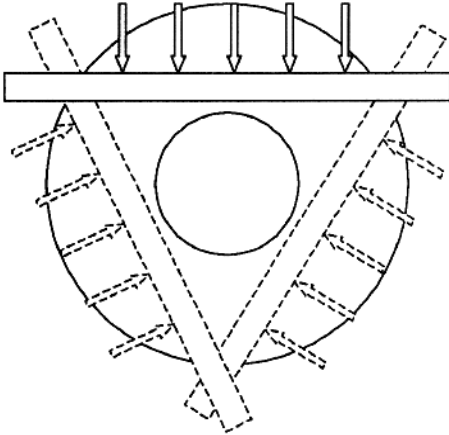


Рис. 7.5. Проверка плоскостности диска по линейке

В качестве примера замеров торцевых боев рассмотрим замер торцевого боя полуфуты. Для проверки *торцевых боев* ротора на горизонтальный разъем устанавливается два индикатора в диаметрально противоположных точках (рис. 7.4). **Два индикатора для замера торцевого боя обязательны, так как ротор в осевом направлении надежно зафиксировать невозможно, а второй индикатор предназначен для определения осевого смещения ротора во время проведения замеров.** Точки замеров, так же как и для замеров радиального боя, выбираются в районе отверстий под призонные болты.

Величиной боя в данном сечении будет являться значение, равное полуразности показаний индикаторов. В табл. 7.2 показан пример записи замеров торцевых боев.

Аналогично проверке торцевого боя полуфут роторов проверяются торцевые бои упорных гребней и дисков роторов.

Проверка плоскостности поверхности упорного диска производится при помощи поверочной линейки. Для этого линейку накладывают на поверхность диска, как показано на рис. 7.5, при этом щуп толщиной 0,03 мм не должен перемещаться между поверхностью диска и линейкой.

В случае обнаружения неплоскостности поверхности диска она должна быть устранена шабровкой с последующей притиркой поверхности диска специальным приспособлением (рис. 7.6); значительные отклонения геометрии устраняются проточкой. Устранение неплоскостности поверхности диска производится одновременно с исправлением торцевого боя шабровкой упорных поверхностей по контрольной плите (специальной шайбе), после чего производится повторная проверка торцевого боя диска.

Запись замеров торцевых боев

Таблица 7.2

Точки замеров		Показания индикаторов, 0,01 мм		Разность показаний замеров, 0,01 мм	Торцевой бой поверхности, 0,01 мм
I	II	I	II		
1	5	0	0	0	0
2	6	+33	+27	6	3
3	7	+106	+94	12	6
4	8	-9	-27	18	9
5	1	+12	-12	24	12
6	2	+9	-9	18	9
7	3	+6	-6	12	6
8	4	+3	-3	6	3
1	5	150	150	0	0

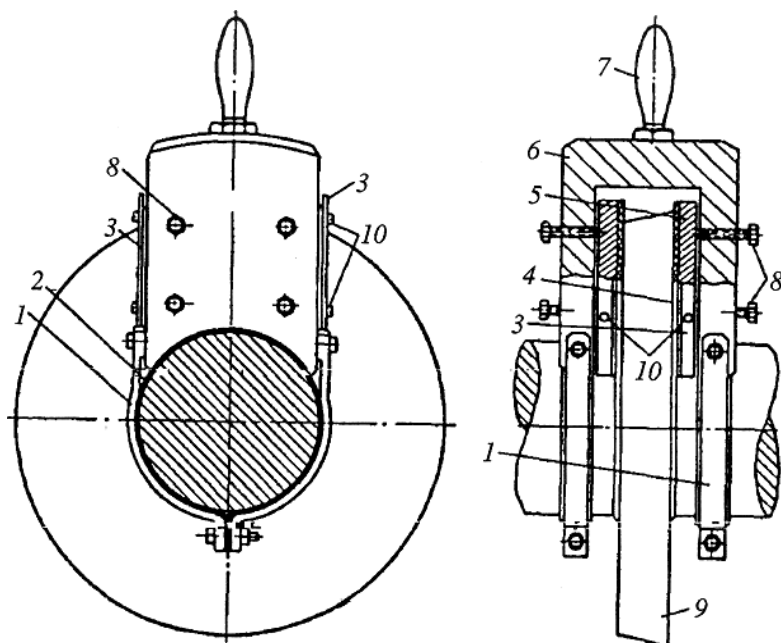


Рис. 7.6. Приспособление для шлифовки упорного диска:
1 — хомут; 2 — войлок; 3 — планка; 4 — фетр; 5 — плитки;
6 — скоба; 7 — ручка; 8 — регулирующие болты; 9 — упорный диск; 10 — шурупы, крепящие фетр

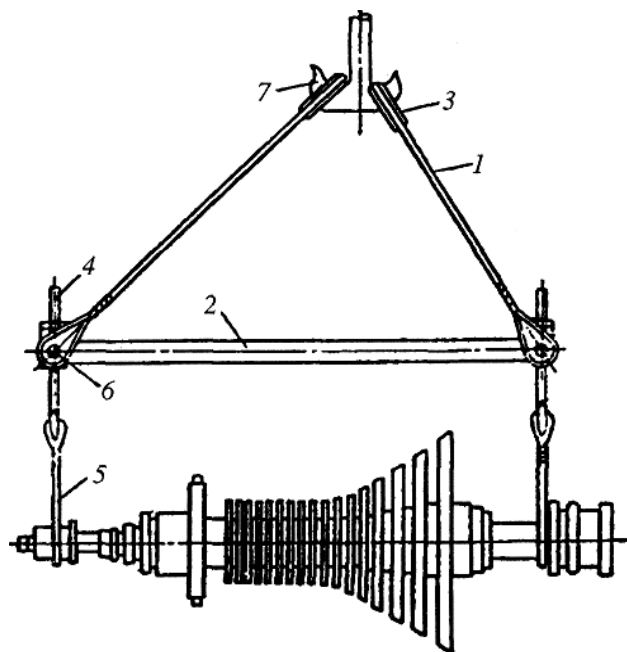


Рис. 7.7. Строповка ротора турбины:
1 — строп траверсы; 2 — траверса; 3 — коуш; 4 — якорь; 5 — строп под ротор; 6 — валик; 7 — крюк

Проверка геометрии шеек роторов на наличие конусности и эллипсности производится в обязательном порядке с помощью замера микрометрической скобой диаметра шеек роторов не менее чем в трех сечениях шейки по ее длине и, как минимум, в трех плоскостях под углами 120° . Три плоскости замеров в каждом сечении необходимы потому, что до производства замеров расположение осей эллипса неизвестно.

7.3.2. Выемка роторов из цилиндра

Выемка роторов производится после выполнения комплекса необходимых замеров зазоров и положений деталей при полностью остывшей турбине: осевых и радиальных зазоров в проточной части турбины, прогиба валов, разбега в упорных подшипниках, осевого и радиального биения рабочих дисков, упорного диска, полумуфт и других насаженных на вал деталей, зазоров по лабиринтовым уплотнениям, по подшипникам и других.

Выемка роторов из цилиндров и их установка в цилиндры паровых турбин производится с помощью подъемных приспособлений (**траверсы**), специально разработанных заводами-изготовителями паровых турбин для каждого ротора; траверсы могут быть универсальными (для всех роторов турбины имеется одна перенастраиваемая траверса) и индивидуальными. В зависимости от конструктивного исполнения траверсы ее настройка

выполняется с помощью винтовых стяжек (**талрепов**) или специальными гайками на крюках траверсы. *Правильность настройки траверсы определяется одновременностью отрыва шеек ротора от вкладышей.* На рис. 7.7 показано подъемное приспособление ЛМЗ, с помощью которого путем регулировки подвески можно поднимать разные роторы.

Перед подъемом ротора из цилиндра необходимо раздвинуть ("растолкать") прилегающие роторы до возникновения гарантированного зазора между соединительными полумуфтами. В противном случае при подъеме ротора возможно затирание его между полумуфтами соседних роторов и повреждение торцевых поверхностей полумуфт.

Строповка ротора производится за специально изготовленные элементы конструкции на роторе или полумуфтах.

Во время подъема ротора необходимо следить за отсутствием задеваний бандажами, дисками или лопатками о детали статора, а также за сохранением зазора между соединительными полумуфтами. При перекосах, заеданиях и задеваниях дальнейший подъем ротора должен быть прекращен до выяснения и полного устранения их причин.

После подъема на высоту, достаточную для отвода в сторону, ротор краном доставляется к месту укладки на заранее подготовленные стойки. При опускании ротора на стойки необходимо следить, чтобы кольца лабиринтовых уплотнений не ложились на стойки.

7.4. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ РОТОРОВ

7.4.1. Ревизия

После выемки роторов производятся следующие типовые операции:

- визуальный осмотр ротора с целью выявления видимых механических повреждений и определения объема и методов ремонта;
- очистка контрольных поверхностей ротора от продуктов коррозии и отложений (*в на стоящее время для очистки роторов от окалины, рабочих лопаток от солевых отложений и подготовки элементов роторов к контролю металла начали применяться методы мокрой золоочистки (роторы отмываются под высоким давлением водой с золой) и "нескоструйка" роторов мелкими фракциями песка (размер зерна 0,16...0,55 мм).* Эти методы очистки позволяют значительно сократить трудозатраты на очистку деталей турбины и получить чистоту очищенных поверхностей не ниже $R_A 2,5$, достаточную для проведения всех видов неразрушающего контроля, но требуют специальной оснастки и подготовки рабочего места);
- механическая очистка от окалины разгрузочных отверстий, придисковых галтелей и ступиц дисков для контроля ме-

талла;

- очистка от солевых отложений рабочих лопаток;
- опиловка механических повреждений входных и выходных кромок рабочих лопаток, подготовка поврежденных мест для контроля на отсутствие трещин,
- подготовка входных и выходных кромок рабочих лопаток в зоне фазового перехода для контроля на отсутствие трещин;
- зачистка шеек роторов от кольцевых рисок, возникших в процессе эксплуатации (операция производится перед окончательной укладкой ротора в турбину);
- выемка пробок, глушащих осевой канал, подготовка поверхности осевых каналов роторов ВД и СД (турбин с промпрегревом) под контроль осевых каналов на отсутствие трещин.

Осмотр осевых каналов

Осмотр осевых каналов роторов выполняется во время капитальных ремонтов турбины в процессе ревизии роторов ВД и СД (турбин с промпрегревом пара) в соответствии с требованиями нормативных документов [78].

Для производства контроля осевого канала из ротора необходимо вынуть пробки, глушащие осевой канал с торцов ротора, зачистить поверхность осевого канала от нагара масла, попавшего в канал, окалины и других отложений до металлического блеска с чистотой поверхности не ниже $R_{A2,5}$ и произвести проверку канала не менее чем двумя методами неразрушающего контроля.

Пробки, глушащие осевой канал с торцов ротора, устанавливаются в свои посадочные места с натягом и дополнительно стопорятся от проворота и выпадения резьбовыми штифтами, резьба которых, в свою очередь, чеканится на торцевой поверхности для предотвращения их отворачивания во время работы. В настоящее время заводы-изготовители рекомендуют дополнительно уплотнять пробки, устанавливаемые в осевой канал для предотвращения попадания масла и обмена воздуха (кислорода) в осевом канале при пусках и остановках турбины, что ограничивает развитие коррозии в осевом канале (собственного, однократного, объема воздуха в осевом канале хватает для образования окисной пленки толщиной менее 0,03 мм).

Для предупреждения образования окисной пленки в осевом канале в соответствии с [79] внутренняя полость ротора должна заполняться инертным газом.

7.4.2. Контроль металла

Одной из наиболее трудоемких и ответственных работ в период ремонта являются подготовка и проведение контроля металла роторов.

Объем контроля металла, его периодичность и возможные методы контроля определены существующими нормативными документами [64, 65, 80]. Разработаны также методические указания и инструкции по отдельным видам контроля [66...69, 81...85]. Основной объем контроля металла, выполняемого в период каждого ремонта с выемкой роторов, обычно включает:

- визуальный осмотр всего ротора;
- цветную дефектоскопию шеек роторов, полумуфт, галтелей, отверстий под призонные болты;
- магнитопорошковую дефектоскопию (МПД) разгрузочных отверстий, полотна и радиусных переходов дисков в каждый капитальный ремонт;
- МПД щечек дисков в местах установки заклепок ступеней с вильчатой посадкой рабочих лопаток;
- ультразвуковую дефектоскопию (УЗД) шпоночных пазов дисков в зоне фазового перехода;
- УЗД входных и выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней РСД и РНД (в соответствии с периодичностью контроля, указанной в РД);
- МПД и УЗК осевых каналов РВД и РСД турбин с промпрегревом (после 70 тыс. часов наработки и потом через каждые последующие 50 тыс. часов);
- другие дополнительные объемы, согласно действующим РД и циркулярам.

По результатам ревизии и контроля металла роторов составляется акт дефектации ротора (акт дефектации может составляться как отдельно на ротор, так и на весь турбоагрегат в целом), в нем указываются все обнаруженные дефекты и принятые решения по методам их устранения.

7.4.3. Устранение дефектов

Повреждения вала в виде царапин, задиров, рисок (особенно опасны глубокие, идущие вдоль шейки), а также коррозионные повреждения и шероховатости рабочих поверхностей устраняются проточкой с последующей шлифовкой или только шлифовкой в зависимости от величины дефекта и его направления.

Исправление геометрии шеек роторов в условиях станции

Овальность (сечение в форме овала), "бочкообразность" (диаметр в двух крайних сечениях шейки больше или меньше диаметра среднего сечения) и конусность рабочей поверхности шейки (диаметр с одной стороны по длине шейки больше, а с другой меньше) возникают достаточно редко и являются следствием неравномерности износа шейки вала.

Изменение геометрии шеек роторов определяется путем измерения диаметра вала в трех направлениях под углом в 120° не менее чем в трех поперечных сечениях по длине шейки. Величины овальности, "бочкообразности" и конусности не должны превышать 0,015...0,020 мм.

В случае обнаружения значительных отклонений в геометрии шеек роторов необходимо производить их ремонт.

Ремонт шеек может производиться вручную притиркой поверхности шеек по калибру (притиру) или проточкой. В настоящее время шейки роторов по притиру обычно не исправляются.

Наиболее качественным способом исправления шеек является проточка ротора на токарном станке. Однако, учитывая габариты роторов и отсутствие на многих электростанциях специальных станков, до недавнего времени роторы среднего и низкого давления турбин приходилось отправлять на завод-изготовитель турбин. Роторы высокого давления по габаритам входят на станок ДИП500 с длинной станиной, которые имеются во многих энергосистемах, поэтому РВД обычно протачивают в условиях электростанций.

Ремонтными и монтажными организациями отработана технология шлифовки шеек роторов на балансировочных стан-

ках или в собственных подшипниках. При обработке в собственных подшипниках вращение роторов производится штатным валоповоротом или специально изготовленным приводом. Для обработки шеек роторов на балансировочном станке к нему изготавливается специальный тихоходный привод, который должен обеспечивать плавное вращение ротора со скоростью 20...30 об/мин.

Смазка подшипников при вращении ротора осуществляется смесью цилиндрического и турбинного масел, взятых в равных долях.

Для обработки ротора в собственных подшипниках на разъем турбины устанавливается специальное приспособление с суппортом. Суппорт дает возможность перемещать режущий инструмент (шлифовальную приставку) в продольном и поперечном направлениях.

Для шлифовки используются шлифовальные приставки к токарным станкам или специально сконструированные шлифовальные приспособления.

Шлифовальное приспособление при шлифовке шеек в собственных подшипниках выставляется на кронштейне в вертикальной плоскости или под углом в 45° к горизонту (рис. 7.8). Картер подшипника тщательно закрывается, в разъем вкладыша устанавливаются фетровые обтюраторы для исключения попадания абразивных материалов в расточку вкладыша. При производстве проточки цилиндрических поверхностей роторов следует помнить, что чем ближе к вертикальной плоскости установлен режущий инструмент (шлифовальный круг), тем меньше величина отклонений формы обрабатываемой поверхности в результате горизонтальных перемещений ротора в расточках подшипника.

Перемещение суппорта должно происходить параллельно оси ротора; для этого перед началом проточки ротора производится выверка правильности установки суппорта.

Выверка правильности установки суппорта производится следующим образом: на предварительно установленный суппорт дополнительно устанавливаются два индикатора часового типа — один в вертикальной, а второй в горизонтальной плоскостях; затем смещением кронштейна приспособления обеспечивается параллельность перемещения суппорта относительно оси ротора.

Разборка и сборка насадных деталей ротора

Разборка роторов, частичная или полная, со снятием насадных деталей (муфт, маслоотбойных колец, втулок концевых уплотнений, дисков и других деталей) может быть вызвана их повреждением (в результате задеваний в процессе эксплуатации, трещинообразования в шпоночных пазах и т. д.), необходимостью перелопачивания ступеней, ослаблением натяга посадочных мест насадных деталей и другими причинами.

Все насадные детали устанавливаются на вал с натягом, поэтому для их снятия необходимы специальные приспособления и предварительный подогрев.

Каждая насадная деталь надежно стопорится на месте установки (рис. 7.9):

- от проворота — шпонками 3, 7 или цилиндрическими резьбовыми штифтами 11; штифты от проворота чеканятся;
- от смещения в осевом направлении — стопорными кольцами 8, 10;
- упорными гайками или резьбовыми штифтами 11.

В свою очередь, стопорные элементы также закрепляются от смещений: стопорные кольца устанавливаются в расточки следующих дисков; шпонки — стопорными винтами 9; головки винтов и резьбовые штифты чеканятся от проворота.

Перед разборкой насадных деталей все стопорные винты гаек, колец уплотнительных втулок отворачивают или высверливают.

Разборка насадных деталей ротора может производиться как в горизонтальном, так и в вертикальном положении ротора. Выбор съемных приспособлений зависит от конструкции снимаемой детали и способа разборки ротора.

Разборка роторов в горизонтальном положении

На рис. 7.10,а показаны наиболее часто применяемые приспособления для снятия насадных деталей в горизонтальном положении. Усилия для снятия деталей с вала создаются винтом, гидравлическим масляным домкратом или гайками на стяжных шпильках.

Для снятия дисков роторов могут применяться механические или специальные гидравлические домкраты, которые с одной стороны упираются в снимаемый диск, а с другой стороны в соседний диск (рис. 7.10,б).

Полумуфты, чаще всего имеющие коническую посадку, снимаются с помощью винтового или гидравлического съемника.

Маслоотбойные и парототбойные кольца снимаются легкими ударами по ним молотком через медные оправки.

Во избежание перекосов детали в процессе ее снятия съемное приспособление должно иметь не менее трех шпилек; стяжные шпильки должны быть натянуты с одинаковым усилием, а ось винта или домкрата при их установке должна совпадать с осью вала. Для того, чтобы избежать смещения съемного приспособления вниз, его опирают на опору — специальный брус, заложенный между стяжной шпилькой и валом, или подвешивают на кране.

Все детали съемного приспособления должны быть рассчитаны на максимальные усилия, требуемые для снятия детали с вала и зависящие в основном от посадочного натяга и габаритов снимаемой детали.

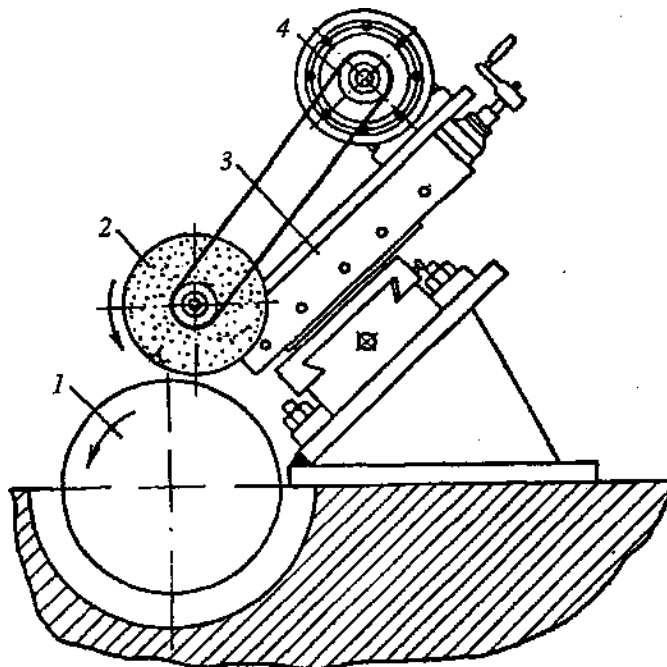


Рис. 7.8. Суппорт с шлифовальной головкой:
1 — шейка ротора; 2 — шлифовальный круг; 3 — суппорт; 4 — электропривод

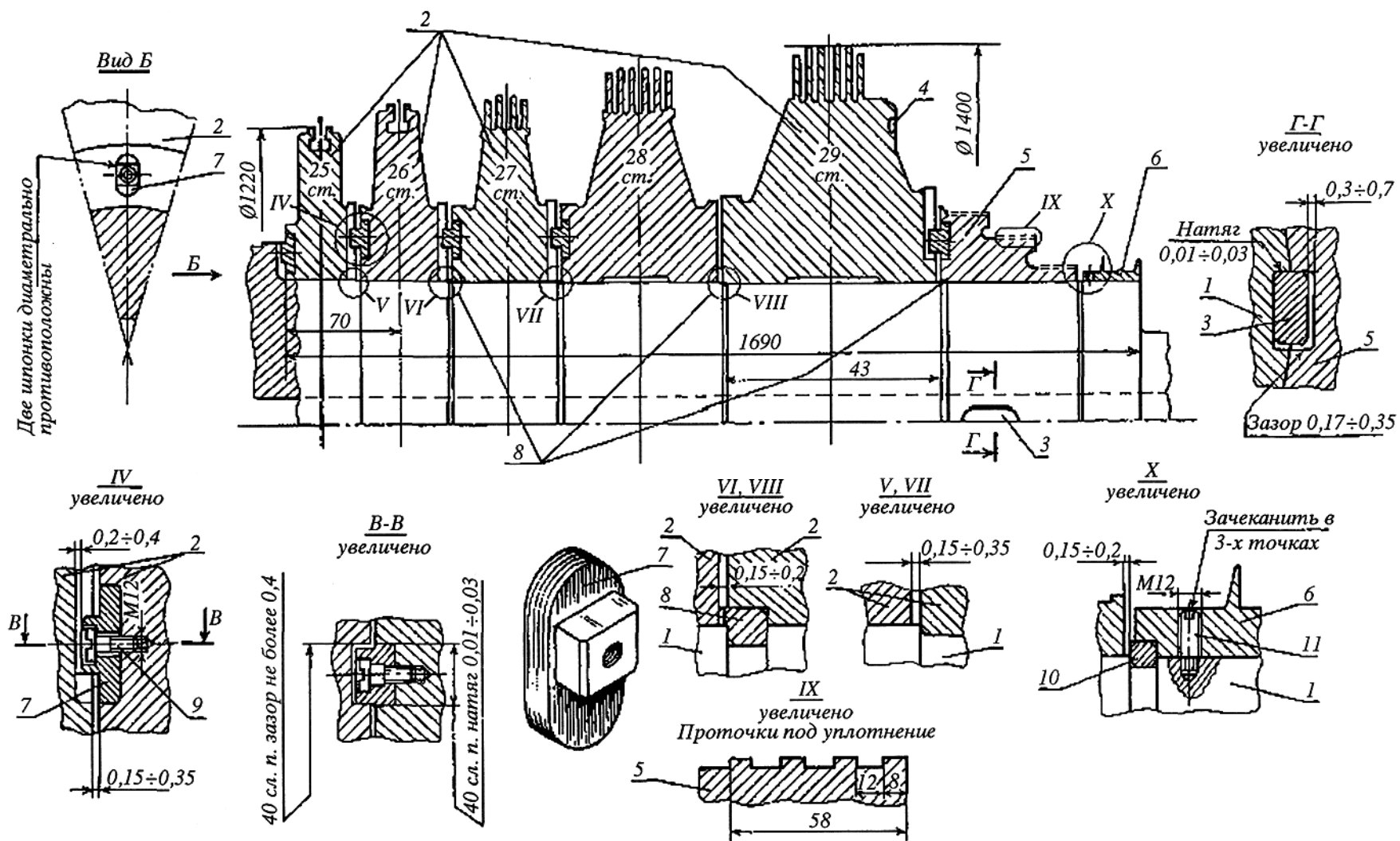


Рис. 7.9. Крепление насадных деталей на валу ротора:

1 — вал ротора; 2 — насадные диски; 3 — осевая шпонка втулки концевого уплотнения; 4 — балансировочный паз; 5 — втулка концевого уплотнения; 6 — втулка масляного уплотнения; 7 — вертикальные шпонки дисков; 8 и 10 — дистанционные стопорные кольца; 9 — стопорный винт; 11 — стопорная шпилька

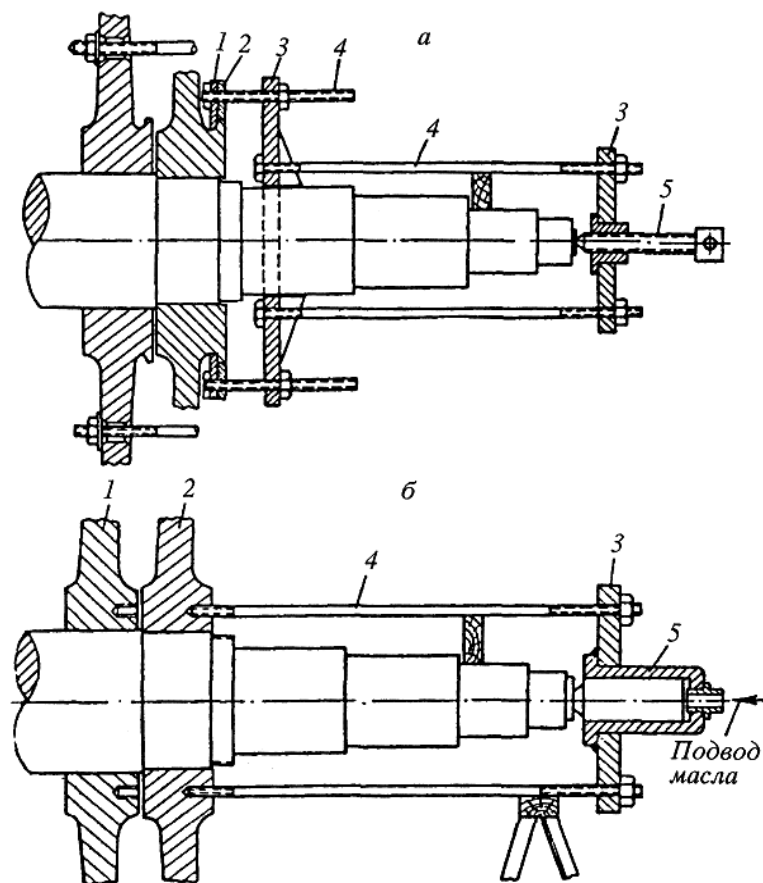


Рис. 7.10. Приспособления для снятия дисков в горизонтальном положении:

а: 1 и 2 — съемные кольца; 3 — фланцы; 4 — стяжные шпильки; 5 — отжимной винт; б: 1 и 2 — снимаемые диски; 3 — съемный фланец; 4 — стяжные шпильки; 5 — масляный домкрат

Нагрев насадных деталей можно производить с помощью ацетиленовых горелок № 5...7, пропановых или керосиновых огнеметов, индукторов промышленной частоты.

При использовании открытого пламени ацетиленовых горелок, пропановых или керосиновых огнеметов нагрев детали производится от периферии к центру для уменьшения возникающих при неравномерном прогреве внутренних напряжений в детали и ее коробления.

Независимо от конструкции съемного приспособления и способа посадки дисков перед началом нагрева на приспособлении создается предварительный натяг. При нагреве дисков необходимо избегать прогрева вала ротора, это достигается подачей охлаждающей воды в осевой канал ротора, а в случае его отсутствия — укладкой на открытые части вала влажного асбестового полотна или намоткой шнура (также возможна подача охлаждающей воды на уложенный асбест, при этом необходимо защитить нагреваемый диск от попадания влаги).

При снятии дисков необходимо выполнять ряд требований.

1. *Правильный нагрев диска.* Нагрев диска производится интенсивно, но равномерно, при этом вал должен

оставаться холодным. Нагрев производится с обеих сторон от полотна диска к ступице. Ступицу следует нагревать только после того, как полотно прогрето до температуры, необходимой для ослабления посадочного натяга (ориентировочно температура ослабления натяга определяется при средней величине коэффициента температурного расширения металла 1,1 мм/м на 100 °С).

Пример: допустим диаметр посадочного места 320 мм, максимальный натяг насадной детали по чертежу 0,6 мм, температура в машинном зале 20 °С; для снятия детали нам необходимо увеличить диаметр отверстия в снимаемой детали ориентировочно до 0,7 мм и соответственно прогреть деталь до температуры, не менее чем 220 °С.

2. *Устранение возможных перекосов диска при его движении по посадочной поверхности вала.* Для этого усилия от съемного приспособления должны быть равномерными со всех сторон. В ходе движения диска по всей посадочной поверхности вала полезно всегда постукивать по диску свинцовыми кувалдами, удары следует наносить против направления движения.

3. *Если вал нагрелся, а диск не стронулся с места или, тронувшись, остановился по какой-либо причине (заедание, перекося и т. д.),* то необходимо остановить работы по снятию насадной детали, дать ротору полностью остыть, а затем, увеличив интенсивность нагрева (например, увеличить количество горелок), повторить операцию. Применение больших усилий для снятия дисков не рекомендуется, так как приведет к повреждению посадочной поверхности вала и диска.

4. *В ходе нагрева и остывания насадных деталей следует избегать резкого и особенно одностороннего нагрева или охлаждения.*

Разборка роторов в вертикальном положении

В настоящее время все большее распространение получает вертикальный способ разборки и сборки роторов. При этом способе наиболее сложной операцией является кантовка ротора в вертикальное положение, все остальные операции, в том числе снятие и посадка дисков, выполняются значительно легче, чем разборка в горизонтальной плоскости, и, кроме того, посадка насадных деталей выполняется со значительно меньшими перекосами.

Перед кантовкой ротора с него снимаются легкие насадные детали: муфты, масляные уплотнения, упорные диски и втулки концевых уплотнений; только затем производится кантовка ротора.

Кантовка ротора в вертикальное положение и обратно в настоящее время выполняется с помощью специально разработанных приспособлений (рис. 7.11), состоящих из стоек и хомутов, а скантованный ротор устанавливается полумуфтой на специальную раму.

Кантовка ротора в вертикальное положение является весьма ответственной операцией, должна быть в каждом случае предварительно продумана до мельчайших подробностей и выполнена под наблюдением руководителя ремонта.

Разборка ротора в вертикальном положении. Прежде чем приступить к нагреву и съему деталей с вала, вокруг ротора устанавливают леса. Нагрев насадных деталей производится аналогично нагреву в горизонтальном положении ротора. Снятие насадных деталей производится с помощью мостового крана и съемных приспособлений (рис. 7.12).

Восстановление посадочного натяга дисков. Выбор способа ремонта для обеспечения необходимого посадочного натяга диска зависит от величины ослабления его посадки, от состояния посадочных поверхностей диска и вала, а также от конструкции диска.

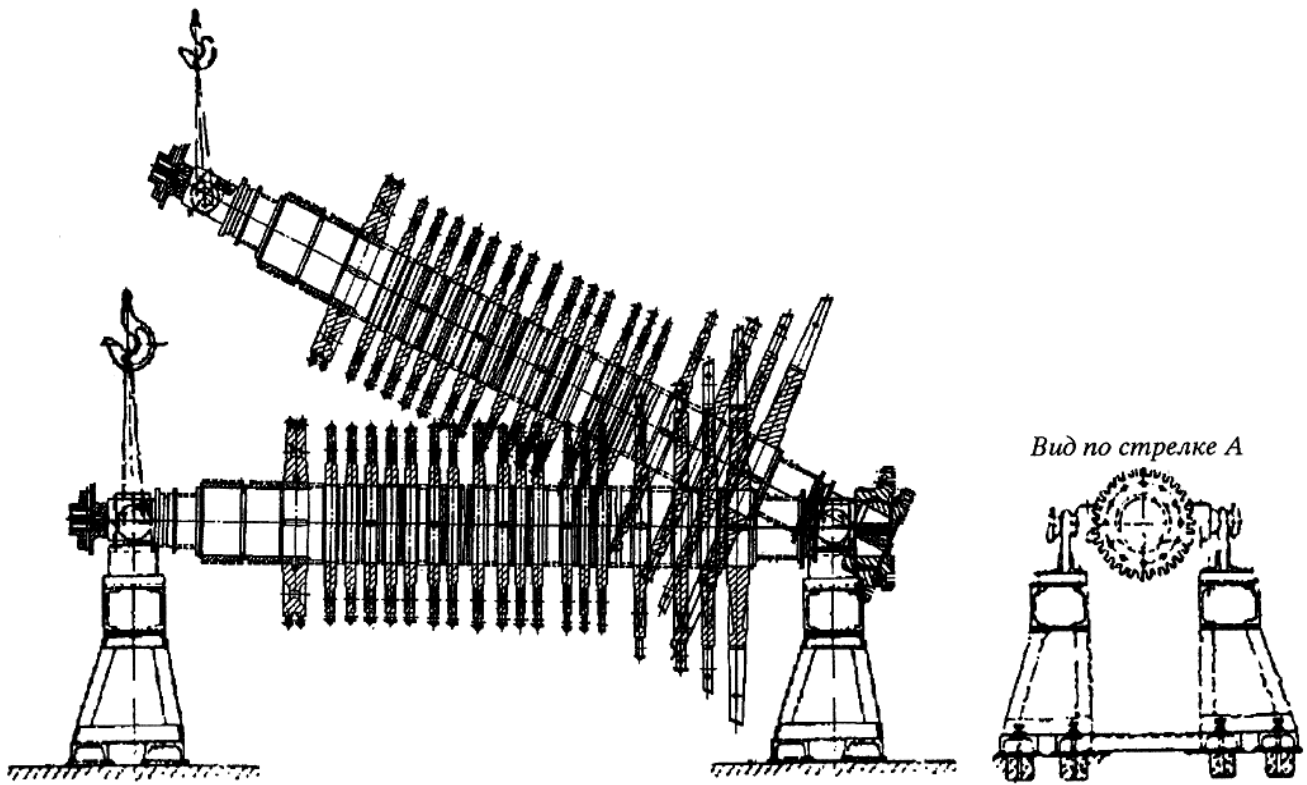
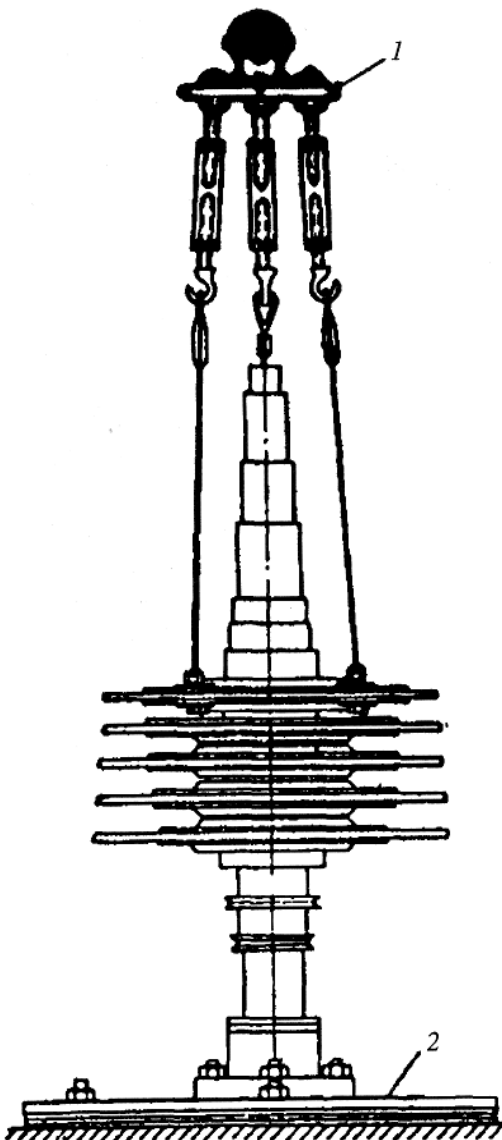


Рис. 7.11. Кантовка ротора одним крюком крана при помощи специального приспособления



Величина натяга насадных деталей на валу определяется заводом-изготовителем турбин по напряжениям в ступице диска, освобождающему числу оборотов и рабочим условиям (температурам, динамическим усилиям и т. д.).

Величина натяга насадных деталей на валу определяется как разница между фактической величиной диаметра посадочной расточки насадной детали и величиной диаметра посадочного места вала:

$$N = D_n - D_v$$

где N — величина фактического натяга; D_n — диаметр посадочной расточки насадной детали; D_v — величина диаметра посадочного места вала.

Причинами ослабления посадки дисков, как правило, являются:

- высокие напряжения, заложенные при расчете натяга;
- применение материалов, не соответствующих условиям эксплуатации;
- работа турбины при температурах, выше расчетных;
- ползучесть материала и релаксация напряжений в посадочных местах дисков, работающих в зонах высоких температур;
- разгон турбины выше разрешенной частоты вращения.

Для восстановления натяга чаще всего применяется способ посадки насадных деталей на фольгу (рис. 7.13); при этом использование фольги толщиной более 0,5 мм затруднительно и не рекомендуется, так как установка фольги толщиной 0,5 мм соответствует величине ослабления натяга 1,0 мм.

При ослаблении посадки детали на посадочных поверхностях образуются выбоины, овальность и конусность, поэтому перед посадкой насадной детали на вал необходимо восстановить посадочные поверхности.

Фольга должна быть калиброванной; ее толщину необходимо тщательно измерить микрометром в нескольких точках. Для лучшего прилегания фольги к валу ее желательно предварительно завальцевать в цилиндрическую поверхность диаметром немного меньшим, чем диаметр посадочного сечения.

Крепление фольги на валу чаще всего производится с помощью продольной шпонки. Для этого шпонка вынимается, в ней делают 2...3 пропила шириной 10...15 мм по толщине фольги. Фольга тщательно вымеряется по посадочной поверхности (ширине и длине) и вырезается; в местах пропилов на шпонке выполняются специальные язычки, которые будут обжимать фольгу по валу.

Рис. 7.12. Разборка ротора в вертикальном положении:

1 — приспособление для подъема дисков; 2 — рама для кантовки и установки ротора

Рис. 7.13. Установка фольги на вал для восстановления посадочного натяга по насадной детали: 1 – продольная шпонка; 2 – фольга; 3 – вал

Поверхности вала и фольга натираются чешуйчатым графитом; фольга устанавливается на посадочное место вала и загибается в шпоночный паз. Для более плотного прилегания фольга прогревается паром или отдаленным пламенем автономной горелки; затем шпонка забивается на место, при этом фольга натягивается и закрепляется на валу.

В настоящее время чаще всего в случае ослабления натяга производится замена дисков.

Сборка роторов. Насадку рабочих дисков и других деталей на вал можно производить как в горизонтальном, так и в вертикальном положениях вала.

При любом способе сборки ротора должны быть обеспечены следующие основные условия:

- а) свободная (без принуждений) посадка нагретой детали на свою посадочную расточку вала;
- б) плотное прилегание насаживаемой детали к упору, определяющему ее аксиальное положение на валу до полного остывания;
- в) наличие тепловых зазоров между насаживаемыми деталями, обеспечивающих тепловые расширения при работе турбины;
- г) отсутствие деформации и перекосов насаженных деталей после их остывания.

Насадка деталей на вал при его горизонтальном положении в условиях электростанции производится без какого-либо нажимного приспособления, поэтому деталь при посадке нередко перекашивается и смещается: при этом образуется недопустимый зазор между насаженными деталями.

При вертикальном методе сборки ротора, детали опускаются краном и "салятся" на свое место под действием собственного веса; при этом возможность смещения или перекоса детали значительно уменьшается.

Независимо от способа посадки насадных деталей ротора в процессе пусковых операций после разгона турбины для настройки бойков автомата безопасности, вибросостояние роторов, прошедших разборку и последующую сборку, как правило, изменяется, поэтому окончательную балансировку валопровода турбины необходимо производить после испытания и настройки бойков безопасности.

Правка валов

Искривление валов при эксплуатации турбин может происходить по следующим причинам:

- Неравномерное охлаждение неподвижного ротора после останова турбины. В этом случае нижняя часть ротора охлаждается быстрее, чем часть, находящаяся в верхней половине цилиндра. Из-за этой неравномерности волокна нижней части ротора сокращаются сильнее, чем волокна верхней части, вследствие чего ротор выгибается вверх (при максимальной разнице температур верха и низа искривление ротора достигает максимальной величины). После естественного (равномерного) остывания цилиндров турбины ротор выпрямляется.

- Захлаживание поверхности ротора при забросе воды в проточную часть турбины из патрубков отборов пара.

- Неравномерный прогрев ротора при прогреве турбины (характерен для турбин, не оборудованных валоповоротным устройством). В этом случае верхняя часть ротора прогревается быстрее, чем часть, находящаяся в нижней половине цилиндра. Ротор также может искривиться из-за попадания в турбину холодного воздуха через концевые уплотнения при включении эжекторов без подачи пара на уплотнения.

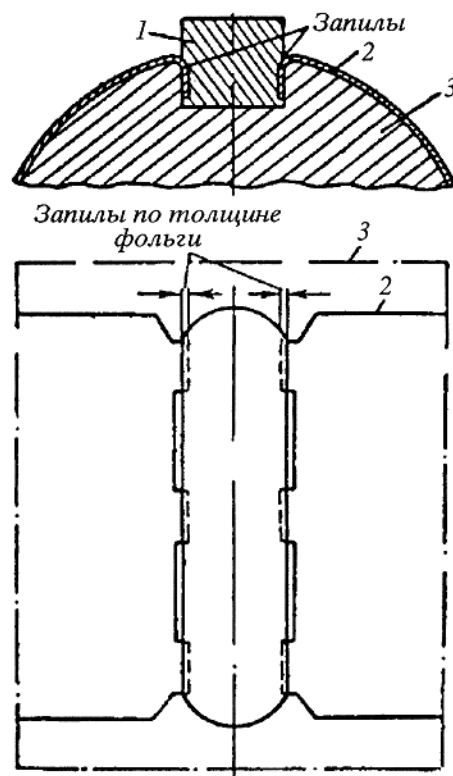
- Наличие поперечной трещины в теле ротора.
- Задевание усов лабиринтовых уплотнений за ротор, вызывающее в свою очередь местный нагрев ротора и его искривление. Причиной задеваний могут быть:
 - а) неравномерный прогрев фланцев цилиндров при пуске турбины из холодного состояния;
 - б) стесненные тепловые расширения цилиндров;
 - в) дефекты пригонки зазоров в лабиринтовых уплотнениях (большая разница зазоров в вертикальной и горизонтальной плоскостях, пригонка зазоров без учета статического прогиба ротора, отсутствие или неправильная пригонка аксиальных зазоров в уплотнениях).

В результате задевания усов лабиринтовых уплотнений о ротор происходит местный разогрев и появляется прогиб ротора (в случае "жестких" задеваний за уплотнения возможен значительный местный разогрев, возникновение в этой зоне пластических деформаций металла и как следствие остаточный прогиб ротора). Роторы с насадными деталями в значительно меньшей степени подвержены остаточным прогибам в результате задеваний, так как местный нагрев на них чаще всего происходит по насадным деталям.

- Неправильная сборка насадных деталей ротора. В случае посадки насадных деталей ротора без тепловых зазоров в процессе пусковых операций может возникать искривление ротора. Искривление ротора происходит из-за более быстрого, по сравнению с валом прогрева насадных деталей. Такое искривление ротора является временным и обычно исчезает с прогревом вала, но в процессе пуска при его появлении возможно задевание за усы лабиринтовых уплотнений и как следствие возможно дальнейшее искривление ротора.

В случаях, когда величина остаточного прогиба ротора превышает 0,15 мм, его дальнейшая эксплуатация без устранения прогиба не допускается.

Правка валов турбин может производиться различными способами: местным нагревом (термическая), чеканкой (механическая), нагревом с нагружением (термомеханическая), методом релаксации напряжений, переточкой поверхности



ротора с предварительным отжигом. Выбор того или иного метода правки зависит от величины прогиба, диаметра, длины вала, конструкции ротора, материала вала и степени его повреждения при задеваниях.

Термический метод обычно применяется при малых прогибах и отсутствии повреждений поверхности вала от задеваний. Термомеханический метод (с применением местного или общего отжига до и после правки) применяется при прогибах с наличием закаленного участка вала от задевания. Релаксационный метод (с кольцевым нагревом) пригоден для любого случая искривления вала, но ввиду того, что он требует специальной оснастки, применяется обычно только при больших прогибах, а также прогибах, сопровождающихся значительными повреждениями поверхности вала от задевания.

Процесс правки термическим и термомеханическим методами основан на том, что в материале некоторой части поверхности вала искусственно создаются напряжения, превосходящие предел текучести материала, вызывающие после охлаждения вала его прогиб в нужную сторону.

Метод термической правки заключается в быстром местном нагреве выпуклого участка вала, при котором нагретый слой металла вала получил бы напряжения выше предела текучести. Такой нагрев приводит к появлению на небольшом участке напряжения сжатия в наружных волокнах материала, превосходящего предел текучести, что, в свою очередь, после остывания ведет к их укорочению на выпуклой стороне вала и, следовательно, к выправке вала. Таким образом, при термической правке вала используются те же силы, вызывающие напряжения выше предела текучести, которые вызвали прогиб вала при местных задеваниях. Величина усилий, необходимых для выправления вала, регулируется площадью нагреваемой поверхности и толщиной нагреваемого слоя металла вала.

Для предотвращения нагрева других элементов ротора они изолируются асбестом. Оставляется оголенным только тот участок вала, на котором будет производиться нагрев.

Необходимо иметь в виду, что некоторые остаточные напряжения, если они полностью не сняты по окончании правки и проводимой после нее термообработки отжигом, могут привести впоследствии к частичному восстановлению прогиба.

Механическая правка валов производится в холодном состоянии чеканкой в местах наибольшего прогиба. При правке этим методом необходимо проводить предварительный отжиг вала для уменьшения внутренних напряжений, вызвавших прогиб.

Сущность механической правки вала заключается в том, чтобы чеканкой растянуть волокна вала, сжатые за пределы текучести.

Термомеханический метод отличается от термического тем, что до начала нагрева участка вала, установленного выпуклой стороной вверх, в нем заранее создаются напряжения с помощью механического нажима (хомутом). Нажимное устройство устанавливается вблизи от места нагрева (прогиба); перед началом нагрева устройством прогибают вал в противоположную от первоначального прогиба сторону. Контроль величины деформации вала при изгибе его нажимным устройством выполняют при помощи индикаторов.

При нагреве вал стремится выгнуться вверх; встречая дополнительное сопротивление, материал в месте нагрева переходит предел текучести раньше, чем при чисто термической правке.

Метод релаксации напряжений заключается в том, что вал на участке его максимального искривления подвергается нагреву по всей окружности и на глубину всего сечения до температуры 600...650 °С. Нагрев производится при вращении вала на малых оборотах; после выдержки при указанной температуре в течение нескольких часов, вал устанавливается прогибом вверх и сразу же на нагретый участок вала с помощью специального приспособления (рис. 7.14) производится нажим в сторону, противоположную прогибу. Нажим производится для создания небольшого напряжения в материале нагретого вала (упругая деформация). Время, в течение которого нагретый вал выдерживается в напряженном состоянии, должно быть достаточным, чтобы под действием нагрузки и высокой температуры необходимая часть упругой деформации перешла в пластическую.

Основным достоинством метода правки, основанного на явлении релаксации напряжений, является выпрямление вала с обеспечением стабильности формы при дальнейшей эксплуатации; при этом в процессе правки, проводимой при напряжениях, значительно ниже предела текучести, не возникает опасных внутренних напряжений.

Переточка поверхности ротора при ремонте роторов в заводских условиях. Для исправления боя роторов наиболее часто применяется способ переточки поверхности ротора. Перед переточкой ротора производится низкотемпературный отжиг при $t = 600...620$ °С. После термообработки ротор выставляется на токарном станке, его радиальные бои "располовиниваются", и производится переточка всех радиальных поверхностей. Правка роторов таким способом в связи с изменением радиальных размеров приводит к необходимости установки в турбину новых специальных комплектов концевых и диафраг-

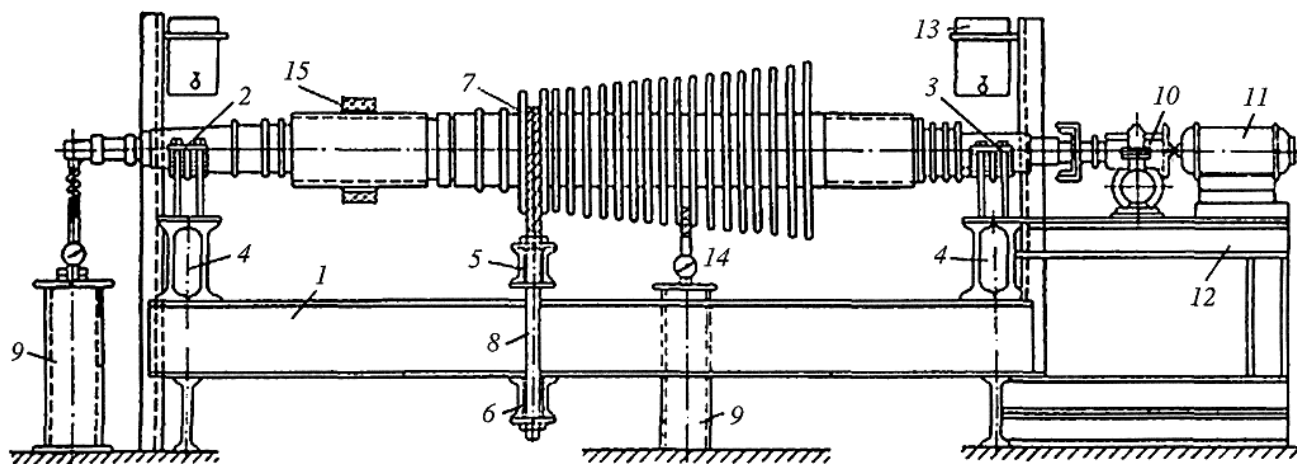


Рис. 7.14. Правка вала способом релаксации:

1 — станина; 2 и 3 — подшипники; 4 — опоры подшипников; 5 и 6 — траверсы; 7 — нажимной трос; 8 — стяжной болт; 9 — подставка для индикатора; 10 — редуктор; 11 — электромотор; 12 — опора привода; 13 — маслобак; 14 — индикатор; 15 — индукционный нагреватель

менных уплотнений и перезаливке подшипников.

После исправления прогиба любым из перечисленных способов необходимо провести обязательную динамическую балансировку роторов на станке.

7.5. УКЛАДКА РОТОРОВ В ЦИЛИНДР

Перед установкой ротора в цилиндр правильность его строповки проверяется и регулируется по уровню. Перед укладкой ротора нижняя половина цилиндра в обязательном порядке осматривается на отсутствие посторонних предметов, а при окончательной установке ротора — сдается на чистоту представителю эксплуатации и оформляется специальным актом. Баббитовая расточка вкладышей тщательно очищается.

Перед подвеской ротора к крану следует убедиться в том, что осевая установка соседних роторов правильна и укладка ротора будет произведена без помех со стороны соединительных полумуфт. Когда расстояние между шейками ротора и вкладышами подшипников во время укладки составляет 250...300 мм, шейки ротора обливаются чистым турбинным маслом (укладка ротора на "сухие" шейки не допускается).

После укладки ротора его необходимо повернуть, чтобы убедиться в правильности его укладки и отсутствии задеваний, а для исключения повреждения шеек и попадания грязи необходимо сразу же после укладки ротора установить на свое место верхние половины подшипников или заменяющие их специальные кожухи.

7.6. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Назовите типовые конструкции роторов турбин.
2. Каковы основные достоинства и недостатки каждого из типов конструкции роторов.
3. Назовите основные причины возможных аксиальных и радиальных задеваний ротора о статор.
4. В какой плоскости производится замер радиального боя ротора и почему?
5. Чем определяется количество точек замера радиального боя и почему?
6. Как производится замер радиального (торцевого) боя ротора? Сколько индикаторов применяется при замере радиального (торцевого) боя?
7. Как организуется проверка геометрии шеек роторов?
8. Назовите основные типовые операции, выполняемые при ревизии ротора.
9. Что такое "траверса", как проверить правильность ее настройки?
10. Какие методы используются для контроля металла роторов?
11. Какими методами может быть исправлена геометрия шеек роторов?
12. Как крепятся и стопорятся насадные детали роторов?
13. Какие приспособления используются для снятия насадных деталей роторов?
14. Назовите основные требования, которые необходимо соблюдать при снятии насадных деталей роторов.
15. Как осуществляется кантовка ротора в вертикальное положение и обратно?
16. Чем определяется величина натяга насадных деталей на валу?
17. Назовите основные причины, приводящие к ослаблению посадки насадных деталей роторов.
18. Какие основные условия должны соблюдаться при сборке роторов?
19. Назовите основные причины искривления роторов.
20. При какой величине прогиба ротора допускается его эксплуатация?
21. Назовите основные методы правки роторов.

8.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Рабочие лопатки являются одними из наиболее ответственных и дорогостоящих элементов турбины. Во время работы они подвергаются воздействию различных факторов: высоких температур, коррозии, эрозии, а также статических, динамических и температурных напряжений. Выбор конструктивной формы, размеров и материала зависит от условий, в которых им приходится работать и в значительной степени определяет надежность и экономичность эксплуатации турбин [7, 10, 11, 55...61, 86].

Конструктивно рабочую лопатку можно разделить на следующие части: рабочая часть, промтельная часть, хвостовик и элементы связей ступени рабочих лопаток.

Рабочая часть (перо лопатки) по периметру сечения подразделяется на внутренний и наружный профили. Профиль рабочих лопаток может быть постоянным по всей высоте лопаток или переменным по высоте. Кроме этого, в рабочих ступенях применяются лопатки с закрученным пером. Постоянный профиль имеют, как правило, короткие лопатки, устанавливаемые в ЧВД и на первые ступени ЧСД.

Хвостовик — часть рабочей лопатки, посредством которой она закрепляется на рабочем колесе и через которую передаются на диск все нагрузки лопатки. По способу установки лопаток на рабочее колесо различают рабочие лопатки с тангенциальной заводкой лопаток, верховой (радиальной) посадкой и осевой заводкой. Конструкция хвостовика лопатки выбирается исходя из условий обеспечения необходимой прочности. На рис. 8.1 в качестве примера показаны некоторые типы хвостовиков лопаток.

В ЧВД и ряде ступеней ЧСД, как правило, применяется "Т-образное" хвостовое соединение (рис. 8.1, й, б, в), которое отличается простотой конструкции и наиболее технологично в изготовлении. Особенность сборки ступени с таким хвостовым соединением заключается в том, что заводка лопаток в паз производится через два диаметрально расположенных колодца. Перед заводкой хвостовики пригоняются друг к другу по краске по прилегающим поверхностям. Для предотвращения изгиба щечек диска на лопатках и диске могут быть выполнены заплечики.

Для турбин ХТЗ характерно использование различных конструкций грибовидных хвостовиков. В зависимости от нагрузки они могут быть одноопорные, двухопорные, трехопорные (рис. 8Л, г, д). Наборка лопаток на диск осуществляется аналогично "Т-образному" соединению с установкой одной замковой лопатки или замка.

Тангенциальный натяг по окружности создается за счет установки замковых лопаток с определенной толщиной хвостовиков, крепление которых в диске осуществляется одной или двумя заклепками.

У хвостового соединения с тангенциальной заводкой имеется существенный недостаток — при необходимости замены одной лопатки должен быть удален хотя бы один замок и все лопатки от замка до поврежденной лопатки.

Большой несущей способностью обладают вильчатые хвостовые соединения (рис. 8.1, е, ж) с верховой (радиальной) посадкой рабочих лопаток. Прочность такого соединения обеспечивается определенным количеством вилок. Крепление каждой лопатки на диске осуществляется одной или двумя заклепками. Заклепки могут устанавливаться либо по середине каждого хвостовика лопаток, либо в стыке хвостовиков соседних лопаток (рис. 8.2). Перед наборкой на рабочее колесо лопатки подгоняются друг к другу по прилегающим плоскостям.

Радиальное положение рабочих лопаток обеспечивается их плотной посадкой на гребень (гребни) диска (рис. 8.3). Требуемый натяг в окружном направлении в такой конструкции достигается специальными технологическими приемами при облопачивании. Для повышения несущей способности вилки могут быть выполнены переменного сечения по высоте.

Существуют также конструкции вильчатых хвостовиков типа "наездник", в которых вилки закрывают обод диска (рис. 8.1, е).

Самой большой несущей способностью обладают елочные хвостовые соединения с торцевой заводкой лопаток в диск. Заводка лопаток с елочными хвостовиками в диск производится либо строго аксиально, либо под углом к оси, либо по дуге в зависимости от профиля корневого сечения. Прижатие лопатки к диску по контактным площадкам при осевой заводке лопаток происходит под действием центробежных сил.

Для удобства сборки и установки связей, а также для стопорения лопаток в осевом направлении производится установка стопорных пластин или стопорных пластин с клиньями в паз диска под нижний торец хвостовика лопатки.

В паровых турбинах КТЗ применяются зубчиковые хвостовые соединения, профиль которых аналогичен елочному, но заводка лопаток в паз диска осуществляется тангенциально. Принцип сборки и работы колеса с такими лопатками, а следовательно и недостатки такого соединения, такие же, как для других лопаток с торцевой заводкой.

Промтельная часть — это переходный участок лопатки от хвостовика к рабочей части, который находится за пределами диска, но не является рабочей частью.

Для снижения вибрационных напряжений, возникающих в процессе эксплуатации, на рабочие лопатки устанавливаются **связи разных конструкций** (рис. 8.4). Установка связей требует внесения на рабочую часть лопатки дополнительных конструктивных элементов:

- отверстий под проволоку и усиления профиля в виде поясков на наружном профиле в зоне отверстий;
- шипов (круглых или профильных) на верхнем торце лопаток под ленточные бандажи;
- цельнофрезерованных, выполненных заодно с лопаткой, бандажей в виде полок.

Материалы, применяемые при изготовлении лопаток, выбираются исходя из условий

эксплуатации лопатки и действующих на нее усилий [7, 15, 55, 61]. Основными материалами, традиционно используемыми в отечественном турбостроении, являются нержавеющие стали мартенситного класса марок 12Х13, 20Х13, 15Х11МФ. В настоящее время эти стали получают методом шлакового переплава (12Х13Ш, 20Х13Ш, 15Х11МФШ), что позволило улучшить их качество за счет снижения содержания в них неметаллических включений.

Для лопаточного аппарата регулирующих ступеней ЦВД и первых ступеней, расположенных после промперегрева пара, применяют стали марок 20Х12ВНМФШ или 18Х11МНФБШ, как наиболее жаростойкие.

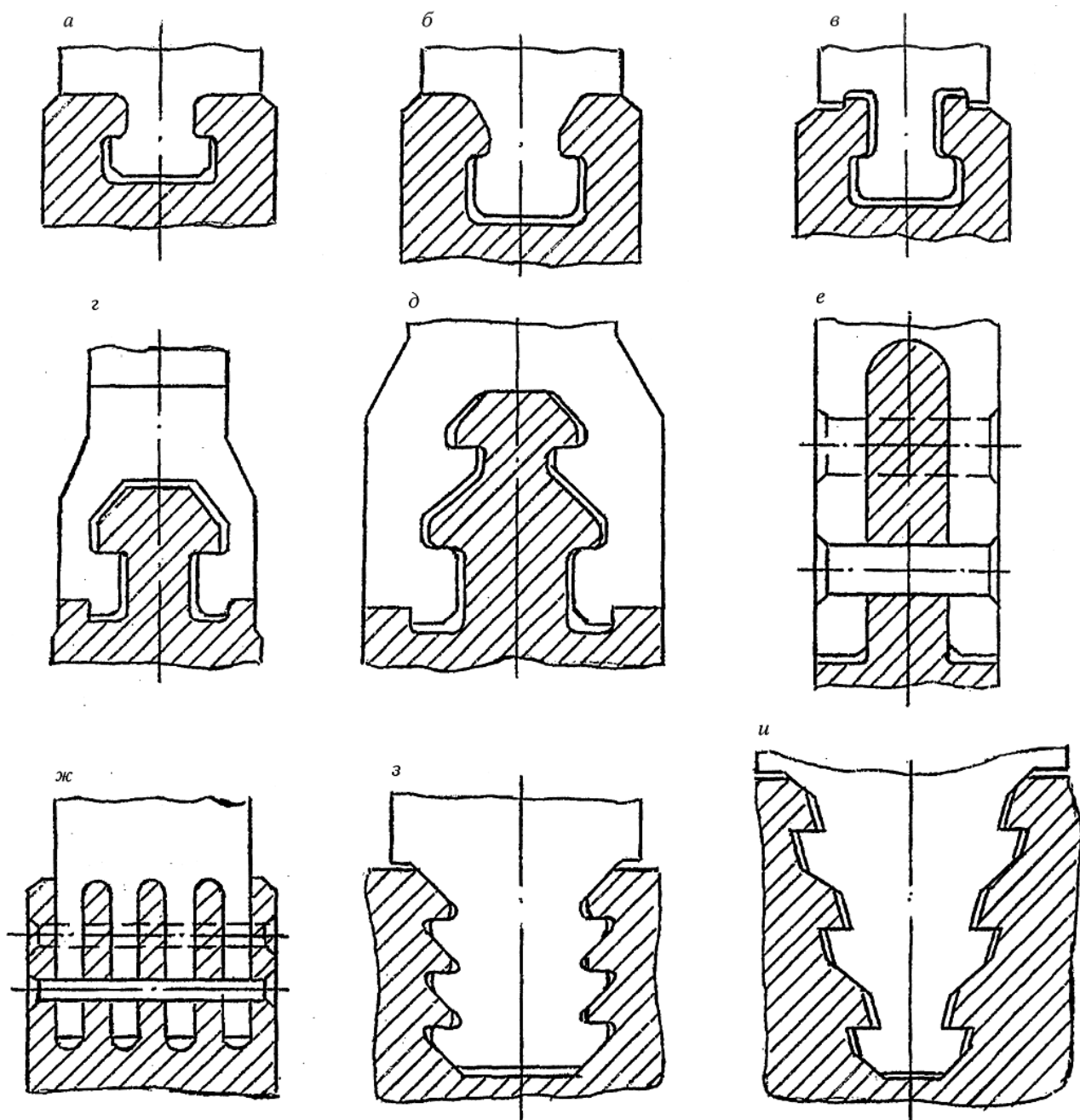


Рис. 8.1. Конструкции хвостовых соединений рабочих лопаток.

а, б, в — “Т-образные” хвостовые соединения различной конфигурации и изготовления; *г* — одноопорное, *д* — двухопорное грибовидное хвостовое соединение; *е, ж* — однопазовое и многопазовое вильчатое хвостовое соединение; *з* — зубчатый профиль, *и* — елочный профиль хвостового соединения

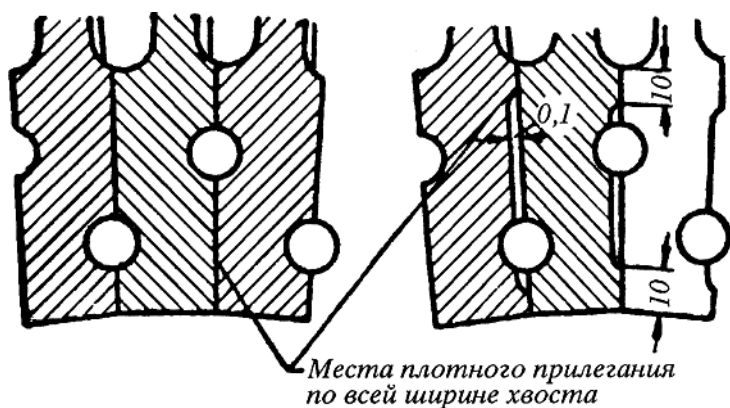


Рис. 8.2. Расположение заклепок в стыках хвостовиков соседних лопаток с вильчатой посадкой

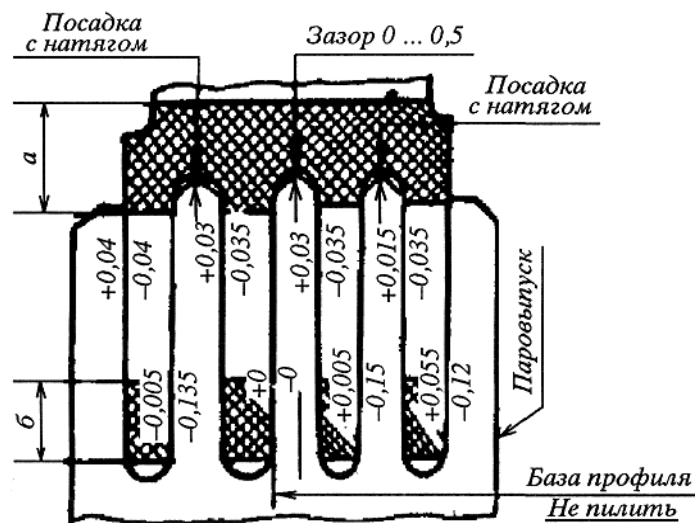


Рис. 8.3. Радиальная посадка рабочей лопатки на гребни диска

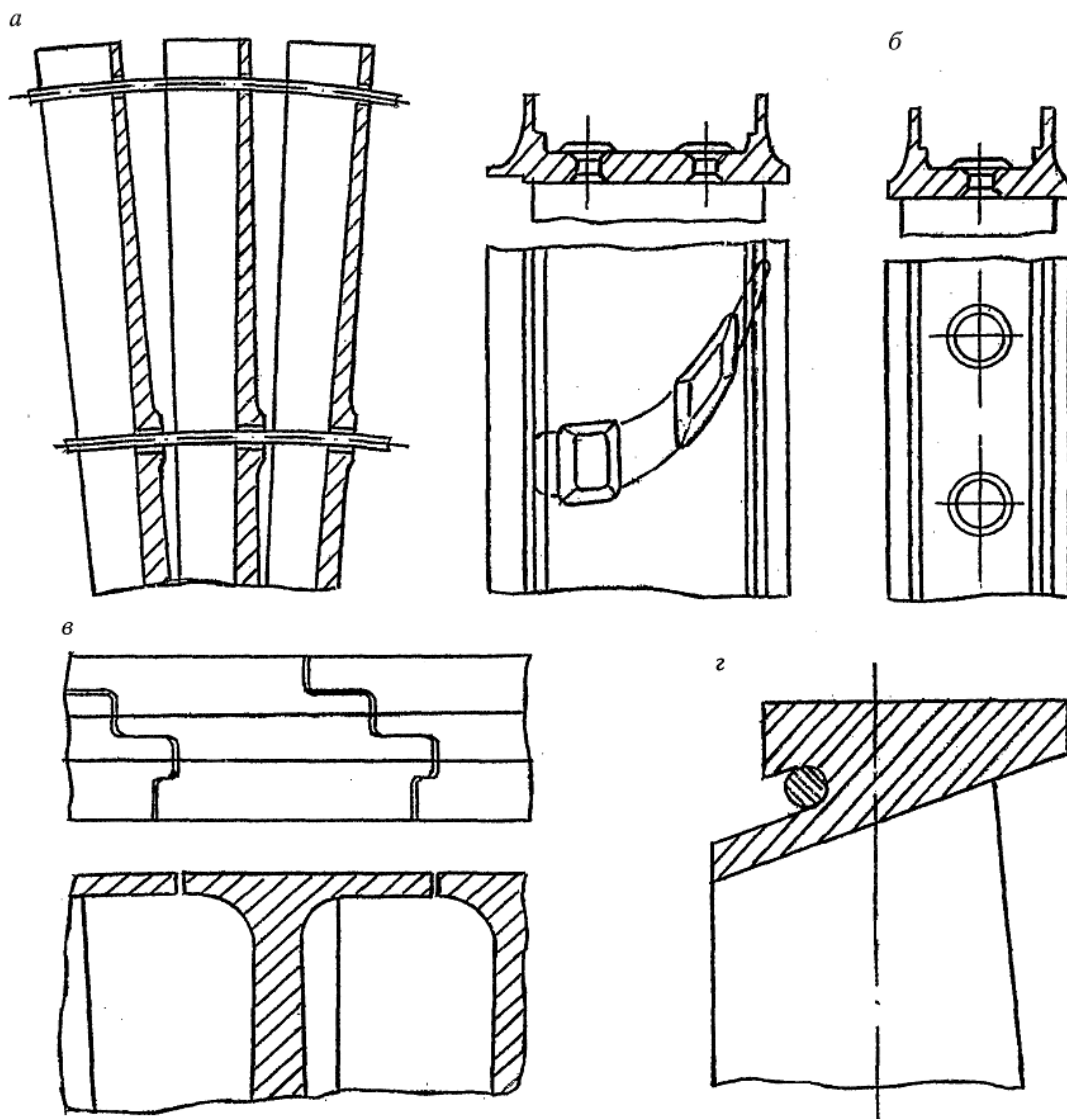


Рис. 8.4. Связи рабочих лопаток различных конструкций

Стали марок 12Х13Ш и 20Х13Ш рассчитаны на работу до температуры не выше 400...450 °С, поэтому они применяются для рабочих лопаток части среднего и низкого давления.

Для ступеней давления ЧВД используется сталь марки 15Х11МФШ. Она же применяется для изготовления лопаток наиболее нагруженных ступеней ЧНД. Сталь этой марки может работать до температуры 500...550 °С и обладает высокой прочностью и пластичностью, так как может быть термообработана до категории прочности КП70.

Есть опыт применения стали марки 13Х1Ш2В2МФ-Ш (ЭИ961-Ш) КП-75 в лопатках последней ступени турбин К-300-240, К-500-240, К-800-240 производства ЛМЗ, однако известны случаи повреждений этих лопаток [87].

8.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии и ремонта турбин обнаруживаются дефекты рабочих лопаток, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 12, 13, 15, 62, 63, 76, 88, 89]:

• Механические повреждения

Наиболее распространенными и практически не зависящими от места расположения ступени в турбине являются случайные механические повреждения. Эти повреждения могут быть вызваны инородными предметами, случайно попавшими в проточную часть после ремонта, и частями разрушившихся при эксплуатации деталей, расположенных перед данной ступенью. Характер механических повреждений проявляется либо в виде забоин, которые могут быть расположены на любом участке лопатки, включая кромки, либо в виде деформации всего профиля, кромок или верхнего торца лопатки. Особенно опасны острые забоины, расположенные на кромках. В некоторых случаях (при больших размерах забоины и расположении ее в месте максимальных напряжений в лопатке) концентрация напряжений может привести в дальнейшем к разрушению.

• Усталостные повреждения

В турбине в процессе эксплуатации из-за наличия неравномерности потока всегда имеются возбуждающие силы, вызывающие колебания рабочих лопаток. При колебаниях в лопатках возникают динамические напряжения, которые способствуют накоплению усталости и при определенных условиях могут привести к усталостному разрушению бандажей, связей, самих рабочих лопаток и дисков.

Уровень динамических напряжений зависит от режима эксплуатации и конструктивных особенностей проточной части. Многочисленные экспериментальные исследования турбин разных типов и различных заводов-изготовителей показали, что для рабочих лопаток последних ступеней ЧНД основное влияние на величину напряжений оказывает такой эксплуатационный параметр, как давление в конденсаторе. В околоотборных ступенях турбин дополнительные возбуждающие силы возни-

кают из-за значительной стационарной неравномерности потока, вызванной наличием камер отборов и аэродинамическим несовершенством их конструкции. Лопатки, расположенные в зоне фазового перехода, получают дополнительное динамическое воздействие вследствие неравномерного поля давления по окружности, так как конденсация пара происходит не одновременно во всем объеме.

- *Коррозионные повреждения*

Коррозионные повреждения лопаток наблюдаются во всех типах турбин. Это связано с тем, что в паровой среде всегда содержатся коррозионно-активные вещества, а от их количества зависит лишь скорость развития повреждений.

Коррозионные повреждения можно подразделить на несколько видов:

- коррозионное растрескивание под напряжением;
- коррозионно-усталостное разрушение;
- питтинговая и язвенная коррозия.

Коррозионному растрескиванию под напряжением подвержены в основном рабочие лопатки и диски, расположенные в зоне фазового перехода, т.е. там, где в паре начинает образовываться жидкая фаза и происходит ее осаждение на поверхности в виде пленки. Поскольку момент образования влаги не является постоянно привязанным непосредственно к какой-то ступени, а в зависимости от параметров острого пара, поступающего в турбину, смещается вверх или вниз по проточной части, то в образовавшейся пленке при повышении температуры происходит увеличение концентрации коррозионно-активных веществ, которые, скапливаясь в неровностях, всегда имеющихся на поверхностях, под действием статических напряжений вызывают растрескивание металла.

Коррозионно-усталостное разрушение связано с воздействием динамических сил, а коррозионно-активные вещества, попав в появившуюся микротрещину, ускоряют ее развитие, причем процесс этот идет постоянно. При этом рано или поздно разрушение детали произойдет обязательно, а время до разрушения зависит от концентрации коррозионно-активных веществ и уровня динамических напряжений в детали.

Коррозионные повреждения в виде питтингов и язв являются концентраторами напряжений и в зависимости от их размера, количества и места расположения могут привести к разрушению рабочих лопаток и дисков. При значительной потере металла вследствие коррозии снижаются прочностные характеристики лопаток и изменяются собственные частоты колебаний. Образование таких повреждений в процессе эксплуатации происходит обычно на ступенях, расположенных в зоне фазового перехода и реже в зоне влажного пара. При длительных простоях турбины питтинги и язвы могут образовываться по всей проточной части турбины (стояночная коррозия), а вблизи отборов, дренажей и запорной арматуры — наиболее интенсивно. Это является следствием конденсации пара, поступающего на поверхности проточной части неработающей турбины через неплотно закрытую или дефектную арматуру дренажей, отборов и т. п.

- *Эрозионные повреждения*

Рабочие лопатки ЧНД (в большей степени последние ступени) подвержены эрозионному износу. Износ входных кромок связан с наличием процессной влаги и часто усугубляется сниженной (по условиям работы котла) температурой свежего пара при сохранении расчетного начального давления. Эрозия выходных кромок связана с подсосом влаги из конденсатора или отборов и развивается, как правило, от корня лопатки. Эрозионные повреждения, особенно в виде сквозных промылов, служат концентраторами напряжений и могут привести к усталостному разрушению рабочих лопаток. Усталостные испытания, проведенные на образцах из лопаток 31-й и 40-й ступеней турбины Т-250/300-240 и на натурных лопатках 25-й ступени Т-100/120-130, показали, что эрозионный износ может снизить предел усталости лопаток до двух раз в зависимости от степени износа, по сравнению с новыми лопатками [89]. При значительной потере металла вследствие эрозии снижаются прочностные характеристики, нарушается вибрационная отстройка лопаток и ухудшаются аэродинамические показатели проточной части.

Разновидностью эрозии является также повреждение рабочих лопаток твердыми частицами, которые представляют собой окалину с поверхностей нагрева котла. Как правило, такой эрозии подвержены первые ступени ЧВД и ступени ЧСД, расположенные сразу после промперегрева.

8.3. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

8.3.1. Ревизия

При каждом ремонте со вскрытием цилиндра производится ревизия и визуальный осмотр рабочих лопаток роторов и составляется акт дефектации, включающий подробное описание обнаруженных дефектов и техническое решение по объему и методам контроля, а также способу устранения обнаруженных дефектов.

При визуальном осмотре лопаточного аппарата необходимо обратить особое внимание:

- на наличие солевых отложений, их величину и плотность;
- механические, коррозионные и эрозионные повреждения лопаток, бандажей и связей;
- следы радиальных и осевых задеваний;
- нарушение швов по бандажам в сварных пакетах;
- отставание ленточных бандажей от торцов лопаток;
- обрывы и трещины в лопатках, бандажах и связях;
- деформацию и изменение положения проволочных связей;
- нарушение пайки скрепляющей проволоки;
- отсутствие защитных пластин на лопатках ЧНД;
- нарушение плотности сборки, выход лопаток из ряда, их разворот, вылезание из посадочного места.

Ревизия рабочих лопаток включает в себя очистку от обнаруженного солевого заноса и подготовку поверхности лопаток к контролю металла.

8.3.2. Контроль металла

Контроль металла лопаток производится в соответствии с существующими нормативными документами [64, 80, 83...85, 90], в которых определены периодичность, зоны и методы контроля.

Особое внимание необходимо уделять контролю тех ступеней, где ранее наблюдались случаи поломок рабочих лопаток или связей, а также тех, на которых имеются следы задеваний ротора о статор или любые другие повреждения.

Контролю подвергаются наиболее напряженные и опасные места рабочих лопаток:

- кромки;
- галтели прикорневые и переходные к бандажу или шипу;
- отверстия под связи.

Основными методами контроля являются:

- визуальный;
- токовихревой;
- ультразвуковой;
- цветная дефектоскопия;
- магнитопорошковая дефектоскопия.

8.3.3. Ремонт и восстановление

Лопатки, бандажи и связи, имеющие повреждения, эксплуатация которых признана недопустимой, должны быть заменены или отремонтированы в соответствии с принятым техническим решением [91...92].

Наиболее распространенным способом ремонта является удаление металла из поврежденной части лопатки механическим способом. Механическая обработка должна производиться так, чтобы переход к необрабатываемой части профиля или кромки был плавным. Отремонтированную часть лопатки необходимо заполировать и обязательно проконтролировать на отсутствие трещин.

К особому виду ремонта относится восстановление эрозионно-изношенных лопаток ЧНД с помощью сварочных технологий [92]. Такой ремонт может производиться только специализированными ремонтными организациями, прошедшими аттестацию в РАО "ЕЭС России" на право проведения этих работ.

В случае обнаружения значительного износа шипов (рис. 8.5) допускается их восстановление наплавкой в соответствии с инструкциями заводов-изготовителей [93].

Рабочие лопатки последних ступеней ЧНД являются наиболее нагруженными, а в процессе эксплуатации металл лопаток не только подвергается эрозионному износу, но и накапливает усталость в определенных зонах; поэтому подход к ремонту этих лопаток должен быть комплексным, обеспечивающим надежную их эксплуатацию в течение длительного времени, и учитывать ряд основных положений.

1. Лопатки принимаются на восстановление комплектно, с указанием порядковых номеров установки на колесе и с сопроводительной справкой, которая содержит следующие сведения о комплекте за весь период эксплуатации:

- количество часов наработки;
- основные режимы и параметры эксплуатации;
- количество пусков и остановов;
- повреждение лопаток и связей;
- проводимые контрольные операции;
- проводимые ремонтные мероприятия.

2. Необходимо организовать входной контроль рабочих лопаток перед восстановлением. Входной контроль начинается с дефектации, включающей визуальный осмотр всех лопаток и заполнение формуляра, в котором фиксируется величина эрозионного износа и наличие других повреждений по каждой лопатке.

Проверка на отсутствие трещин по кромкам, по прикорневой галтели и около отверстий под связи осуществляется методами неразрушающего контроля.

Наиболее эффективным является токовихревой метод, так как он позволяет производить контроль даже эродированного металла без предварительной обработки поверхности.

3. Процесс восстановления лопаток должен содержать следующие технологические операции:

- удаление изношенных защитных пластин и остатков припоя или сварных швов;
- механическую обработку входной кромки под наплавку или вварку вставки;
- контроль на отсутствие трещин;
- снятие слоя металла с накопленной усталостью с выходной кромки на всей длине и с входной кромки от корня до места наплавки;
- выведение механических повреждений, если таковые обнаружены при входном контроле;



Рис. 8.5. Абразивный износ шипов и накладок цельно фрезерованного бандажа первой ступени РСД турбины К-500-240-2 ХТЗ

- восстановление входной кромки наплавкой или вваркой вставки;
- обработку восстановленного места по профильным шаблонам;
- контроль места сварки на отсутствие трещин;
- приварку новых защитных пластин;
- высокотемпературный отпуск для снятия сварочных напряжений и восстановления структуры металла в околшов-ной зоне с обязательным контролем процесса и замерами твердости всех лопаток до и после термообработки;
- полировку всей рабочей поверхности, включая радиусы отверстий под демпферные связи.

Материалы для вставок и наплавки должны быть выбраны так, чтобы они обеспечивали прочность и эрозионную стой-кость отремонтированной лопатки не ниже, чем у основного металла лопатки.

4. Выходной контроль лопаток должен включать в себя:

- визуальный осмотр;
- контроль на отсутствие трещин по кромкам, около отверстий под связи, зоны наплавки и сварных швов;
- контроль собственных частот колебаний;
- контроль аксиальных и тангенциальных навалов.

8.3.4. Переоблопачивание рабочего колеса

Переоблопачивание рабочего колеса, т.е. разлопачивание и повторное облопачивание, является ремонтной операцией, более сложной, чем сборка новой ступени, и осуществляется по специальным ремонтным технологиям, разработанным спе-циализированными организациями. Под переоблопачиванием понимается замена забракованных в процессе дефектации ра-бочих лопаток, ленточного и проволочного бандажей, замков, заклепок, вставок.

Облопачивание рабочего колеса является сложным и ответственным процессом, качество которого в значительной сте-пени определяет надежность ступени в эксплуатации. Все основные требования, необходимые для проведения качественного облопачивания ступени, как правило, содержатся в заводской конструкторской документации (сборочный чертеж и чертеж хвостового соединения), на основании которой разрабатываются технологии облопачивания рабочей ступени в условиях ремонта на ТЭС.

Возможны несколько вариантов ремонта ступени в зависимости от причины, его вызвавшей, имеющихся в наличии зап-частей и сроков ремонта:

- полное переоблопачивание старого колеса новыми лопатками;
- частичная замена лопаток на новые или на бывшие в эксплуатации (с другого колеса);
- облопачивание нового колеса старыми лопатками;
- проведение модернизации лопаток в процессе ремонта.

Важную роль играет конструкция лопаток и связей, а также фактическое состояние колеса и лопаток, предназначенных для повторного облопачивания, а именно: геометрические размеры хвостовика и паза, размеры и координаты отверстий под заклепки, а также состояние поверхностей хвостовика и паза.

В зависимости от вышеперечисленных обстоятельств в ряде случаев возникает необходимость разработки индивидуаль-ного технического решения по ремонту ступени.

Независимо от вариантов ремонта обязательным является выполнение требований конструкторской докумен-тации, а при невозможности — согласование принятого технического решения с заводом-изготовителем.

Для надежной эксплуатации ступени необходимо при ее облопачивании обратить особое внимание на следующие поло-жения:

- количество лопаток на колесе и направление вращения колеса;
- величину зазоров и натягов в хвостовом соединении;
- пригонку соседних лопаток по сопрягаемым поверхностям;
- наличие тангенциального натяга по окружности колеса;
- величину тангенциальных и аксиальных навалов;
- размеры горловые;
- установку лопаток по результатам развески на моментных весах;
- вибрационный контроль в процессе облопачивания и после окончательной сборки. Переоблопачивание насадных дисков большинства роторов возможно произвести без разборки ротора; исключение составляют диски при конструкции лопаток с верховой посадкой и с малыми промежутка-ми между дисками.

При переоблопачивании колеса, в отличие от сборки новой ступени, первым этапом является процесс разлопачивания. Вариантов разлопачивания также может быть несколько:

- частичное или полное;
- с сохранением лопаток для повторной установки или без сохранения.

Часто разлопачивание осложняется из-за коррозии или заноса солями хвостового соединения, а в ряде случаев из-за это-го становится невозможным сохранить лопатки. В таких случаях некоторые ремонтные организации применяют обкладыва-ние лопаток в районе крепления в диске на сутки и более ветошью, смоченной керосином так, чтобы обеспечить постоянное проникновение керосина в зазоры между лопатками и диском.

Наиболее простой вариант разлопачивания — это полное разлопачивание без сохранения лопаток. При этом лопатки мо-гут быть частично срезаны электродуговой сваркой либо на токарном станке, вплоть до частичной вырезки хвостовиков, но без повреждений обода и паза в диске. Замена лопаток с любой конструкцией хвостового соединения начинается с удаления ленточных бандажей, проволочных связей и демпферных вставок.

Если при разлопачивании колес с торцевой заводкой лопаток, необходимо заменить отдельные лопатки, удаление лопа-ток производится вручную. При этом следует прежде всего снять бандажные сегменты. После этого высверливают замок диска (при сверлении необходимо следить за тем, чтобы сверло не касалось тела диска и соседних лопаток).

После удаления замка производят разлопачивание; лопатки и промтела передвигают по окружности до отверстия замка и там вынимают. При передвижении лопатки или промтела их проталкивают медным ударником (для предотвращения повреждения лопатки), упираясь в наружный профиль, непосредственно над хвостовиком.

После удаления лопаток независимо от типа хвостового соединения оценивают состояние пазов и производят их очистку от ржавчины, накали и грязи, а также снятие заусениц и сглаживание забоин.

При смене только отдельных поврежденных лопаток, во избежание нарушения балансировки диска, все остальные лопатки следует пронумеровать и затем установить в прежнем порядке. Перед установкой новых лопаток канавку диска следует тщательно очистить и смазать антифрикционным материалом (например, дисульфидом молибдена).

При разлопачивании ступени, имеющей лопатки с верховой посадкой, работу по разлопачиванию начинают с выбивания заклепок, крепящих лопатки на диске. Перед выбиванием заклепок осторожно срубают их расклепанную выступающую часть. После того как заклепки удалены, с помощью оправки удаляют с диска лопатки.

Разлопачивание ступени с елочными хвостовиками начинают с отгибания загнутых концов стопорных пластин. Затем выбивают по очереди все лопатки медным ударником, упираясь в хвостовую часть.

Технологии частичного разлопачивания и полного с сохранением лопаток зависят от конструкции лопаток и связей. Для каждого случая имеются определенные технологические приемы и соответствующая оснастка.

Новые лопатки, полученные с завода, перед установкой должны пройти входной контроль [93]. При входном контроле:

- проверяется комплектность и правильность оформления документации;
- проверяется наличие клейм на всех лопатках;
- выполняется визуальный осмотр 100 % лопаток с целью выявления механических повреждений и нарушения качества поверхности.

При осмотре лопаток проверяют:

- качество обработки лопаток в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями в отношении шлифовки и полировки;
- отсутствие дефектов материала (забоин, царапин, рисок, трещин);
- точность размеров, особенно в хвостовой части;
- наличие галтелей в местах перехода в хвостовой части и у шипа;
- наличие раззенковки отверстий для бандажной проволоки;
- соответствие диаметра отверстий в лопатках диаметру бандажной проволоки и одинаковое расположение отверстий во всех лопатках;
- соответствие длины каждой лопатки длине, указанной в чертеже.

Особое внимание следует обратить на проверку размеров лопаток. Эта проверка **обязательна** и производится с помощью различных приспособлений.

Проверяется длина лопаток от опорных поверхностей хвоста до головки лопаток; при наличии разницы в длинах могут возникнуть трудности при установке бандаж и их расклепке на шипах.

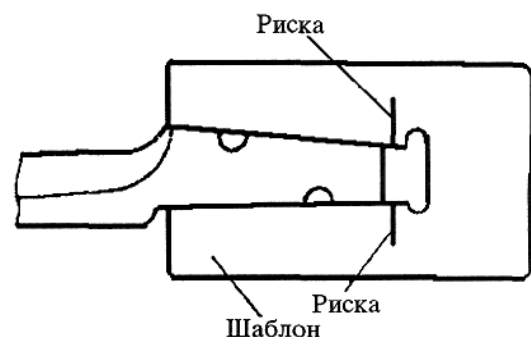


Рис. 8.6. Проверка хвостовиков рабочих лопаток по шаблону

Проверяется толщина, ширина и профиль хвостовой части лопаток и вставок; проверку этих размеров при плоском хвосте можно произвести угломером и микрометром или по шаблону. При проверке хвостовиков по шаблону (рис. 8.6) отмечают лопатки, отклоняющиеся от среднего шага как в большую, так и в меньшую сторону, для чего на шаблоне отмечают риски, положение нижней кромки хвостовика, имеющего расчетный шаг. Лопатки, нижняя кромка хвоста которых при наложении шаблона не дойдет до риски, будут иметь шаг больше расчетного; лопатки, хвостовик которых перейдет риску, нанесенную на шаблон, будут иметь шаг меньше расчетного. В зависимости от полученных при проверке величин отклонения от среднего шага и количества лопаток, имеющих отклонения в большую или меньшую сторону, можно судить о запасе или нехватке полноты хвостовиков.

Выполняется проверка ширины, высоты, наличия галтелей и наклона шипов на лопатках; они должны быть одинаковыми, так как иначе возникнут трудности по надеванию на эти шипы бандаж, имеющего одинаковые размеры отверстий.

При наличии отступлений в размерах необходимо индивидуально решать вопрос о возможности использования лопаток, имеющих отклонения.

Лопатки одной ступени могут значительно отличаться друг от друга по весу, а также могут отличаться распределением массы профиля по длине лопатки (разные массы в отдельных сечениях). Установка таких лопаток на диск может привести к значительному статическому небалансу диска. Для предупреждения появления небаланса лопатки распределяются по диску с учетом их масс. Лопатки длиной до 250 мм взвешиваются на обыкновенных весах; лопатки большей длины подлежат взвешиванию на специальных **моментных** весах (рис. 8.7). Моментные веса позволяют подобрать лопатки с весом, одинаково распределенным по длине лопатки. На моментных весах лопатка закрепляется на таком же расстоянии от оси вращения коромысла весов, как на диске. Для определения статических моментов лопаток следует выбрать из 10... 15 взвешенных на торговых весах лопаток одну средней массы. Установить ее на моментных весах, уравновесить лопатку грузом и винтовым балансиром так, чтобы уравновешивающий балансир и стрелка были на нуле. Эта лопатка принимается за контрольную, маркируется знаком "О", и относительно нее для всех остальных лопаток определяется перевес или недовес. При перевесе лопатки она маркируется знаком "+", при недовесе знаком "-"; после знака указывается число, показывающее количество делений, на которое был передвинут уравновешивающий балансир от нулевого деления при взвешивании лопатки. Лопатки с равными или близкими моментными весами располагаются на диске диаметрально противоположно и равными количествами, это позволяет избежать значительных статических небалансов.

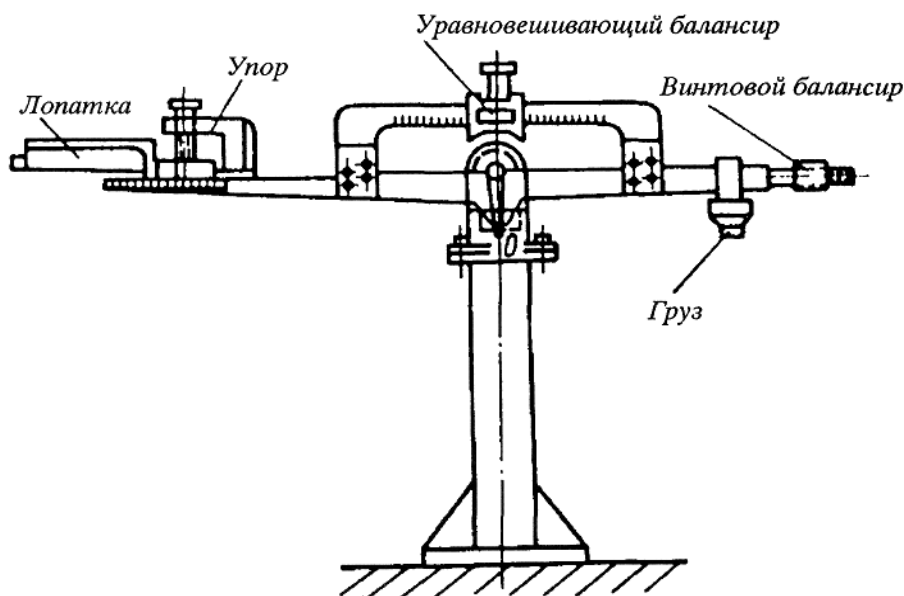


Рис. 8.7. Моментные весы

При облопачивании необходимо соблюдать следующие основные требования:

1. Лопатки должны быть набраны с плотным прилеганием хвостовиков лопаток друг к другу. Хвостовики лопаток должны быть тщательно пригнаны друг к другу опилкой или шабровкой по краске.
2. Лопатки должны быть установлены с натягом в тангенциальном направлении.
3. Лопатки должны быть набраны так, чтобы погрешность в их установке в радиальном и осевом направлениях от заданного направления не превышала величин, указанных в чертеже.

8.3.5. Установка связей

С целью снижения динамических напряжений в рабочих лопатках при установке на диск лопатки либо соединяются между собой в пакеты, либо замыкаются по окружности связями различных конструкций. Правильная установка связей в значительной

степени определяет вибрационную надежность рабочих лопаток и облопаченного колеса в целом.

Ниже приведены основные требования, которые необходимо соблюдать при установке бандажей разных конструкций.

Ленточные бандажи

1. Соответствие количества лопаток в пакете и чертеже.
2. Соблюдение требуемых зазоров между сегментами бандажей.
3. Плотное прилегание сегментов бандажа к торцам лопаток.
4. Профильные отверстия под шипы не должны иметь острых углов (концентраторов напряжений).
5. На кромках отверстий под шипы должны быть выполнены фаски в соответствии с чертежом для обеспечения плотной посадки бандажа на лопатку, снижения концентрации напряжений на бандаже и устранения возможности возникновения концентраторов напряжений на формируемой клепкой части шипа.
6. Расклепка шипов должна производиться в строгом соответствии с технологической инструкцией во избежание растрескивания клепаной части шипа.

Паяная проволока

1. Соответствие количества лопаток в пакете и чертеже.
2. Наличие между проволокой и отверстием в лопатках зазоров необходимой величины.
3. Качество пайки.

Цельнофрезерованные бандажи

Соблюдение величин зазоров и натягов по прилегающим поверхностям бандажей соседних лопаток.

Демпферные связи

1. Взаимное расположение стыков сегментов разных рядов проволоки.
2. Положение соприкасающихся плоскостей половинок сегментов.
3. Длина свисающих концов.
4. Угол и длина отгиба свисающих концов.
5. Положение и размеры стопорящих бобышек.
6. Качество наплавки стопорящих бобышек.

8.4. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие основные воздействия испытывают рабочие лопатки турбины в условиях эксплуатации?
2. На какие элементы можно разделить рабочую лопатку?
3. Назовите основные виды хвостовиков рабочих лопаток.
4. Назовите характерные повреждения рабочих лопаток.
5. На что необходимо обратить внимание при визуальном осмотре лопаток?
6. Какие методы неразрушающего контроля применяются для проверки металла лопаток?
7. Перечислите технологические операции, входящие в процесс восстановления лопаток.
8. На что необходимо обратить особое внимание при облопачивании?
9. Перечислите основные моменты, на которые необходимо обратить особое внимание при осмотре новых лопаток.
10. Как осуществляется проверка хвостовиков лопаток по шаблону?
11. Как и зачем производится моментная развеска лопаток?
12. Перечислите типовые конструкции связей лопаток.

РЕМОНТ МУФТ РОТОРОВ

9.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ МУФТ

Соединительные муфты предназначены для соединения между собой роторов в единый валопровод, а также для передачи крутящего момента от отдельных роторов турбины к ротору генератора. В многоцилиндровых турбинах, имеющих один упорный подшипник, муфты передают и осевое усилие.

По своей конструкции соединительные муфты подразделяются на жесткие, полугибкие и гибкие [7, 10, 11, 15, 55...61].

Жесткие муфты состоят из двух фланцев, откованных вместе с валами или насаженных на них и стянутых по окружности призонными болтами. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих в результате стягивания их болтами.

На рис. 9.1 показан пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов высокого и среднего давления. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Радиальная центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа на одной полумуфте и впадины на другой (такая конструкция применяется обычно в случаях с трехопорной схемой опирания пары роторов конструкции ЛМЗ) или в процессе сборки при плоских торцах полумуфт турбин конструкции ХТЗ. Полумуфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные, обработанные заодно отверстия в полумуфтах с зазором 0,010...0,025 мм. Для облегчения повторяемости сборки валопровода после разъединения полумуфт в некоторых конструкциях муфт используются конические болты 5.

При соединении роторов жесткими муфтами предъявляются строгие требования к качеству изготовления и сборки муфт. Для жестких муфт допускается [15]:

- торцевое биение фланцев муфты не более 0,02...0,03 мм;
- радиальное биение по центрирующему выступу (и выточке) не более 0,02 мм;
- радиальное биение по наружному диаметру фланца относительно оси не более 0,03 мм;
- величина несоосности (коленчатости) при сборке жестких муфт не должна превышать 0,01...0,03 мм.

Отверстия под соединительные болты и сами соединительные болты (призонные болты) выполняются под скользящую посадку (H7/g7).

Полугибкие муфты, иногда называемые полужесткими, выполнены в виде двух полумуфт, насаживаемых на концы роторов, связанных между собой промежуточной соединительной частью (одной или двумя) гофрированной или волнистой формы. В качестве упругого элемента могут быть использованы линзовый компенсатор, торсионный вал или тонкостенная цилиндрическая вставка.

За счет наличия в конструкции упругого промежуточного элемента муфта допускает небольшой излом и позволяет компенсировать возникающие при этом изгибающие усилия. Этот излом может возникнуть в процессе работы турбоагрегата вследствие различного температурного расширения по высоте опор соединяемых валов (эксплуатационной расцентровки опор).

Крутящий момент в полужестких муфтах, так же как и в жестких, передается за счет сил трения между торцами полумуфт и упругого элемента, возникающих в результате стягивания их призонными болтами.

На рис. 9.2 показана конструкция полугибкой муфты, применяемой в турбинах производства ЛМЗ.

При соединении роторов полугибкими муфтами допускается [55]:

- торцевое биение фланцев муфты не более 0,04 мм;
- радиальное биение по наружному диаметру фланца относительно оси — 0,04 мм. Взаимное соосное расположение

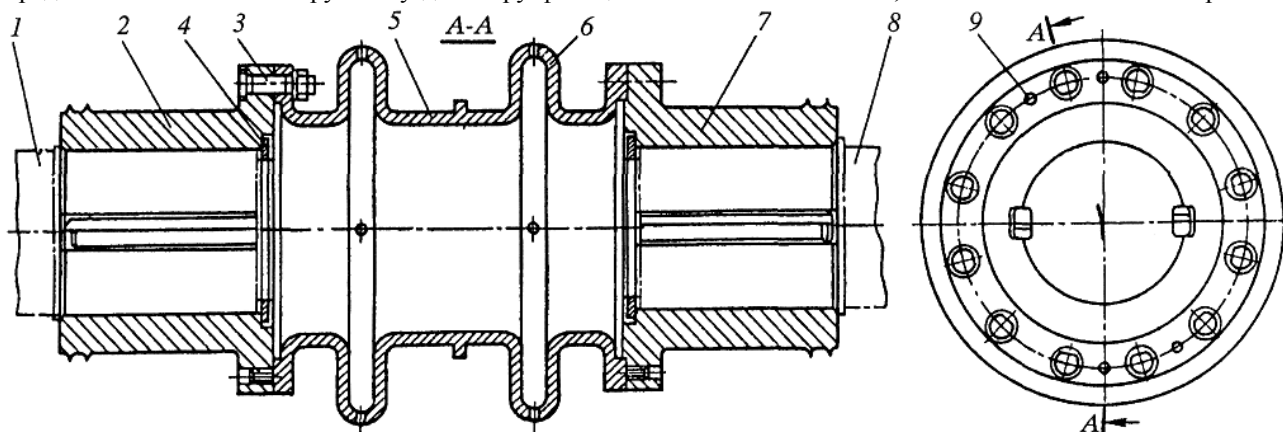


Рис. 9.2. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ:

1, 8 — валы роторов; 2, 7 — полумуфты; 3 — призонные болты; 4 — гайки; 5 — гибкая вставка с линзовыми компенсаторами; 6 — линза; 9 — конические болты

трех основных деталей полугибкой муфты (двух полумуфт и упругого элемента) обеспечивается:

на заводе выверкой их положения относительно друг друга на карусельном станке с последующей совместной обработкой отверстий под призонные болты;

во время ремонтов и на монтаже проверкой коленчатости пары собранных роторов с последующей расточкой или развертыванием отверстий (в случае обнаружения отклонений от требований) с изготовлением нового комплекта призонных болтов.

Важным элементом жестких и полугибких муфт являются призонные болты. Количество и диаметр болтов определяются из условий надежной передачи крутящего момента муфтой за счет сил трения в них, при этом в случае возникновения тормозящего усилия короткого замыкания в генераторе в первую очередь должны разрушаться болты и ни в коем случае фланцы муфт. Для обеспечения изложенных требований максимальный диаметр призонных болтов не должен превышать величин, разрешенных заводом для этих муфт; в случае получения больших диаметров отверстий в полумуфтах, чем допустимые заводом-изготовителем (это возможно после нескольких расточек отверстий), в отверстия муфты необходимо установить втулки для обеспечения требуемых размеров болтов.

Гибкие муфты, называемые иногда подвижными, имеют разнообразную конструкцию (зубчатые, эвольвентные, пружинные, кулачковые). Гибкие муфты допускают некоторую расцентровку роторов, вызываемую неточностью их установки и тепловыми деформациями, возникающими в процессе работы турбины. В случае применения в конструкции турбины гибких муфт осевое положение каждого из роторов, соединяемых с их помощью, фиксируется собственным упорным подшипником.

Гибкие муфты используют обычно для передачи небольших крутящих моментов, поэтому такие муфты устанавливались в турбинах низкого, среднего и высокого давления единичной мощностью до 100 МВт, а в настоящее время применяются в энергетике, в основном для вспомогательных механизмов, например для турбопитательных насосов.

Для нормальной работы гибких муфт перечисленных конструкций необходима непрерывная смазка.

На рис. 9.3 показана конструкция зубчатой муфты, состоящей из двух полумуфт 5 и 7. На периферии полумуфт выполнены зубья 8 эвольвентного профиля, на которые надет кожух 1 с соответствующими зубьями 9. Фиксация кожуха на полумуфтах осуществляется кольцами 2 и 6. Крутящий момент с вала на вал передается через зубья с ведущего вала на кожух, а с кожуха на ведомый вал.

Допуская значительные осевые перемещения валов, зубчатые муфты требуют довольно точной центровки, хотя и уступающей по точности жестким муфтам: непараллельность торцов полумуфт допускается не более 0,08 мм, а взаимное их биение по окружности до 0,1 мм [13].

На рис. 9.4 показана конструкция муфты со змеевидной пружиной, иногда называемой муфтой Вельман-Биби, широко применявшаяся в турбинах производства ЛМЗ мощностью до 100 МВт. Две полумуфты 1 и 2 посажены с натягом на конусные концы соединяемых валов. По внешней цилиндрической поверхности полумуфт профрезерованы пазы, в которые заложена змеевидная пружина 3 из полосовой стали, составленная из нескольких сегментов. Пружина передает крутящий момент от одного вала к другому. Пружины, отжимаемые центробежной силой, удерживаются в пазах корпусом муфты, состоящим из двух половин 4 и 5. Левая половина корпуса крепится к ведущей полумуфте шпильками 9, а правая соединяется с левой шпильками 7 с дистанционными втулками 8. Таким образом, корпус связан только с ведущей полумуфтой, а связь между валами осуществляется только с помощью пружины.

При сборке пружинной муфты должны быть выдержаны следующие величины зазоров [55]:

- между торцами валов — не более 8 мм;
- между правой половиной корпуса и правой полумуфтой не менее 3 мм;
- между торцом дистанционной втулки 8 и внутренней торцевой поверхностью правой полумуфты 1 мм;
- пружина в пазы полумуфты закладывается с зазором 0,5...0,8 мм.

Для пружинной муфты, допускающей независимый продольный сдвиг роторов, а также незначительный эксцентриситет соединяемых валов, допускается непараллельность торцов муфты не более 0,05 мм, взаимное биение полумуфт не более 0,06 мм.

Основные детали муфт изготавливаются из поковок углеродистых и легированных сталей марок 25; 35; 45; 34ХН1М; 34ХН3М; 34ХМА; 35ХМ; 35ХМА и других [7, 15, 55, 61].

Пружины гибких муфт изготавливаются из сталей марок 80; 60С2; 60С2А.

Для изготовления болтов применяются стали марок 35; 35ХМ и 25Х1МФ (ЭИ10). Гайки и шайбы изготавливаются из углеродистой стали, а также из стали 35ХМ.

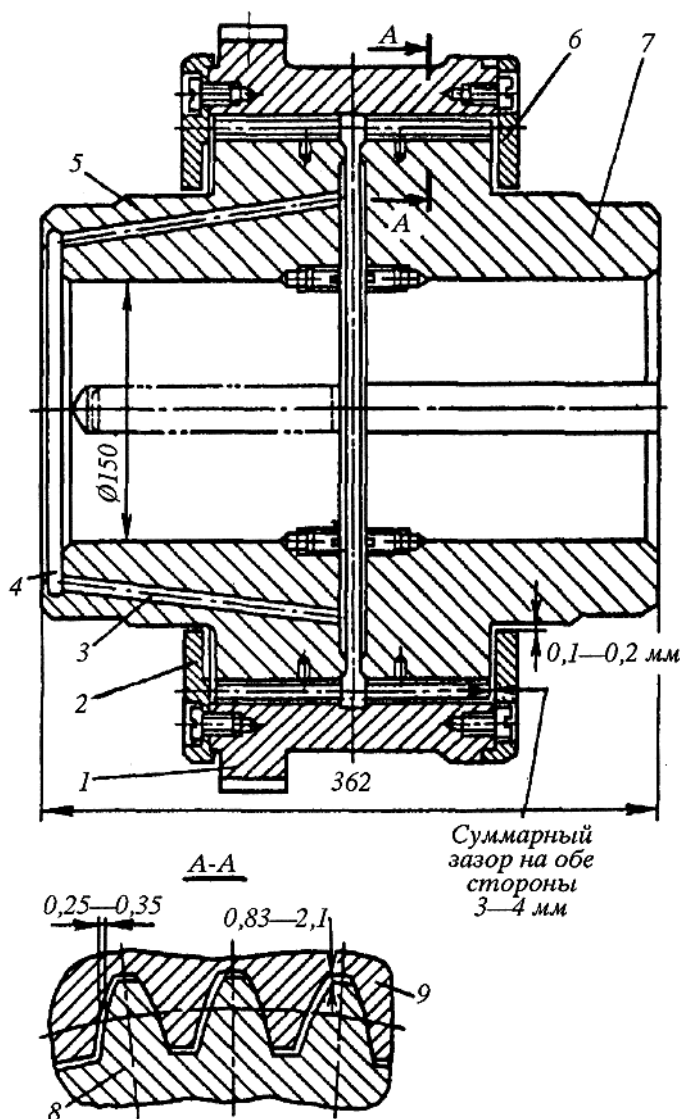


Рис. 9.3. Конструкция зубчатой муфты:

1 — кожух; 2, 6 — фиксирующие кольца; 3 — отверстие маслоподвода; 4 — маслораздаточная канавка; 5, 7 — полумуфты; 8, 9 — элементы зубчатого зацепления

9.2. ХАРАКТЕРНЫЕ ДЕФЕКТЫ МУФТ И ПРИЧИНЫ ИХ ПОЯВЛЕНИЯ

В процессе ревизии и ремонта муфт обнаруживаются дефекты, требующие их устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1, 12, 13, 15, 62, 63]:

- *Выпуклость (вогнутость) торцевой поверхности полумуфт (тарельчатость торца)* — может быть дефектом заводского изготовления, а для насадных муфт может также возникать в результате их посадки на ротор с избыточным натягом.
- *Торцевой бой полумуфт* кроме перечисленных в предыдущем пункте причин, может возникать в результате:
 - а) возникновения знакопеременных нагрузок в процессе эксплуатации;
 - б) посадки полумуфты на ротор с перекосом и вследствие этого изменения ее положения при работе турбины.
- *Задир, забоины, на торцевых поверхностях полумуфт* возникают, в основном, в результате неаккуратной работы ремонтного (монтажного) персонала при укладке роторов.
- *Наличие "натянутого" металла на торцевой поверхности полумуфт в районе призонных отверстий* появляется, как правило, в случае отсутствия фасок на призонных отверстиях при плотной посадке болтов.
- *Задир, в призонных отверстиях муфт* возникают в случае плохой очистки поверхности отверстий и самих болтов от грязи и пыли, посадке болтов без антифрикционной смазки (в качестве антифрикционной смазки необходимо применять серно-ртутную мазь).
- *Призонные отверстия и призонные болты не обеспечивают требования, предъявляемые к сборке полумуфт* (коленчатость собранной муфты превышает требования, предъявляемые к ней); дефект возникает при неправильной сборке муфт под совместную расточку призонных отверстий.
- *Разрушение призонных болтов* происходит в результате появления значительных знакопеременных нагрузок в жестких муфтах, возникающих в соединении роторов при повышенной вибрации.
- *Износ рабочих поверхностей зубьев гибких муфт* часто приводит к заклиниванию роторов в осевом направлении и возникновению повышенной вибрации; причинами повышенного износа элементов соединения могут быть:
 - а) некачественная центровка роторов;
 - б) частичное или полное прекращение подачи масла на рабочие поверхности муфты;
 - в) грязное масло (муфта во время работы работает как сепаратор, и поэтому в зоне рабочих пружин в процессе эксплуатации накапливаются механические примеси, находящиеся в масле).
- *Износ и поломка пружин в пружинных муфтах* происходит, в основном, по следующим причинам:
 - а) недостаточное количество смазки;
 - б) неудовлетворительная центровка роторов между собой;
 - в) увеличенный зазор между полумуфтами;
 - г) грязное масло.
- *Несовпадение угла конической посадки на втулке полумуфты, и роторе* возникает вследствие дефекта изготовления.
- *Выработка посадочного места на роторе и втулке полумуфты* является следствием высоких знакопеременных нагрузок, возникающих в соединении роторов при повышенной вибрации.
- *Ослабление посадки полумуфт и их крепления* происходит:
 - а) из-за посадки полумуфты на вал с недостаточным натягом;
 - б) высоких осевых и знакопеременных нагрузок в соединении роторов при повышенной вибрации;
 - в) ослабления стопорной гайки или другого стопорного элемента, крепящего полумуфту на валу.

9.3. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ПРИ РЕМОНТЕ МУФТ

Имеется ряд общих требований, предъявляемых в процессе ремонта к муфтам, независимо от их конструкции.

- Посадка муфт на вал выполняется конусной или цилиндрической с натягом. В случае конусной посадки полумуфты на вал, посадка выполняется после пригонки втулки полумуфты к посадочному месту на валу по краске.
- Полумуфта удерживается от проворачивания на валу натягом посадки на вал и одним или несколькими шпоночными соединениями, а от перемещения в осевом направлении (от сползания) полумуфта фиксируется гайкой, резьбовыми пробками, устанавливаемыми в торец вала в месте стыка полумуфты с валом, или специальными стопорными шайбами.
- Соединение полумуфт производится всегда в одном и том же взаимном положении, для чего полумуфты должны быть четко замаркированы, а их сборка должна проводиться строго в соответствии с этой маркировкой.
- Все крепежные детали муфт при сборке должны надежно стопориться с помощью специальных резьбовых стопоров или шплинтов. Резьба стопоров кернится в одном или двух местах для предотвращения их выворачивания во время работы.
- Торцевые поверхности полумуфт не должны иметь забоин и выпуклостей.
- Соединительные болты должны быть промаркированы.
- Соединительные болты должны входить в отверстия полумуфт от легкого постукивания молотка весом 400 г.

9.3.1. Разборка и ревизия

Перед разборкой полумуфт необходимо проверить наличие клеймения отверстий на обеих полумуфтах и соединительных (призонных) болтах. В случае отсутствия клеймения необходимо заклеить все отверстия на полумуфтах, призонные болты и гайки. Взаимное расположение фланцев муфт также отмечается клеймением в одной или двух точках на фланцах полумуфт, в районе вертикального разреза. Клеймение всех деталей муфты необходимо для обеспечения повторяемости сборки муфты и исключения возникновения небаланса.

Ревизия муфты включает в себя:

- визуальный осмотр полумуфт на отсутствие забоин и задиров на торцевых поверхностях и их устранение в случае обнаружения;
- ревизию и визуальный осмотр отверстий и призонных болтов полумуфт на отсутствие задиров;
- визуальный осмотр крепления насадной полумуфты на валу;
- проверку и исправление торцевого боя полумуфт и неплоскостности (в случае необходимости снятия полумуфты про-

верку и исправление торцевого боя целесообразно производить после посадки муфты на вал в конце ремонта).

Для проверки торцевого биения поверхностей полумуфт требуется устанавливать два индикатора. Применение двух индикаторов обеспечивает независимость определения величины биения детали ротора, от его осевого смещения. При этом индикаторы должны упираться измерительными ножками в торцевую поверхность полумуфты друг против друга по разные стороны от оси вращения и располагаться перпендикулярно проверяемой поверхности на расстоянии 5...8 мм от наружной окружности полумуфты (см. рис. 7.4).

Окружность полумуфты делится на 8... 12 равных частей, которые нумеруются по порядку в направлении против вращения ротора. При проверке биения ротор медленно проворачивается до совпадения ножек индикаторов с очередными метками.

Определение величины торцевого биения выполняется из следующих соображений. Биение двух противоположных точек, расположенных на концах диаметра торцевой поверхности полумуфты, по отношению друг к другу равно алгебраической полуразности показаний индикаторов в этих точках. За величину торцевого биения полумуфты принимается биение той ее точки, которая имеет наибольшую величину по отношению к противоположной.

Во время проверки биения следует выполнять контрольный замер, возвращая ротор в первоначальное положение.

9.3.2. Контроль металла

Контроль металла полумуфт включает в себя ультразвуковой контроль, контроль методами магнитопорошковой дефектоскопии или цветной дефектоскопии на отсутствие трещин на галтелях полумуфт, в районе отверстий под призонные болты, а также контроль призонных болтов (особенно в районе галтелей).

Периодичность и объем контроля металла определяется в соответствии с требованиями [21, 68].

9.3.3. Особенности снятия и посадки полумуфт

При отсутствии явных повреждений полумуфт необходимости в снятии полумуфт с валов нет. Если для ремонта самой полумуфты или для снятия других деталей, насаженных со стороны муфты (дисков, уплотнительных втулок и др.), полумуфта должна быть снята с вала, необходимо предварительно проверить наличие четкой маркировки, которая обеспечит обратную посадку всех снятых деталей точно на свои посадочные места.

Кроме того, перед снятием полумуфты с ротора необходимо замерить ее расположение на валу в осевом направлении (расстояние между торцом втулки полумуфты и галтелью вала):

- для определения величины натяга, с которым работала муфта;
- сохранения или обеспечения другими способами (если аксиальное положение полумуфты при посадке необходимо изменить) аксиальных зазоров в проточной части (осевого расположения торца полумуфты относительно ротора).

Положение муфты относительно вала записывается в ремонтный журнал, а для повторяемости сборки изготавливаются шаблоны.

Снимаются стопорные элементы, крепящие полумуфту на валу, шпонки рекомендуется также вынуть, для чего на торце шпонки с прямым клином засверливают отверстия и нарезают в них резьбу для вытяжного болта.

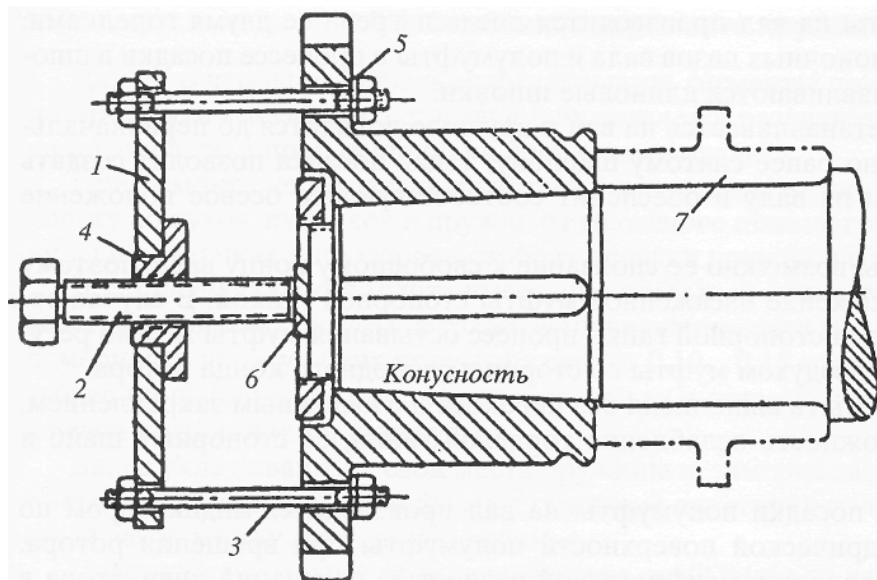
Для обеспечения повторяемости сборки положение муфты на роторе клеймится так как полумуфты роторов имеют две шпонки и более.

Устанавливается приспособление для снятия полумуфты (рис. 9.5) и создается предварительное усилие натяжения. Величина предварительного усилия натяжения на приспособление не должна быть значительной для того, чтобы определить момент расцепления посадки полумуфты на ротор, не повредить посадочные поверхности ротора и полумуфты (избежать возникновения "задилов") и не сбросить полумуфту с ротора по конической посадке.

После создания усилия стягивания производится нагрев полумуфты. Нагрев можно производить с помощью двух ацетиленовых горелок № 5...7, двух пропановых огнеметов или индукторов промышленной частоты.

Нагрев полумуфты производится до тех пор, пока она не сдвинется с конуса ротора или по цилиндрической посадке; после чего необходимо сдвинуть полумуфту с помощью съемного приспособления по конической посадке на 60...80 мм, а по цилиндрической посадке на половину длины посадки, затем застропить и снять полумуфту с ротора.

Нагрев полумуфты горелками или огнеметами во избежание коробления фланца полумуфты необходимо начинать с периферии фланца, постепенно переходя к ее ступице.



Для определения натяга полумуфты при ее конической посадке на ротор необходимо определить величину ее продвижения по валу в сторону посадки (расстояние от места посадки полумуфты в холодном состоянии до шаблона, определяющего ее рабочее положение). Величина продвижения муфты по валу в сторону посадки должна обеспечивать натяг в соответствии с требованиями чертежа. Соотношение между величиной натяга и величиной продвижения муфты по валу определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{H_m \cdot 100}{k},$$

Рис. 9.5. Снятие полумуфты с вала:

1 — фланец; 2 — нажимной болт; 3 — стяжные шпильки; 4 — втулка с резьбой; 5 — шайбы; 6 — подкладка; 7 — шаблон

где H_m — натяг при посадке полумуфты на вал;

Δl — величина продвижения муфты по валу;

k — конусность вала, %.

Величина конусности определяется из выражения

$$k = \frac{(D-d)}{l} \cdot 100\%,$$

где D — максимальный диаметр конуса муфты, мм;

d — минимальный диаметр конуса муфты, мм;

l — посадочная длина конуса муфты, мм.

Величина продвижения полумуфты по валу должна быть больше Δl_{\min} и меньше Δl_{\max} , т. е. в пределах чертежного допуска по натягу.

Обратная посадка полумуфты на вал производится после нагрева ее двумя горелками. Для обеспечения совпадения шпоночных пазов вала и полумуфты в процессе посадки в шпоночные пазы вала плотно устанавливаются клиновые шпонки.

После нагрева полумуфта устанавливается на вал и вручную доводится до первоначального посадочного места согласно ранее снятому шаблону; такая посадка позволит создать необходимый натяг полумуфты на валу и обеспечит соответствующее осевое положение торца полумуфты.

В процессе остывания муфты возможно ее сползание к свободному концу вала, поэтому необходимо зафиксировать положение насаженной муфты стопорной гайкой. В случае отсутствия в конструкции этого узла стопорной гайки процесс остывания муфты можно регулировать охлаждением сжатым воздухом муфты со стороны свободного конца ротора.

Посадка полумуфты должна быть выполнена без перекоса и с надежным закреплением, полностью устраняющим возможность ослабления торцевой гайки, ее стопорных шайб и шпилек.

Проверка концентричности посадки полумуфты на вал производится индикатором по центрирующему пояску цилиндрической поверхности полумуфты при вращении ротора. Эксцентricичность посадки определяется максимальной разностью показаний индикатора в двух диаметрально противоположных точках окружности полумуфты; величина радиального биения по отношению к оси вала не должна превышать 0,03 мм.

При обнаружении каких-либо ненормальностей при посадке необходимо полумуфту снять и осмотреть посадочные поверхности и шпонки.

9.3.4. Устранение дефектов

При выполнении ремонта муфт должны быть устранены все дефекты, выявленные в ходе осмотра и ревизии.

Незначительные перекосы торцов полумуфт, задиры, забоины и выпуклости на их поверхностях могут быть исправлены шабровкой. Шабровка производится по пятнам краски, получаемым на торцевой поверхности полумуфты с помощью контрольной плиты; шабровка считается удовлетворительной при получении двух-трех пятен на 1 см² поверхности торца.

Дефекты призонных отверстий в полумуфтах исправляются их перерасточкой или развертыванием, при этом должны быть изготовлены новые призонные болты. В соответствии с действующими противоаварийными циркулярами для турбин мощностью 200 МВт и более в период капитальных ремонтов в обязательном порядке производится замена призонных болтов жестких муфт на новые.

Если после снятия полумуфты с вала обнаруживается выработка посадочного места на роторе и втулке полумуфты, то для ее устранения в зависимости от величины выработки могут быть использованы следующие методы:

1) шабровка посадочного места ротора по втулке муфты и краске для конусной посадки; восстановление аксиального положения роторов установкой промежуточной шайбы между торцами полумуфт;

2) восстановление цилиндрической поверхности ротора и втулки полумуфты, а также установка промежуточного тела для восстановления натяга в цилиндрической посадке;

3) устранение выработки на валу проточкой посадочного места и замена полумуфты на новую.

Если при посадке полумуфты обнаруживается несовпадение угла конической посадки на втулке полумуфты, то посадочное место ротора шабрится по втулке муфты и краске.

Перед сборкой муфты, для предотвращения появления "натянутого" металла на торцевой поверхности полумуфт, в районе призонных отверстий необходимо шабером снять фаску в призонных отверстиях со стороны торцевой поверхности полумуфт.

9.3.5. Особенности ремонта пружинных муфт

Для того чтобы разобрать муфту и вынуть сегменты пружин, необходимо предварительно отвернуть все гайки со стягивающих шпилек и раздвинуть кожухи; если требуется выемка роторов, то длинные шпильки необходимо удалить.

При ремонте необходимо убедиться в отсутствии износа кулачков и пружин, выполнить чистку кожухов, кулачков и пружин от масляного шлама, грязи, ржавчины, устранить заусеницы на кулачках и проверить свободу посадки пружин в соответствующие канавки.

В тех случаях, когда муфта имеет значительный износ кулачков, необходимо выполнить восстановление их формы, а также выравнивание шага между кулачками. Отклонения равномерности шага у обеих полумуфт свыше 0,10...0,15 мм должны исправляться шабровкой зубьев по шаблону. После приведения зубьев в нормальное состояние роторы укладывают на свои подшипники и центруют.

Далее укладывают на свои места пружины и, замерив зазоры между зубцами и пружиной с нерабочей стороны, закладывают стальные пластинки толщиной, обеспечивающей требуемый зазор между пружиной и зубом.

Пластинки подгоняют по высоте наравне с зубьями, а по длине — на 10 мм длиннее, чем ширина фланца, и загибают их концы. От вылета в процессе эксплуатации турбины пластинки удерживаются кожухом муфты, а от осевого перемещения — наличием загнутых концов. При наличии значительного износа на рабочих поверхностях пружин их заменяют новыми.

Значительный износ пружин (до 1/3 их толщины) и кулачков муфты может потребовать полной замены всей муфты.

При выполнении ремонта пружинных муфт необходимо прочищать и продувать каналы для подвода масла через отверстия в ступице ведущей полумуфты и сливные отверстия для масла в торцах кожухов муфты.

При сборке кожухов муфты необходимо проверить равномерность затяжки гаек длинных сквозных шпилек и наличие зазоров между кожухом и торцом ведомой полумуфты.

9.4. СБОРКА МУФТЫ ПОСЛЕ РЕМОНТА

Для предотвращения возникновения задиров в призонных отверстиях муфт перед сборкой полумуфт необходимо очистить поверхности отверстий и болтов от грязи и пыли, после чего обработать их антифрикционной смазкой (в качестве антифрикционной смазки обычно применяют серно-ртутную мазь).

Отверстия в обеих полумуфтах должны находиться на одной оси по отношению одно к другому; оси отверстий должны быть перпендикулярны к торцам полумуфт. При точной центровке валов болты плотно при одинаковых несильных ударах медной выколоткой по их головкам проходят в отверстия полумуфт.

Затяжку болтов следует производить равномерно; равномерность окончательной затяжки контролируется по удлинению болтов. Во избежание ослабления затяжки и отвертывания их в процессе работы на болты должны быть установлены стопоры или шплинты.

Качество сборки муфты (жестких и полугибких муфт) проверяется замером коленчатости сборки пары роторов. Для проверки коленчатости выкатывается один из опорных подшипников, расположенных рядом с муфтой (желательно выкатывать подшипник более легкого ротора), в вертикальной плоскости на опорную шейку ротора (выкаченного подшипника) устанавливается индикатор часового типа и собранные роторы проворачиваются на 360° ; бой шейки ротора не должен превышать 0,02 мм.

Проверка качества сборки муфт замером изменения радиального боя полумуфт в свободном и обтянутом состоянии не допускается.

Для устранения коленчатости пары собранных роторов, в том случае, если величина коленчатости превышает требования, предъявляемые к ней, муфта собирается на технологических болтах, роторы выставляются относительно друг друга так, чтобы устранить коленчатость сборки, и после этого отверстия под призонные болты перерастачиваются (разворачиваются). Изготавливаются новые призонные болты и производится повторная сборка муфты.

9.5. "МАЯТНИКОВАЯ" ПРОВЕРКА РОТОРОВ

При сборке жестких муфт достаточно часто наблюдается дефект, который приводит к появлению биения переднего конца вала при работе турбины. Этот дефект возникает в результате наличия боя на торцевых поверхностях полумуфт или неравномерной затяжки крепежа (призонных болтов) жесткой муфты.

Наличие такого дефекта приводит к повышенной вибрации, ускоренному износу подшипников; его наибольшее влияние проявляется на свободном конце ротора высокого давления (и, как следствие, первом подшипнике турбины).

Во избежание этого дефекта необходимо при сборке турбины, после проверки состояния

торцов полумуфт и центровки роторов, выполнять проверку биения конца вала, связанного с другим валом посредством жесткой муфты; величина боя не должна превышать 0,1 мм. Такую проверку называют **"маятниковой"**.

Для "маятниковой" проверки выкатывается сначала второй подшипник (со стороны жесткой муфты) и проверяется коленчатость сборки пары роторов. Затем выкатывается первый подшипник (со стороны свободного конца ротора); для этого шейка вала "вывешивается" на специальном приспособлении (рис. 9.6) и приподнимается для выкатывания вкладыша, а затем опускается на величину подъема.

Для измерения биения переднего конца ротора сбоку от шеек первого и второго подшипников в горизонтальной плоскости устанавливаются индикаторы часового типа и производится проворот роторов на 360° .

Максимальное отклонение стрелки индикатора при этом не должно быть выше 0,1 мм.

При более значительных величинах боя шейки ротора необходимо произвести шабровку торцов полумуфт для его устранения. Перед шабровкой торцов рекомендуется попытаться добиться показаний индикатора, не превышающих указанной величины перетяжкой болтов (в пределах допуска удлинения болтов) жесткой муфты.

Предварительную маятниковую проверку роторов необходимо производить в период ремонта до закрытия цилиндров, так как после закрытия цилиндров исправление торцевого боя, и как следствие — "маятника", невозможно.

Окончательная маятниковая проверка производится при сборке роторов с контролем удлинения призонных болтов при затяжке.

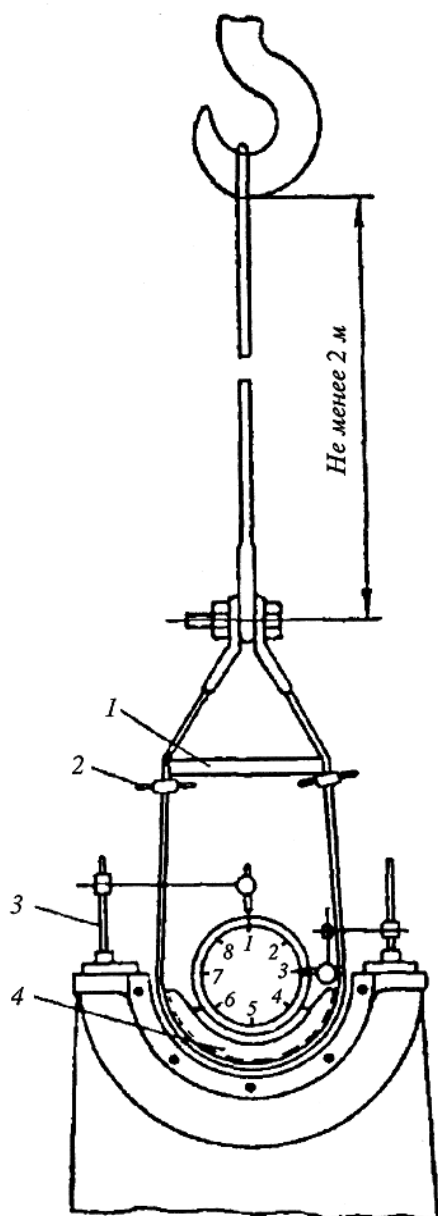


Рис. 9.6. Простейшее приспособление для маятниковой проверки сборки роторов с жесткими муфтами:

1 — распорка; 2 — зажимы; 3 — стойки с индикаторами; 4 — технологический баббитовый вкладыш

9.6. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Каково назначение муфт роторов турбин?
2. Назовите основные типы муфт турбин (классификация).
3. Назовите основные детали полугибких муфт.
4. Перечислите основные элементы конструкции гибких муфт.
5. Назовите характерные дефекты, обнаруживаемые при ревизии и ремонте муфт.
6. Перечислите общие требования к муфтам.
7. С какой целью производится клеймение всех деталей муфт?
8. Как выполняется проверка торцевого боя полумуфт?
9. С какой целью выполняется замер расстояния между торцом втулки полумуфты и галтелью вала перед снятием полумуфты?
10. В каком направлении осуществляется прогрев полумуфты для ее снятия и посадки?
11. Как проверяется правильность посадки полумуфты на вал?
12. В каких случаях производится замена призонных болтов на новые?
13. Какими методами могут быть устранены выработки посадочного места на валу под полумуфту?

ЦЕНТРОВКА ТУРБИН

10.1. ЗАДАЧИ ЦЕНТРОВКИ

Цель центровки турбоагрегата — обеспечение правильного взаимного расположения роторов и совпадения геометрических осей роторов с осями подшипников и цилиндров.

Качественная центровка является одним из необходимых условий, обеспечивающих возможность пуска, надежную и экономичную (с минимальными затратами холостого хода) работу турбоагрегата. Неправильная центровка может вызвать в процессе эксплуатации повышенную вибрацию турбоагрегата, задевания в концевых уплотнениях, износ подшипников, неправильную работу соединительных муфт и другие негативные моменты.

Центровка турбин включает в себя несколько операций [15, 17, 94, 95]:

- Центровка корпусов цилиндров и подшипников при монтаже, обеспечивающая совпадение осей их расточек и состоящая из последовательно выполняемых:

- предварительной центровки по струне, имеющей целью установить детали корпусов цилиндров и подшипников соосно друг другу,

- проверки положения деталей корпусов цилиндров и подшипников по уровню, предусматривающему при монтаже установку геометрической оси расточек корпусов цилиндров и подшипников с требуемым уклоном в продольном направлении;

- Центровка роторов по полумуфтам, обеспечивающая такое положение роторов при работе турбоагрегата, когда ось одного ротора является продолжением оси другого, а ось валопровода в целом представляет собой одну непрерывную упругую линию;

- Центровка по расточкам, определяющая совпадение осей роторов с осями расточек и обеспечивающая правильные равномерные радиальные зазоры в уплотнениях и в проточной части турбины.

Предварительная установка корпусов цилиндров и подшипников по струне и по уровню (в настоящее время чаще всего выполняется по оптической трубе) выполняется только при монтаже турбоагрегата. Окончательное их взаимное положение определяется и корректируется по результатам проверки центровки роторов по полумуфтам и положению роторов относительно расточек корпусов цилиндров и подшипников.

В некоторых случаях при ремонтах обнаруживается, что положение цилиндров и подшипников имеет значительные отклонения по отношению к осевым линиям роторов; это может являться следствием неравномерной осадки фундаментов турбоагрегата или ошибок, допущенных во время монтажа. В этих случаях, а также в случаях, когда при сборке турбин, находившихся в длительной эксплуатации, производятся работы, связанные с приведением в порядок фундаментов с демонтажем фундаментных рам, исправлением опорных поверхностей турбины, со сменой или ремонтом направляющих шпонок, шпоночных пазов, производится исправление положения деталей статора в соответствии с требованиями заводских формуляров.

Проверка центровки роторов по расточкам выполняется при обнаружении следов задеваний в концевых и промежуточных уплотнениях и при значительной величине расцентровки по полумуфтам.

Целью проверки центровки роторов по полумуфтам является определение величины несовпадения осей пары роторов, свободно лежащих на своих опорах. Фактически при этом определяется (а при необходимости корректируется) взаимное расположение опор роторов. Несовпадение осей роторов может быть двух видов:

- коленчатость пары роторов — несовпадение взаимно параллельных осей пары роторов (рис. 10.1, а);
- излом осей (угловое несовпадение осей) пары роторов (рис. 10.1, б).

Проверка центровки роторов по полумуфтам должна выполняться при каждом капитальном ремонте, так

как в процессе длительной эксплуатации возможны смещения корпусов цилиндров, подшипников и роторов относительно их первоначального положения, вызванные износом вкладышей подшипников, деформацией отдельных деталей, просадками фундамента и другими факторами.

При выполнении центровки операции должны производиться высококвалифицированным персоналом в соответствии с требованиями заводов-изготовителей, а также с учетом выявленных закономерностей в перемещении цилиндров, роторов, корпусов подшипников относительно друг друга во время эксплуатации.

Ротор, свободно установленный на подшипники, под действием собственного веса имеет определенный статический прогиб, и его ось представляет собой не прямую, а кривую линию. В зависимости от конструкции и размеров роторов турбин величина стрелы упругого прогиба достигает 0,4 мм, а роторов генераторов 1,2 мм. Во время вращения каждый ротор всегда сохраняет свой естественный статический прогиб независимо от числа оборотов, за исключением периодов перехода через критическую частоту вращения (число оборотов).

Если расположить опорные подшипники двух смежных роторов на одном уровне (рис. 10.2, а), то торцевые поверхности полумуфт окажутся непараллельными и будут иметь раскрытие сверху.

При центрировании роторов нужно добиваться, чтобы линии их упругих прогибов располагались на одной плавной кривой, для чего полумуфты должны быть концентричными, а их торцевые поверхности параллельными (рис. 10.2, б).

Поскольку непосредственная проверка положения осей роторов относительно друг друга затруднительна, то она производится косвенным способом, по взаимному положению полумуфт пары роторов.

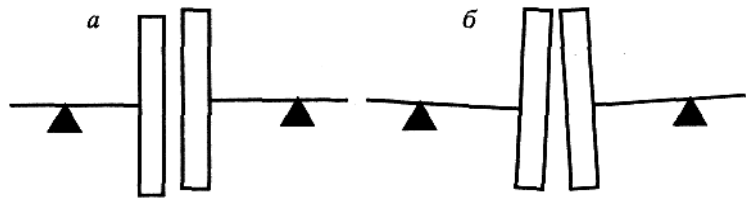


Рис. 10.1. Виды несовпадения осей роторов:

а — коленчатость пары роторов; б — излом осей (угловое несовпадение осей)

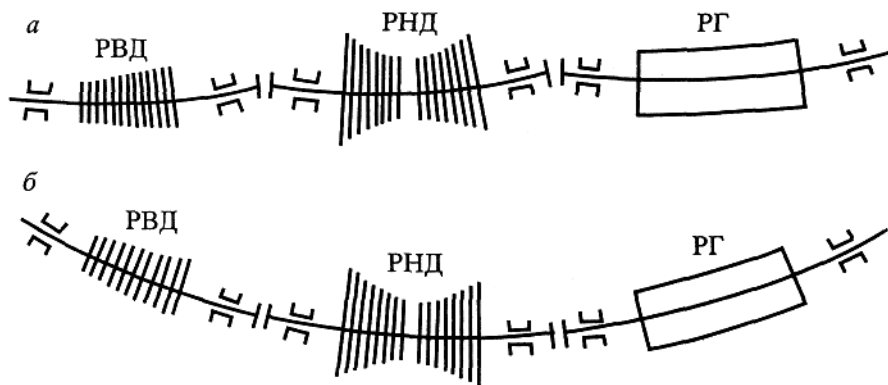


Рис. 10.2. Центровка роторов по полумуфтам:
 а — симметричное расположение шеек роторов (подшипники расположены на одной горизонтальной оси); б — расположение роторов в виде непрерывной упругой линии

10.2. ПРОВЕДЕНИЕ ЗАМЕРОВ ЦЕНТРОВКИ РОТОРОВ ПО ПОЛУМУФТАМ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РОТОРА ОТНОСИТЕЛЬНО СТАТОРА ТУРБИНЫ

Замеры величин, характеризующих взаимное положение осей роторов, выполняются по окружности полумуфт и расстоянию между их торцевыми поверхностями по концам взаимно перпендикулярных диаметров согласно [15, 17] (рис. 10.3). Замеры по окружности полумуфт называют **радиальными**, а замеры параллельности торцевых поверхностей полумуфт (излома осей) — **торцевыми**.

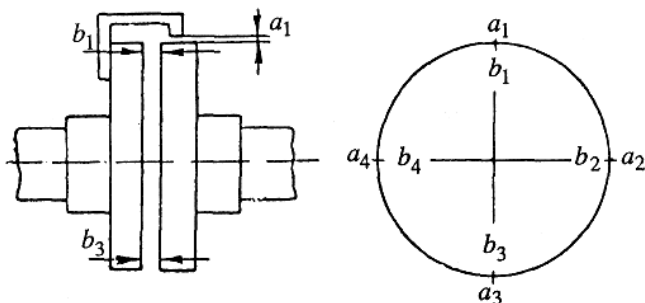


Рис. 10.3. Установка скобы для производства замеров и места замеров центровки роторов по полумуфтам (замеры по окружности — а, по торцу — б)

Разница в аксиальных зазорах, замеренных на противоположных сторонах полумуфт, показывает непараллельность торцов муфт и, следовательно, наклон оси одного вала по отношению к другому (величину излома). Разница в радиальных зазорах показывает величину смещения осей роторов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, при которой окружности полумуфт неконцентричны, и, следовательно, ось одного вала не является продолжением оси другого вала.

Замеры центровки должны обязательно выполняться при полностью остывших роторах и цилиндрах турбины, при собранных упорных подшипниках и разъединенных роторах, когда каждый из них может вращаться независимо один от другого. Проверка центровки в горячем состоянии производится только для анализа изменений взаимного расположения деталей турбины при прогреве и

определения необходимых поправок на центровку.

Величины, характеризующие взаимное положение осей роторов, замеряются в четырех положениях через каждые 90° при совместном проворачивании роторов. Такая система производства замеров позволяет исключить влияние дефектов формы полумуфт и биения насадных полумуфт.

Совместное проворачивание роторов позволяет избежать ошибок при определении положений осей роторов, которые могут иметь место из-за отличия фактической формы полумуфт или их посадки на вал от идеальной.

Замеры проводятся при одновременном проворачивании обоих роторов на 90, 180, 270 и 360°, т. е. каждый раз при повороте роторов на 90° по отношению к предыдущему положению, пока не будет пройден полный оборот. При каждом из этих положений с помощью щупа 2-го класса точности замеряются аксиальные и радиальные зазоры; аксиальный зазор при повороте на 360° должен совпадать по величине с зазором, полученным при нулевом положении роторов; этот замер является контрольным.

Аксиальные зазоры (зазоры по торцу) обозначаются буквами А с соответствующими индексами (А_В, А_Н, А_Л, А_П — верх, низ, левая и правая части муфты), а радиальные зазоры (зазоры по окружности) обозначаются буквами R с теми же индексами (R_В, R_Н, R_Л, R_П). Запись полученных замеров производится как показано на рис. 10.3 (аксиальные замеры записываются снаружи окружности, а торцевые внутри).

Взаимное расположение роторов определяется замерами аксиальных и радиальных зазоров между полумуфтами в трех точках (лево, верх, право); замер нижних зазоров произвести, как правило, не удастся и не требуется, так как суммы диаметрально противоположных зазоров равны:

$$A_B + A_H = A_L + A_P;$$

$$R_B + R_H = R_L + R_P.$$

Нижние зазоры определяются расчетным путем из простого соотношения:

$$A_H = A_L + A_P - A_B$$

$$R_H = R_L + R_P - R_B$$

Данные замеров по торцу заносятся в таблицу, затем вычисляются среднее арифметическое полученных замеров и нижнее значение среднего зазора по торцу; минимальное значение зазора вычитается из остальных (т. е. полученные величины значений зазоров приводятся к нулю); вычисляется также значение нижнего зазора по окружности, и величины зазоров по окружности аналогично приводятся к нулю. Приведенные значения записываются в формуляр центровки ротора (рис. 10.4).

В формуляре **обязательно указывается муфта, на которой при центровке установлена скоба**. Именно положение скобы определяет, какая из полумуфт находится выше, а какая ниже.

№ замера	Л	В	П
0°			
90°			
180°			
270°			
Сум.			
Ср. арифм.			

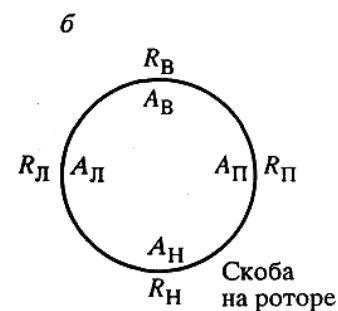


Рис. 10.4. а — таблица для записи замеров по торцу центровки пары роторов, б — форма записи среднеарифметических результатов замера центровки в формуляре (внутри окружности записываются замеры по торцу, снаружи замеры по окружности)

10.3. РАСЧЕТ ЦЕНТРОВКИ ПАРЫ РОТОРОВ

Совмещение осей роторов (*исправление центровки*) достигается перемещением на необходимую величину вкладышей опорных подшипников в расточке корпуса подшипников.

Расчет перемещения опор, необходимого для *исправления центровки*, производится отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей.

В качестве примера расчета центровки роторов рассмотрим пару роторов на рис. 10.5, для которых известны следующие величины:

- раскрытие по торцу полумуфт (излом осей) $\Delta A = bc$;
- смещение роторов по высоте относительно друг друга (коленчатость роторов) $\Delta R = dR$;
- диаметр муфты $D = ac$;
- расстояние от полумуфты до подшипника № 2 — L ;
- расстояние от полумуфты до подшипника № 1 — l ;
- расстояние между подшипниками № 1 и № 2 — $(L - l)$.

Из рис. 10.5 видно:

1) перемещение любого подшипника данного ротора (первого или второго) оказывает одинаковое влияние на изменение излома осей ротора;

2) перемещение каждого подшипника данного ротора (первого или второго) оказывает различное влияние на изменение радиального смещения полумуфты ротора.

Раскрытие полумуфт (величина замеренного излома осей) в рассматриваемой плоскости

$$\Delta A = bc.$$

Первоначальное смещение роторов по высоте относительно друг друга

$$\Delta R = dR.$$

Требуется определить величину перемещений подшипников Δx_1 и Δx_2 , необходимых для совмещения осей роторов в рассматриваемой плоскости.

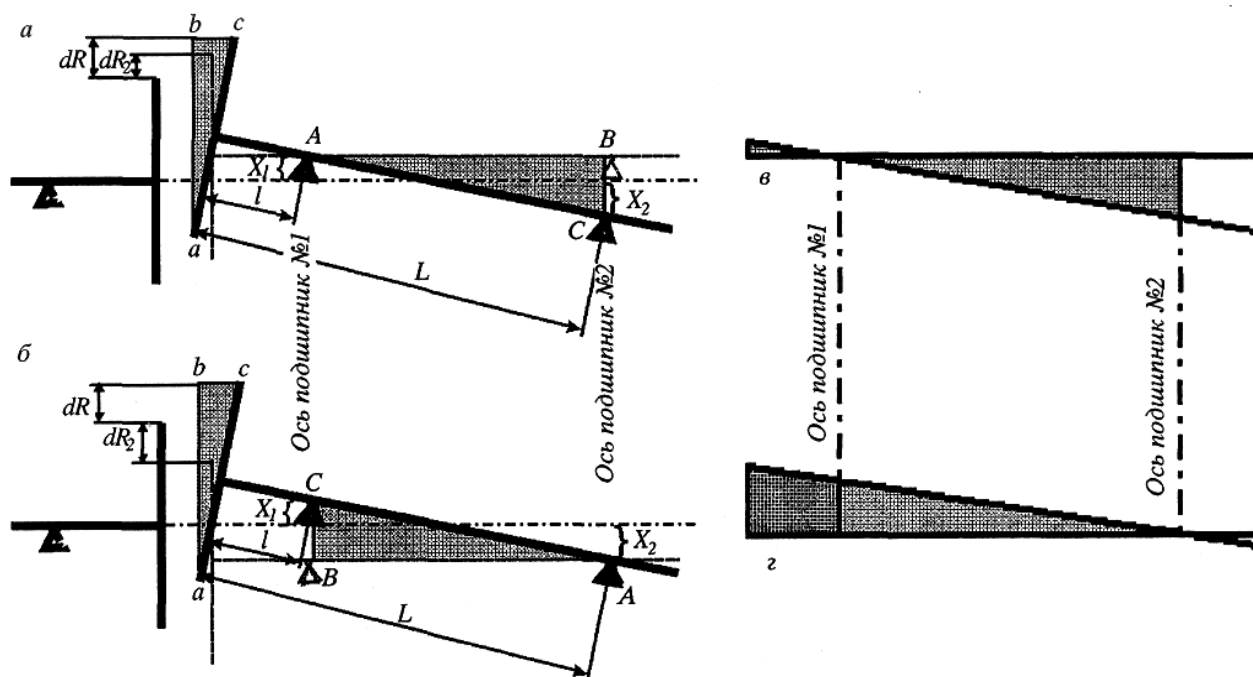


Рис. 10.5. Расчетная схема для центровки пары роторов:

а — изменение центровки пары роторов при перемещении опорного подшипника № 2; б — изменение центровки пары роторов при перемещении опорного подшипника № 1 (ближнего к муфте); в — влияние перемещения опорного подшипника № 2 на изменение положения оси полумуфты перемещаемого ротора; з — влияние перемещения опорного подшипника № 1 на изменение положения оси полумуфты перемещаемого ротора

Тогда

$$\begin{aligned} \text{т.е. } bc &= BC \cdot AC/ac, \\ \text{или } bc &= BC(L-l)/l \Rightarrow \\ \Delta A &= k_A \cdot BC, \end{aligned}$$

излома осей; k_A — коэффициент изменения излома осей при перемещении одного из подшипников, равный $d/(L - l)$.

окружности не одинаково при перемещении подшипников № 1 и № 2.

Рассмотрим оба варианта перемещений подшипников.

1. Исправление излома осей перемещением подшипника № 1 (рис. 10.5, з).

Из подобия треугольников (по трем углам) видно, что изменение положения оси полумуфты $dR_{1(от1)}$ будет равно

$$dR_{1(\text{OT1})} = BC \cdot L / (L - l),$$

или $dR_{1(OT1)} = k_{R1} \cdot BC \Rightarrow$

$$dR_{1(\text{OT1})} = k_{R1} \cdot \Delta A / k_A,$$

где kR_1 — коэффициент изменения положения полумуфты при перемещении подшипника № 1, равный $L/(L-l)$.

Величина параллельного перемещения роторов dR_2 в этом случае будет равна:

$$dR_2 = -dR + dR_{1(OT1)} \Rightarrow$$

$$dR_2 = -dR + k_{R1} \cdot \Delta A / k_A.$$

ВНИЗ со знаком $\{-\}$)

$$\Delta x_1 = -BC + dR_{2,}, \text{ или}$$

$$\Delta x_1 = -\Delta A/k_A - dR + k_{R1} \cdot \Delta A/k_A,$$

$$\Delta x_2 = dR_2 \text{ или } \Delta x_2 = -dR + k_{R1} \cdot \Delta A/k_A,$$

Исправление излома осей перемещением подшипника № 2 (рис. 10.5, в).

Из подобия треугольников (по трем углам) видно, что изменение положения оси полумуфты $dR_{1(от2)}$ будет равно

$$dR_{1(OT2)} = BC \cdot l / (L - l), \text{ или}$$

$$dR_{1(OT2)} = k_{R2} \cdot BC \Rightarrow$$

$$dR_{1(\text{OT}2)} = k_{R2} \cdot \Delta A / k_A,$$

где k_{R2} — коэффициент изменения положения полумуфты при перемещении подшипника № 2, равный $l/(L-l)$.

Величина параллельного перемещения роторов dR_2 в этом случае будет равна

$$dR_2 = dR - dR_{1(OT2)} \Rightarrow$$

$$dR_2 = dR - \Delta A/k_A.$$

Расчет окончательного перемещения подшипников производится аналогично первому варианту.

няется только алгоритм расчета.

10.4. ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОВКИ ДВУХ РОТОРОВ, ИМЕЮЩИХ ТРИ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКА

редний подшипник и полумуфту ротора среднего давления. Соединение обоих роторов в этом случае обязательно выполняется жесткой муфтой. При этом одна из полумуфт входит выступом в заточку на другой полумуфте. Таким образом, в этих турбоагрегатах роторы высокого и среднего давлений представляют собой один вал, лежащий на трех опорных подшипниках (рис. 10.6). Центровка таких роторов имеет некоторые особенности, вызываемые влиянием веса ротора высокого давления на положение ротора среднего давления и на распределение нагрузок от обоих роторов на подшипники [96].

Если взять отдельно ротор II, то его положение будет зависеть только от установки подшипников 2 и 3 и упругого прогиба ротора.

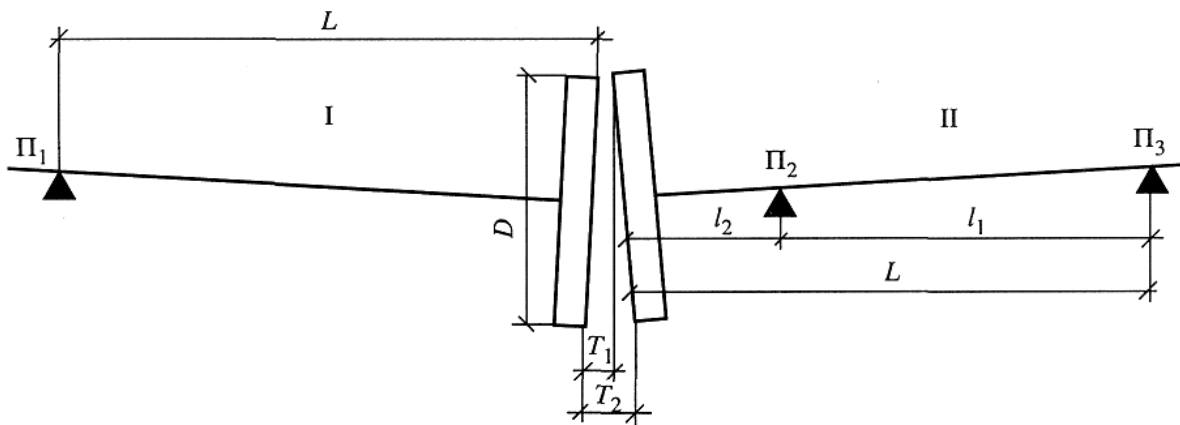


Рис. 10.6. Схема роторов, лежащих на трех опорных подшипниках

После установки ротора I и соединения роторов жесткой муфтой положение ротора II изменится. Изменится также нагрузка на подшипники 2 и 3; на подшипник 2 нагрузка увеличится, а на подшипник 3 уменьшится, что может привести к ухудшению эффективности их работы.

В связи с этим центровку роторов такого турбоагрегата производят с учетом влияния веса ротора, имеющего один подшипник. Для этого снизу, по торцу муфты, делается некоторое раскрытие, величина которого зависит от веса обоих роторов, их жесткости и расстояния между подшипниками (при этом разница в замерах торцевых зазоров по горизонтальному диаметру муфты не должна превышать 0,02...0,03 мм).

Величина раскрытия для каждого типа турбины указывается в формулярах. При отсутствии заводских данных величина раскрытия полумуфт может быть определена расчетным путем и с помощью динамометра.

После затяжки соединительных болтов муфты дополнительная нагрузка от веса ротора I равномерно распределяется на все подшипники.

При трехопорной конструкции опирания роторов перемещение каждого из трех подшипников приводит к различному изменению излома осей роторов. В качестве примера рассмотрим варианты центровки роторов.

Исправление излома осей подшипником № 1. Учитывая, что при перемещении подшипника № 1 (рис. 10.6) муфта роторов не перемещается, необходимую величину перемещения подшипника можно определить как

$$\begin{aligned}\Delta A/D &= \Delta x_1/L_2; \\ \Delta x_1 &= \Delta A \cdot L_2/D; \\ \Delta x_1 &= \Delta A/k_{A1},\end{aligned}$$

где ΔA — раскрытие муфты по торцу (излом осей);

Δx_1 — изменение положения подшипника № 1;

L_2 — расстояние от подшипника № 1 до муфты;

D — диаметр муфты;

k_{A1} — коэффициент изменения излома осей при перемещении подшипника первого ротора, равный D/L_2 .

Исправление излома осей подшипником № 2. Аналогично расчету перемещений при четырехопорной схеме опирания пары роторов коэффициент изменения излома осей от перемещения второго ротора (k_{A2}) будет равен

$$k_{A2} = D/l_1.$$

Учитывая, что при перемещении подшипника № 2 муфта роторов перемещается (следовательно, изменяется пространственное положение обоих роторов) на величину, пропорциональную

$$k_{r2} = (l_1 + l_2)/l_1,$$

исправление излома осей происходит от перемещения обоих роторов на величину

$$\Delta A = k_{A2} \cdot \Delta x_2 + k_{A1} \cdot k_{r2} \cdot \Delta x_2.$$

Исправление излома осей подшипником № 3. Учитывая, что при перемещении подшипника № 3 муфта роторов перемещается (и, следовательно, изменяется пространственное положение обоих роторов) на величину $k_{r3} = l_2/l_1$, а исправление излома осей происходит от перемещения обоих роторов, то

$$\Delta A = k_{A2} \cdot \Delta x_3 + k_{A1} \cdot k_{r3} \cdot \Delta x_3.$$

10.5. СПОСОБЫ РАСЧЕТА ЦЕНТРОВКИ ВАЛОПРОВОДА ТУРБИНЫ

Как показано выше, под центровкой турбоагрегата понимают не только исправление взаимного расположения роторов валопровода, но и *оптимальное расположение его относительно статора* [17, 97, 98].

Для определения взаимного расположения роторов относительно статора одновременно с замерами центровки роторов необходимо замерить положение роторов относительно масляных расточек.

Следует отметить, что при проведении ремонта положение статора турбины определяется по масляным расточкам (в отличие от монтажа, где основное внимание уделяется паровым расточкам). Такое отличие в приемах определения положения статора вызвано тем, что во время ремонта изменять положение корпусов подшипников значительно сложнее, чем цилиндров, опирающихся на выносные опоры.

Запись полученных замеров положения ротора относительно масляных расточек представляется в виде, показанном на рис. 10.7. После проведения замеров производится приведение их к нулю (т. е. наименьший вычитается), и по полученным данным определяется положение оси валопровода относительно деталей статора.

Пример

По результатам замера получено $L = 0,96$ мм; $H = 1,20$ мм; $P = 1,46$ мм (приведенные замеры являются относительными замеренными по шупу между приспособлением, установленным на борштанге, и расточкой детали).

После приведения замеров к нулю получим

$$L = 0; H = 0,24; P = 0,50.$$

Тогда запись полученных замеров будет выглядеть, как показано на рис. 10.7.

Эта запись означает, что ось валопровода относительно масляной расточки смещена влево на 0,25 мм и вниз на 0,01 мм (а масляная расточка относительно ротора смещена вправо на 0,25 мм и вверх на 0,01 мм).

Расчет центровки валопровода, состоящего из трех и более роторов, является сложной прикладной математической задачей. Сложность расчета центровки тем выше, чем больше в валопроводе роторов, так как перемещение любого из подшипников приводит к изменению пространственного положения ротора, который на него опирается, а также к изменению центровки соседних с ним роторов.

При центровке турбоагрегата, имеющего несколько роторов, нельзя решать вопрос исправления центровки по замерам, проведенным только на одной

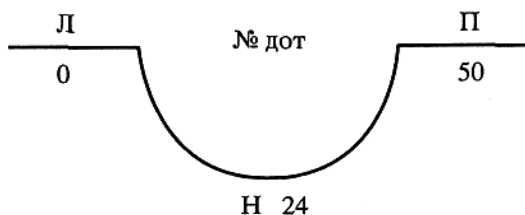


Рис. 10.7. Форма записи замеров положения расточки детали статора относительно положения ротора и наоборот

муфте; необходимо иметь данные по центровке всех муфт агрегата и по расположению всех роторов в расточках уплотнений.

Существует несколько методов решения задачи по центровке валопровода в целом.

Наиболее простым из них является графический — **метод номограммы**. Известно несколько алгоритмов построения номограммы для центровки валопровода; все они дают достаточную точность для первой перекидки роторов. Окончательная подцентровка роторов обычно производится без применения номограммы (методом расчета центровки пары роторов), так как построение номограммы трудоемко.

Рассмотрим один из способов построения номограммы, для чего сделаем несколько допущений.

1. Независимо от требуемых технологических расцентровок роторов считаем, что линия валопровода прямая.
2. Линейные размеры роторов на номограмме уменьшаем в 40...50 раз, а линейные перемещения подшипников увеличиваем в 100 раз (0,01 мм перемещения = 1 мм).
3. Полагаем, что расточки масляных уплотнений находятся на оси подшипников, которые показаны на номограмме как концы отрезков, изображающих роторы.
4. Считаем, что допуск на расположение ротора в масляной расточке, желательный для обеспечения простоты сборки масляных уплотнений, составляет $\pm 0,2$ мм (такая величина допуска обеспечивает возможность "выкатывать" и "закатывать" закаты масляные уплотнения без "оживления" ротора, так как по большинству турбин зазор в масляных уплотнениях составляет 0,2...0,3 мм на сторону).

5. Для уменьшения объема расчетов по центровке считаем один из роторов неподвижным и прицентровываем к нему остальные (для трехцилиндровых машин и более обычно считают неподвижным РНД).

В качестве примера рассмотрим построение номограммы для трехцилиндровой турбины (как наиболее распространенной); оно (построение) включает в себя следующие операции.

- Производим расчет перемещения подшипников РСД и РВД в одну сторону от РНД, а расчет перемещения подшипников РГ в другую сторону от РНД. **Расчет производится отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей.**

- Наносим на лист миллиметровой бумаги горизонтальную линию и считаем, что это теоретическая линия вала, которую мы должны получить в результате центровки без перемещения РНД; размечаем на ней в масштабе положение подшипников турбины и генератора.

- Размечаем по результатам расчета центровки в выбранном масштабе фактическое расположение роторов относительно теоретической линии валопровода; для этого в местах расположения подшипников в вертикальной плоскости откладываем с обратным знаком расчетные величины перемещения подшипников. Эти точки будут являться точками фактического расположения подшипников на номограмме в рассматриваемой плоскости. Соединив попарно точки фактического расположения подшипников, получаем графическое изображение расположения роторов относительно друг друга.

- Наносим точки расположения центров масляных расточек на полученное расположение роторов и чертим в вертикальной плоскости желаемое поле допусков по масляным расточкам.

В результате построения номограммы мы получили возможность решить вопрос, перемещением каких опор роторов можно произвести исправление оси валопровода и одновременно скорректировать положение оси валопровода относительно оси статора турбины.

Рассмотрим процесс принятия решения на примере центровки роторов турбины Т-110/120–130-5 ТМЗ в вертикальной плоскости, показанной на компьютерной номограмме (рис. 10.8).

На номограмме центровки мы видим горизонтальную прямую, являющуюся первоначальной теоретической линией валопровода, с которой совпадает положение РНД, и положение роторов с масляными расточками подшипников относительно этой линии. Перемещая линию валопровода на плоскости, находим требуемое нам положение валопровода относительно масляных расточек. Величина перемещения подшипников в новое положение валопровода будет равна расстоянию в вертикальном направлении от нового теоретического положения валопровода до опор роторов, изображенных на номограмме. Сделаем ряд выводов.

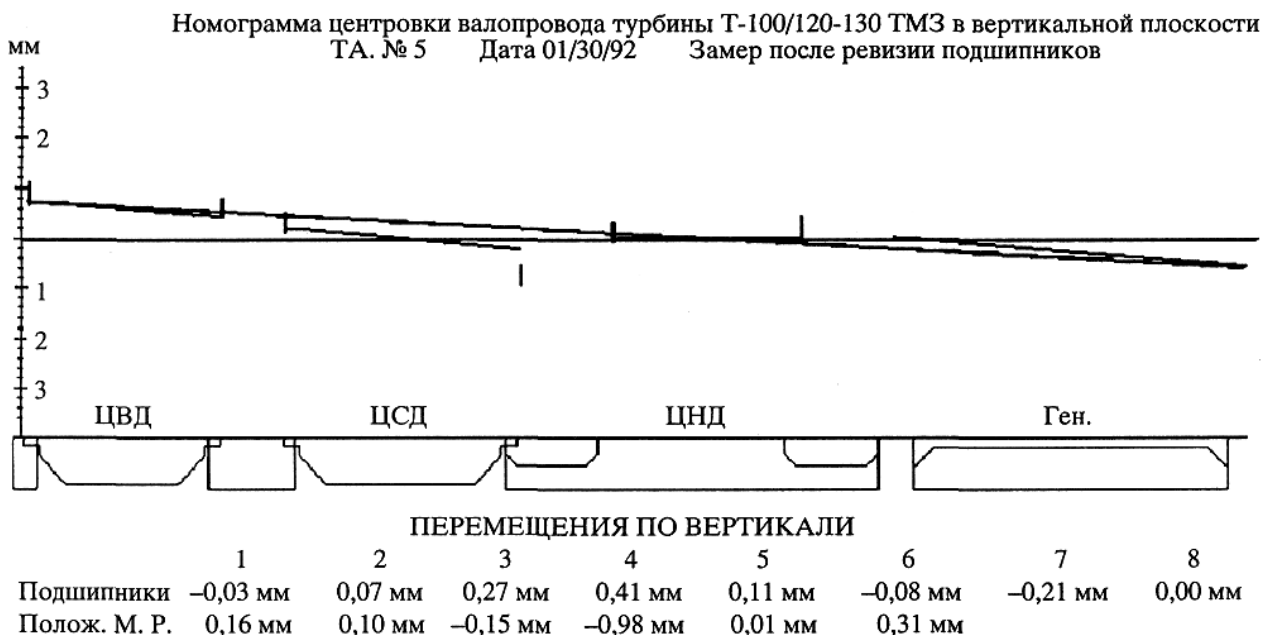


Рис. 10.8. Определение перемещений подшипников турбины по номограмме

1. Как видно из номограммы, ни один из вариантов центровки турбины не позволит выставить роторы так, чтобы все расточки масляных уплотнений попали в установленный нами для них допуск.

2. Значительные перемещения первого подшипника от существующего положения нежелательны, так как они приведут к дополнительным работам по перецентровке корпуса масляного насоса (рабочее колесо насоса и импеллер находятся на РВД).

3. Перемещение в вертикальной плоскости заднего подшипника генератора нежелательно в связи с изменением воздушного зазора между РГ и статором генератора и большим объемом работ по изготовлению прокладки под корпус выносного подшипника генератора.

Для принятия решения о центровке валопровода могут использоваться и другие критерии. Предлагаемые в данном случае решения соответствуют конкретному графическому изображению расположения валопровода в вертикальной плоскости относительно масляных расточек.

Внизу номограммы определены необходимые перемещения подшипников для исправления центровки и величины отклонений роторов от центра масляных расточек корпусов подшипников.

Номограмма в горизонтальной плоскости (рис. 10.9), кроме возможности принять решение о центровке, показывает, что во время монтажа детали статора были выставлены несоосно и ни один вариант центровки не позволяет совместить ось валопровода со всеми центрами масляных расточек.

После перекладки подшипников производится повторный замер центровки роторов валопровода и положения роторов относительно масляных расточек. Если центровка признается удовлетворительной (несовпадение рассчитанной центровки и фактической не превышает допусков на центровку или близка к ним), то производится пригонка опорных подушек вкладышей к "постели" расточки с незначительной корректировкой положения роторов без полномасштабного расчета центровки.

Роторы из машины вынимаются, в цилиндры устанавливаются нижние половины деталей проточной части, устанавливается приспособление для центровки деталей статора (калибровый вал, борштанга, оптическая труба или лазерное приспособление). Приспособление выставляется в положение центра ротора относительно масляных расточек, а в соответствии с допусками и поправками на коробление цилиндров производится центровка нижних половин деталей статора.



Рис. 10.9. Номограмма центровки роторов турбины Т-100/120-130 в горизонтальной плоскости

10.6. РАСЧЕТ ЦЕНТРОВКИ ВАЛОПРОВОДА НА ПЕРСОНАЛЬНОМ КОМПЬЮТЕРЕ

В настоящее время для центровки валопровода широко стали применяться программы для персональных компьютеров. Эти программы существенно облегчают процесс принятия решения по центровке валопровода. Но не следует ожидать, что по данным расчета центровки (независимо от объема предварительной информации и количества заложенных критериев для принятия решения) достаточно будет сделать одну перекладку подшипников — и задача будет решена.

Данное утверждение связано с тем, что в процессе эксплуатации турбины все сопрягаемые поверхности (расточки в корпусах подшипников под установку вкладышей подшипников, опорные подушки вкладышей и другие элементы) получают значительные отклонения формы в результате деформаций и повреждений под воздействием температуры и больших динамических нагрузок, которые невозможно учесть в расчетах. Наличие этих дефектов не влияет на работоспособность и надежность турбины, и, следовательно, устранение их экономически не оправдано. В качестве примера можно привести деформацию правильной цилиндрической формы расточки корпуса подшипника в процессе эксплуатации — на работоспособность турбины этот дефект оказывать влияния не будет, а в расчеты перемещений подшипников может внести существенные неточности.

Программа для расчета центровки должна быть как можно проще и позволять техническому руководителю ремонта принимать оперативные решения, исходя из конкретного состояния турбоустановки, не связанные с набором критериев, ограничивающих выбор решений.

Дополнительные возможности программ по центровке валопровода

С появлением программ по центровке появилась возможность их применения не только для решения задачи центровки валопровода в период ремонта, но и для анализа ранее принимавшихся решений по центровке (в предыдущие ремонты), оценке влияния этих решений на эффективность и надежность работы турбины, стало возможным также сравнение расположения валопровода в различных тепловых состояниях турбины.

Для примера предлагается рассмотреть номограммы центровки в вертикальной плоскости турбины К-500-230-2 блока № 9 Рефтинской ГРЭС в период капитального ремонта 1990г. (рис. 10.10, а, б).

Рассмотрим два варианта центровки валопровода.

1. Центровка валопровода после вскрытия турбины (рис 10.10, а). Замер центровки произведен в первую неделю ремонта, до вскрытия цилиндров, когда турбина остыла еще не полностью, а фундамент прогрет до рабочего состояния и с него не сняты нагрузки от перестановочных усилий тепловых расширений.

2. Окончательная центровка валопровода (рис 10.10, б). Замер произведен после ремонта, в процессе которого выполнена ревизия скользящих поверхностей первого и второго стульев, и тем самым с турбины сняты все силы влияния от тепловых расширений на опоры турбины; при этом положение первого стула по высоте не корректировалось.

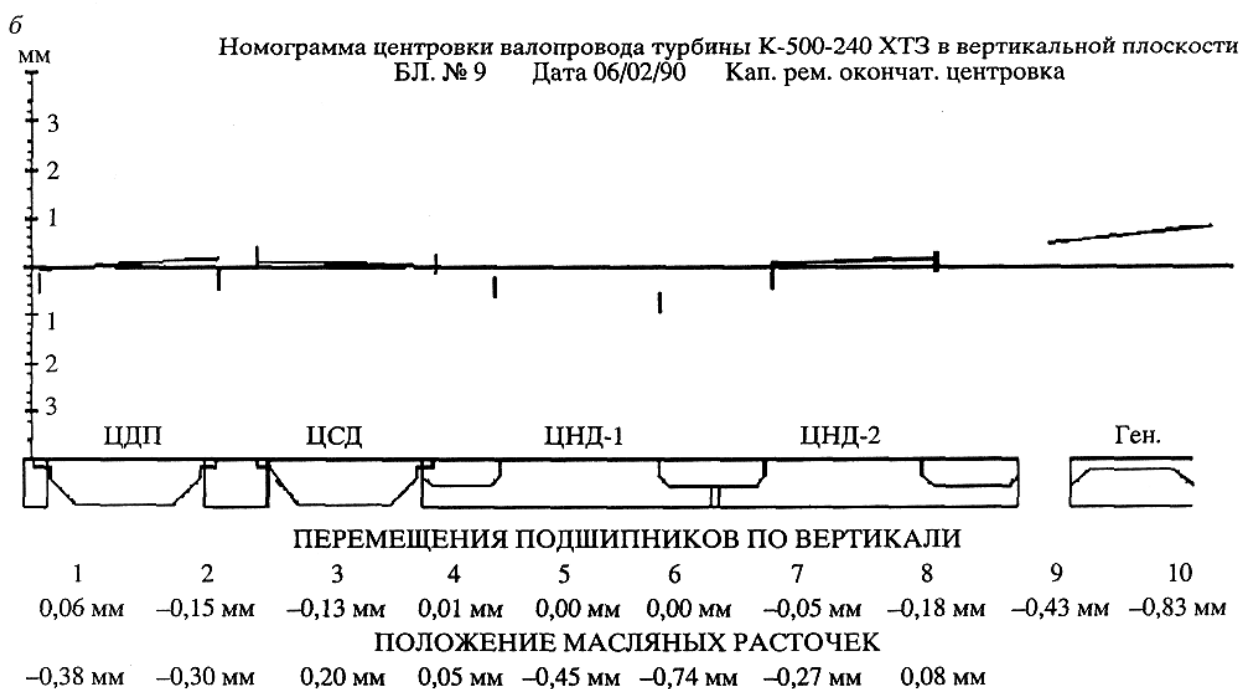
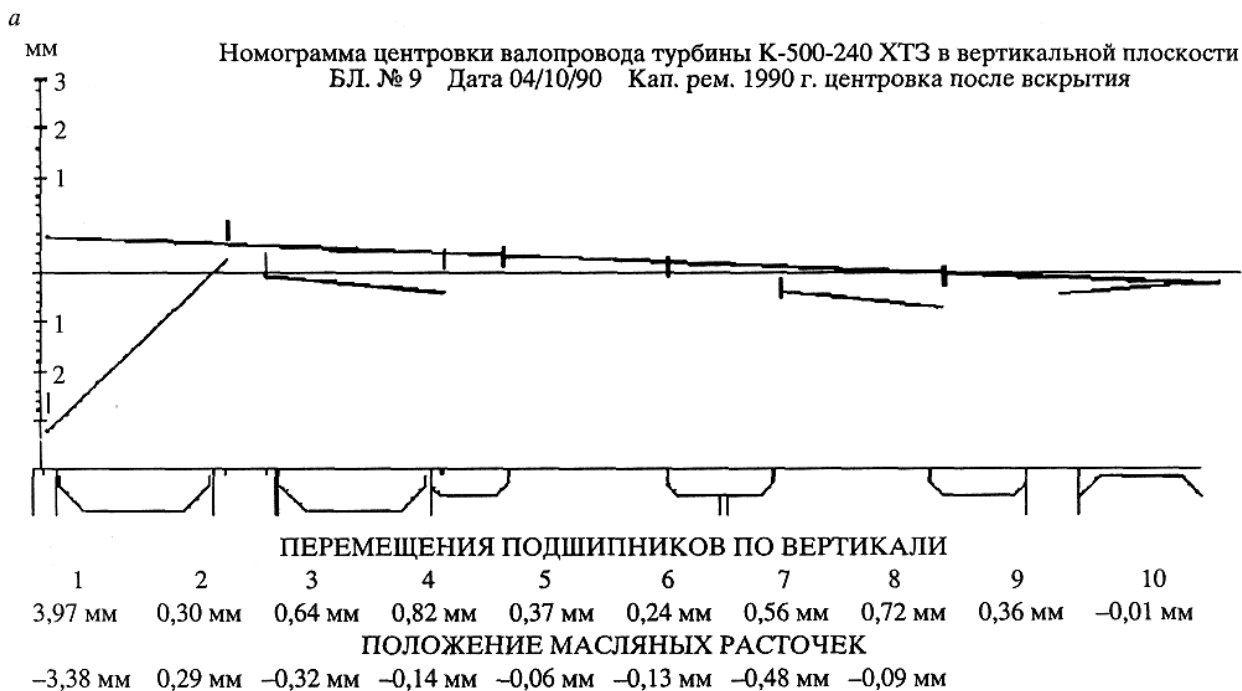


Рис. 10.10. Номограммы центровки в вертикальной плоскости турбины К-500-240-2 блока № 9 Рефтинской ГРЭС в период капитального ремонта 1990 г:

а — расчет положения роторов на горячей турбине; б — расчет положения роторов и расточек после ревизии узлов системы тепловых расширений и полного остывания узлов турбины

Анализ номограммы центровки валопровода, замеренной после останова турбины в ремонт, показывает:

— что для *исправления центровки* 1-й подшипник турбины необходимо поднять на 3,97 мм и при этом центр масляной расточки будет находиться ниже оси ротора ВД на 3,38 мм, т. е. первый стул турбины будет находиться значительно ниже требуемой оси валопровода;

— 2-й подшипник турбины для *исправления центровки* необходимо поднять на 0,36 мм и при этом центр масляной расточки будет находиться выше оси ротора ВД на 0,29 мм;

— 3-й подшипник турбины для *исправления центровки* необходимо поднять на 0,64 мм и при этом центр масляной расточки будет находиться ниже оси ротора СД на 0,32 мм, т. е. (на основании требуемых центровок по двум подшипникам) второй стул стоит с уклоном в сторону генератора по отношению к требуемой оси валопровода;

— 4-й подшипник турбины для *исправления центровки* необходимо поднять на 0,82 мм и при этом центр масляной расточки будет находиться ниже оси ротора СД на 0,14 мм;

— 5-й подшипник турбины для *исправления центровки* необходимо поднять на 0,37 мм и при этом центр масляной расточки будет находиться ниже оси ротора НД-I на 0,06 мм, т. е. (на основании требуемых центровок по двум подшипникам) картер подшипников 4—5 стоит с уклоном в сторону регулятора по отношению к требуемой оси валопровода;

Анализ результатов расчета окончательной центровки показывает:

1. Центр масляной расточки 1-го подшипника будет находиться ниже оси ротора ВД на 0,30 мм, т. е. первый стул турбины находится практически в оси валопровода.

2. Центр масляной расточки 2-го подшипника будет находиться ниже оси ротора ВД на 0,30 мм.

3. Центр масляной расточки 3-го подшипника будет находиться ниже оси ротора СД на 0,32 мм, т. е. (на основании требуемых центровок по двум подшипникам) второй стул стоит с уклоном в сторону регулятора по отношению к требуемой оси валопровода.

4. Центр масляной расточки 4-го подшипника будет находиться выше оси ротора СД на 0,05 мм.

5. Центр масляной расточки 5-го подшипника будет находиться ниже оси ротора НД-I на 0,45 мм, т. е. (на основании требуемых центровок по двум подшипникам) картер подшипников 4—5 стоит с уклоном в сторону генератора по отношению к требуемой оси валопровода.

В результате сравнения номограмм центровки турбины можно также сделать вывод о том, что во время ремонта в результате полного остывания турбины, элементов фундамента и разгрузки опор турбины от перестановочных усилий (в процессе ревизии скользящих поверхностей 1-го и 2-го стульев) происходит изменение взаимного расположения узлов турбины.

Компьютерные программы центровки валопровода турбин пригодны для оценки изменения взаимного расположения узлов турбин, происходящего в результате остывания металла турбины и элементов фундамента, а также разгрузки опор турбины от перестановочных усилий.

При наличии проблем с тепловыми расширениями турбин и неудовлетворительного их вибросостояния для качественного определения изменения взаимного расположения узлов турбины и нагрузок на подшипники необходима доработка существующих программ.

10.7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие операции включает в себя центровка турбин во время монтажа? В чем отличие центровки турбины в период ремонта?

2. Что такое "коленчатость пары роторов" и излом осей?

3. Как определяется взаимное расположение пары роторов относительно друг друга? Что показывают радиальные замеры и что торцевые?

4. Приведите пример расчета и записи проверки центровки пары роторов.

5. Что достигается центровкой роторов?

а) Взаимное расположение осей роторов.

б) Обеспечение правильности сборки муфт.

в) Необходимое взаимное расположение опор роторов.

6. Для чего необходимо указывать положение скобы при производстве замеров центровки?

7. Приведите пример расчета перемещения подшипников одного ротора для совмещения осей пары роторов с четырехопорной системой опирания.

8. Сколько коэффициентов для перемещения подшипников необходимо рассчитывать для каждой муфты каждого ротора турбины?

9. В чем отличие расчета центровки пары роторов с жесткой муфтой при трехопорной системе опирания?

10. Что понимают под центровкой турбоагрегата в целом?

11. На основании какого комплекса данных принимается решение о необходимости центровки валопровода турбины?

12. Что показывают замеры центровки на "горячей" и "холодной" турбине? На основании какого замера центровки можно принимать решение о перецентровке валопровода?

НОРМАЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ТУРБИН

11.1. УСТРОЙСТВО И РАБОТА СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ

Система тепловых расширений турбины предназначена для сохранения в допустимых пределах взаимного положения роторных и статорных деталей турбоагрегата, изменяющих свои геометрические размеры по мере прогрева или остывания. Система тепловых расширений должна одновременно обеспечивать:

- свободные тепловые перемещения цилиндров и корпусов подшипников относительно фундамента и друг друга в заданных направлениях;
- надежное крепление цилиндров низкого давления к фундаментным рамам;
- надлежащее прилегание корпусов подшипников к фундаментным рамам;
- соосность проточной части, валопровода и расточек корпусов подшипников в заданных пределах на всех режимах работы;
- осевые зазоры между деталями ротора и статора в заданных пределах.

В одноцилиндровых турбинах малой мощности, имеющих длину не более пяти метров, величина тепловых перемещений незначительна и основная задача элементов системы тепловых расширений — обеспечение совпадения геометрических осей турбины и генератора.

В мощных многоцилиндровых турбинах величина тепловых расширений, изменяющаяся в зависимости от режима работы турбины при переходе из холодного состояния к работе с полной нагрузкой и обратно, достигает значительных значений. Например, тепловое расширение двухцилиндровой турбины АТ-25-1 [99], имеющей общую длину 10 м и температуру в головной части при полной нагрузке 380 °С, составляет около 12 мм, а у турбины К-1200-240, имеющей пять цилиндров и общую длину без генератора более 47 м, величина перемещения переднего корпуса подшипника достигает 49 мм [77].

Конструктивное оформление системы тепловых расширений зависит от мощности турбины и ее размеров. Основные элементы системы тепловых расширений ранее были рассмотрены в разделе 3.1.3. Ниже будет рассмотрена организация систем тепловых расширений в целом у различных турбин.

В одноцилиндровых турбинах малой мощности цилиндр стороной высокого давления обычно опирается на стойку (корпус) переднего подшипника (рис. 11.1, *а*). Часть низкого давления опирается на фундаментную раму боковыми или задними лапами, отлитыми вместе с выхлопным патрубком. Сочленение корпуса переднего подшипника и цилиндра осуществляется фланцевым соединением 8 (рис. 11.1, *б*) или при помощи лап и системы шпоночных соединений. Корпус подшипника устанавливается непосредственно на фундаментную раму или на гибкую опору 7.

При монтаже турбоагрегата гибкая опора предварительно отклоняется на половину размера полного теплового расширения в сторону, противоположную направлению расширения турбины. В процессе расширения турбины при пуске гибкая опора проходит вертикальное положение и при стационарном номинальном режиме отклоняется в обратную сторону на такую же величину. В настоящее время такую схему опирания на корпуса подшипников применяет КТЗ.

В случае опирания корпуса подшипника непосредственно на фундаментную раму постоянное взаимное положение корпуса подшипника и цилиндра в осевом направлении (осевое расстояние) обеспечивается поперечными шпонками 1, 4, расположенными на корпусе подшипника под лапами цилиндра. Совпадение осей расточки цилиндра и подшипника обеспечивается вертикальной шпонкой 3, установленной внизу между цилиндром и корпусом подшипника. Во избежание заклинивания при нагреве цилиндра в большинстве конструкций шпоночный паз выполняется на цилиндре, а шпонка крепится винтами к корпусу подшипника, являющемуся более холодной частью, чем цилиндр. От боковых смещений корпус подшипника, установленный на фундаментную раму, удерживается продольными (осевыми) шпонками 2, 5, расположенными на фундаментной раме.

Часть низкого давления удерживается от боковых смещений продольной или вертикальной шпонкой, установленной на выхлопном патрубке. Поперечные шпонки, заложенные между лапами части низкого давления и фундаментной плитой, не допускают смещения лап вдоль оси турбины. **Фикспунктом (неподвижной точкой) такой турбины является точка пересечения оси, проведенной через поперечные шпонки части низкого давления, с вертикальной плоскостью симметрии, проходящей через продольные шпонки корпуса подшипника и продольную шпонку (или выступ) части низкого давления.**

Изменение размеров турбин и значительное повышение параметров пара практически не отразились ни на организации системы тепловых расширений, ни на конструкции ее основных элементов [7, 8, 10]. На рис. 11.2 представлена схема системы тепловых расширений и опирания цилиндров на фундамент паровой турбины К-800-240 ЛМЗ [7]. Такая схема организации тепловых расширений, с некоторыми уточнениями, типична для большинства современных турбин.

В рассматриваемом случае турбоагрегат состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. Цилиндры высокого и среднего давления опираются на выносные корпуса подшипников. Оба ЦНД имеют встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые установлен своими лапами ЦСД. В последние годы в турбинах большой мощности, например К-1200-240 ЛМЗ, подшипники ЦНД выполняют выносными, независимыми от выхлопного патрубка и устанавливают на собственных фундаментных рамах. Такое изменение конструкции вызвано повышением требований к жесткости опор валопроводов. В вертикальной плоскости, между корпусами подшипников и фундаментными рамами, установлены продольные шпонки 6, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат. Для исключения произвольного перемещения турбоагрегата вдоль продольных шпонок под действием вибрации или сил, возникающих при тепловом расширении присоединенных трубопроводов, между лапами ЦНД и фундаментными рамами закладывают поперечные шпонки 7.

Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикальной плоскости турбоагрегата и осей поперечных шпонок образует фикспункты — неподвижные в пространстве точки, относительно которых происходит тепловое расширение и перемещение турбоагрегата. Фикспункт может быть расположен в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выхлопных патрубков ЦНД. Это позволяет в конденсационных турбинах избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может превышать массу турбины, а в турбинах с

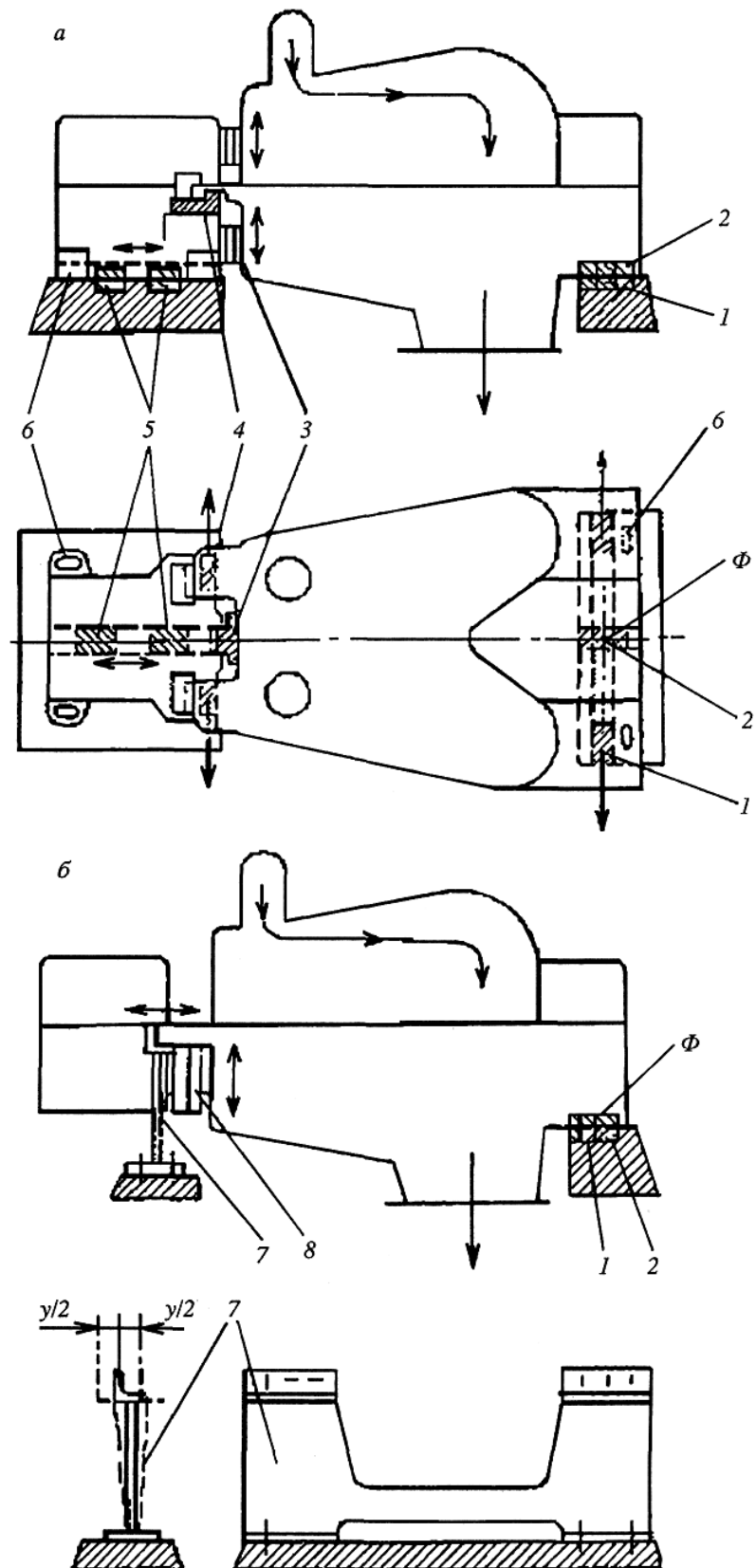
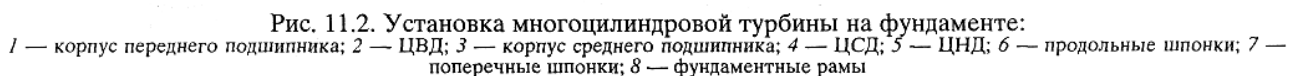


Рис. 11.1. Схемы организации тепловых расширений одноцилиндровых турбин малой мощности:
 1, 4 — поперечные шпонки; 2, 5 — продольные (осевые) шпонки; 3 — вертикальные шпонки; 6 — подвижное болтовое соединение; 7 — гибкая опора; 8 — соединение полуфланцами (Ф — мертвая или фиксирующая точка)

противодавлением — деформаций паропроводов большого диаметра. Турбоагрегат, показанный на рис. 11.2, имеет два фиксункта. От первого из них (точка А) ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются и сокращаются вдоль продольных шпонок как единое целое. Второй фиксункт (точка В) фиксирует положение второго ЦНД. Для того чтобы не препятствовать взаимному перемещению ЦНД, корпус подшипника, расположенный между ними, снабжен гибким элементом.

Опираие ЦВД и ЦСД на выносные корпуса подшипников осуществляется при помощи консольных лап цилиндров (рис. 11.3). Сочленение лап цилиндров с корпусами подшипников и передача осевого усилия осуществляются через призматические поперечные шпонки [7,8, 10, 20, 99]. На рис. 11.3 представлена конструкция поперечной шпонки 4, применяемой при сочленении лап цилиндров и корпусов подшипников на турбинах производства ЛМЗ и ТМЗ. Шпонка выполняется с таким вертикальным размером Л, чтобы плоскость разреза турбины совпала с осью ротора. Тепловые зазоры в шпонке составляют 0,04...0,08 мм.



Совмещение вертикальных плоскостей симметрии корпусов подшипников и цилиндров турбины обеспечивают вертикальные шпонки 3.

Все корпуса подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, помещают строго на одной линии с помощью продольных шпонок 10, расположенных под опорными поверхностями цилиндров и корпусов подшипников по оси турбины и привинчиваемых к фундаментным рамам.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль продольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников, а также при отсутствии перекося в шпонках. В противном случае возникает явление "опрокидывания" корпуса подшипника (рис. 11.5). *Например, при снижении мощности турбины, как следствие, уменьшается температура металла ЦВД, цилиндр сокращается и от лапы 1 к шпонке 2 прикладывается осевое усилие $F_{ос}$. Под действием осевого усилия корпус может повернуться около точки В с появлением зазора а. При этом будет возникать перекося вкладыша относительно шейки вала и его износ.*

Для исключения "опрокидывания" корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами 3, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб 4, прикрепляемых к фундаментной раме 5. Прижимные скобы устанавливают по отношению к фланцу с тепловым зазором 0,04...0,08 мм, обеспечивающим свободное перемещение корпуса подшипников, но не допускающим его отрыва от фундаментных рам. Поскольку при увеличении температуры корпуса турбины сила $F_{\text{ос}}$ будет приложена в противоположную сторону и тогда зазор может возникать в точке В, корпус подшипника снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

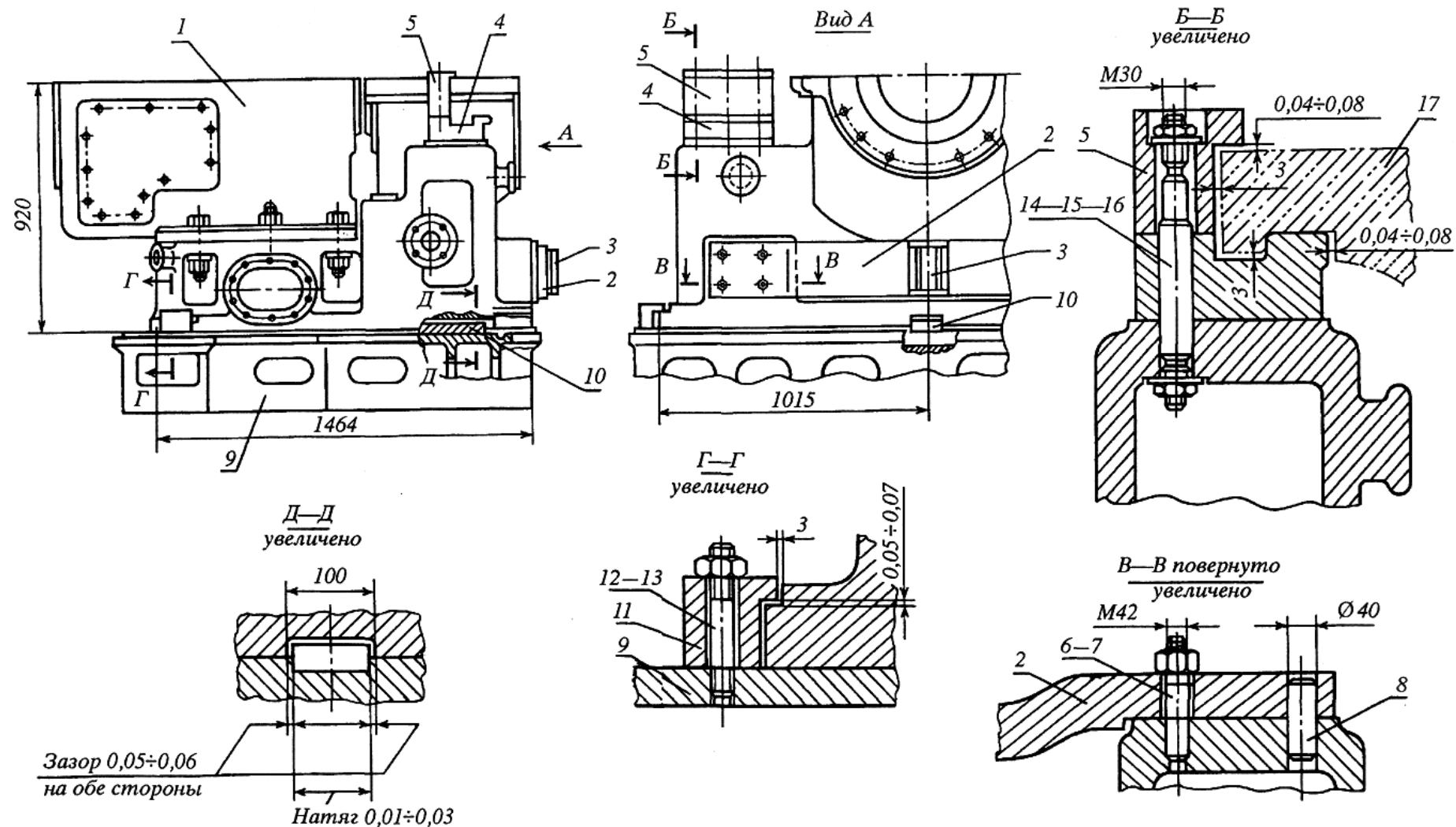


Рис. 11.3. Система крепления цилиндра и корпуса подшипника к фундаментной раме:
 1 — корпус подшипника; 2 — поперечная планка; 3 — вертикальная шпонка; 4 — поперечная шпонка; 5, 11 — Г-образная шпонка (прижимная скоба); 6, 7, 12, 13 — шпилька, гайка; 8 — контрольный штифт; 9 — фундаментная рама; 10 — продольная шпонка; 14, 15, 16 — консольная шпилька, шайба и гайка; 17 — консольная лапа

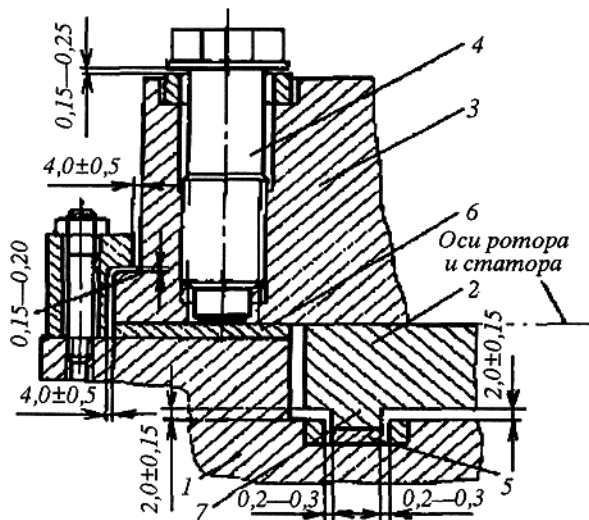


Рис. 11.4. Опираие цилиндров ВД и СД турбин ХТЗ на корпус подшипника:
1 — корпус подшипника; 2 — нижняя лапа; 3 — верхняя лапа; 4 — домкратный болт; 5 — технологическая прокладка; 6 — подгоночная прокладка; 7 — поперечная шпонка

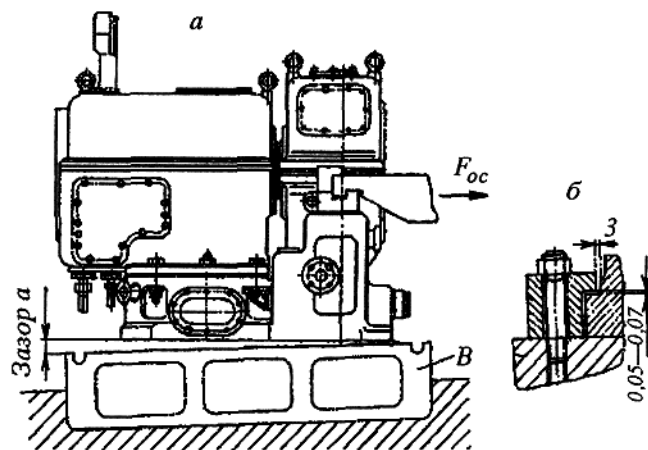


Рис. 11.5. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме:
а — “опрокидывание” подшипника при отсутствии прижимных скоб; б — крепление корпуса подшипника к фундаментной раме прижимными скобами; 1 — лапа, 2 — поперечная шпонка, 3 — фланец корпуса подшипника, 4 — прижимная скоба, 5 — фундаментная рама

11.2. ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ НАРУШЕНИЯ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ

Как показывает анализ опыта эксплуатации турбин, представленный в информационном письме Центрэнерго № 31-4-1-751 от 24.05.2000 года, по мере увеличения срока службы турбин все чаще наблюдается нарушение процесса нормального теплового расширения цилиндров. Нарушения нормальной работы систем тепловых расширений паровых турбин проявляются в деформациях и скачкообразных перемещениях корпусов подшипников, кручении ригелей поперечных рам фундамента, невозвращении корпусов подшипников в исходное положение после остывания цилиндров [7, 100...103]. В результате наблюдаются: повышение вибрации и утечки пара и масла, повреждения подшипников и муфт, задержки пусков (из-за достижения предельных относительных расширений роторов).

При возникновении значительных по величине сил, препятствующих продвижению корпусов подшипников по фундаментным рамам, происходит:

- прогиб ригелей фундамента в горизонтальной плоскости;
- закручивание ригелей в вертикальной плоскости.

При этом на статорные детали турбины (корпуса подшипников и цилиндры) будут действовать силы сжатия, деформирующие их вследствие податливости торцевых стенок. В результате возникает:

- повышенное удлинение ротора, свободно расширяющегося от упорного подшипника, относительно статора;
- нарушение взаимного радиального расположения деталей турбины относительно друг друга.

Эти нарушения препятствуют быстрому пуску турбины и, как следствие, приводят к перерасходу топлива.

При разгрузке турбины и ее останове картина будет аналогичной, но обратной: сокращающиеся корпуса турбины будут тянуть за собой и изгибать ригели в горизонтальной плоскости в обратном направлении (к фиксункту); кроме того, сами корпуса будут находиться в растянутом состоянии. В результате турбина может не вернуться к своему первоначальному положению.

Наибольшую опасность для нормальной работы турбины представляет кручение ригелей. Под действием продольных сил R , приложенных к поперечным шпонкам лап, весь ригель, например, средней опоры поворачивается (скручивается); в результате опорная поверхность фундаментной рамы приобретет уклон и изменяются высотные положения вкладышей подшипников (происходит расцентровка подшипников).

Если, например, в корпусе подшипника расположены два опорных вкладыша, то при пуске турбины ригель под действием продольных сил может повернуться против часовой стрелки, при этом подшипники изменят свое пространственное положение относительно друг друга (подшипник стороны регулятора опустится, а подшипник со стороны генератора поднимется). В результате этого изменятся опорные реакции валопровода, а при жестком соединении роторов в случае поворота ригеля на предельно-допустимую величину (по [77] допускается изменение уклона опоры до 0,5 мм/м) шейка ротора со стороны регулятора всплывет над опорной поверхностью, выбрав верхний зазор по баббиту подшипника; при этом пара роторов окажется защемленной между двумя соседними вкладышами. В этом случае происходит:

- изменение опорных реакций валопровода;
 - ускоренный износ баббита опорных вкладышей;
 - изменение радиальных зазоров в концевых уплотнениях цилиндров;
 - изменение вибрационных характеристик опор, что может привести к появлению повышенной вибрации турбоагрегата.
- Основными причинами нарушения нормальной работы систем тепловых расширений принято считать:

- большие силы трения между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой;
 - защемление шпоночного соединения корпус подшипника — продольная шпонка под воздействием поперечных сил.
- Сила трения $F_{тр}$ (рис. 11.6) между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой определяется соотношением

$$F_{тр} = kP_* + F_{тр\text{ шп}},$$

где k — коэффициент трения;

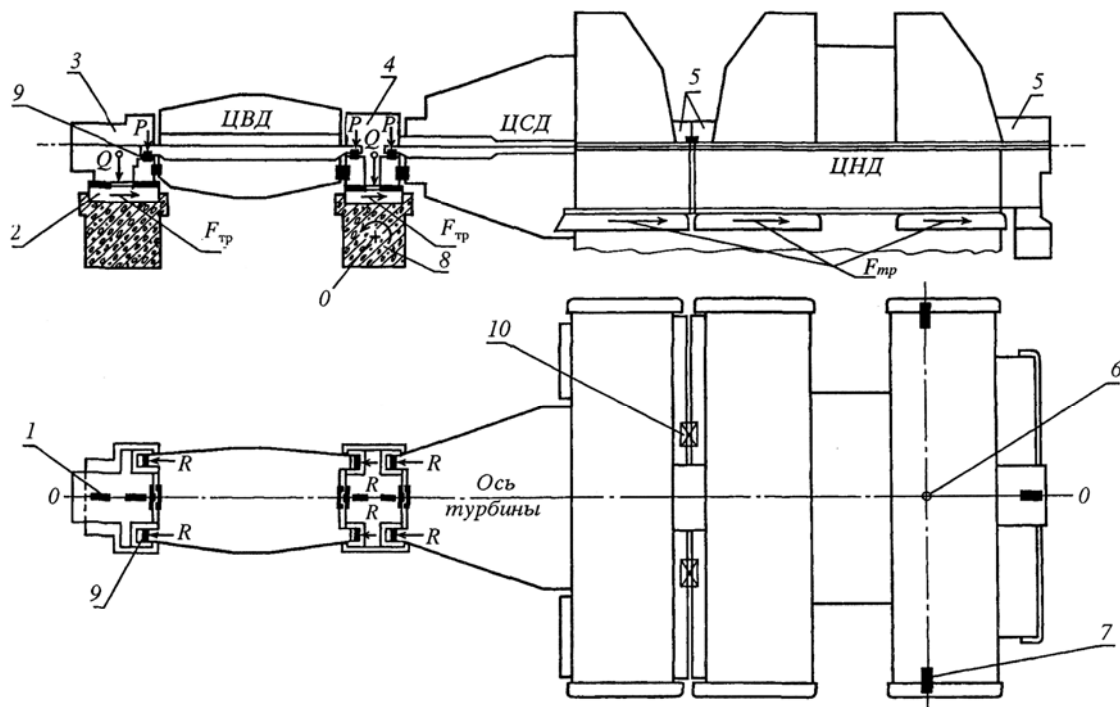


Рис. 11.6. Силы, действующие на опоры турбоагрегата и затрудняющие его свободное тепловое расширение: 1 — продольные шпонки; 2 — фундаментная рама; 3, 4 — корпуса соответственно переднего и среднего подшипников; 5 — корпуса подшипников ЦНД; 6 — фиксшпунт; 7 — поперечные шпонки между лапами и опорными поверхностями корпусов подшипников; 8 — ригель; 9 — поперечные шпонки между лапами и опорными поверхностями корпусов подшипников; 10 — шпоночная планка

P_* — вертикальные силы, прижимающие корпуса подшипников к фундаментным рамам.

Прижимающая сила P_* имеет следующие составляющие:

- вес ротора и статора Q , включая вес корпуса подшипника и цилиндра турбины;
- силу трения $F_{тр}$ в продольном шпоночном соединении;
- вертикальные составляющие усилий от паропроводов, присоединенных к корпусам турбины.

Силы веса ротора и статора определяются их массами, и они постоянны во времени.

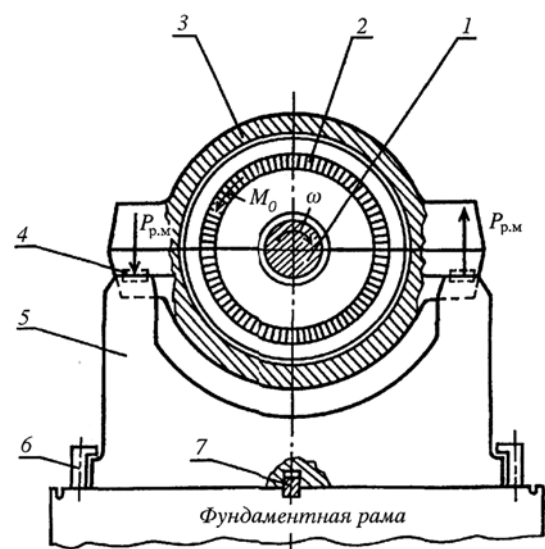
Силы от присоединенных паропроводов возникают вследствие невозможности свободных расширений паропроводов между корпусом турбины и жестко закрепленными на фундаменте массивными элементами арматуры (например, стопорными клапанами) или теплообменниками системы регенерации. Силы, действующие на корпус турбины, зависят от взаимного положения корпусов турбины, арматуры, теплообменников и температуры связывающих их паропроводов, а также правильности настройки опорно-подвесной системы трубопроводов. Ввиду этого усилия от паропроводов могут быть различными при различных режимах работы турбоустановки.

При затрудненных перемещениях корпусов подшипников и кручении ригелей тепловые расширения турбины часто носят скачкообразный характер. Это связано с периодическим преодолением активной силой R силы трения покоя $F_{тр}$.

Кроме повышенных сил трения на подошве корпусов подшипников причиной затрудненных тепловых перемещений корпусов подшипников является возникновение повышенных сил трения на продольной шпонке в результате заклинивания и закусывания. Заклинивание в этом шпоночном соединении возникает вследствие приложения к корпусу подшипника поперечных усилий, прижимающих его к боковым поверхностям продольных шпонок и не дающих перемещаться корпусу вдоль них.

Главными причинами возникновения поперечных усилий считаются [7]:

- возникновение реактивного момента от работы турбины;
- горизонтальные составляющие усилия от паропроводов, присоединенных к корпусам турбины
- неодинаковость тепловых расширений лап корпуса турбины в продольном направлении или неодинаковость тепловых зазоров в поперечных шпонках лап;
- заклинивание продольного шпоночного соединения в результате загрязнения или перекосов в соединении;
- заклинивание шпоночного соединения одной из лап корпуса в результате загрязнения или перекосов в соединении.



Возникновение силы от реактивного момента поясняется схемой, представленной на рис. 11.7. Вследствие разворота струи пара в каналах соплового аппарата диафрагмы от осевого направления к окружному на диафрагму будет действовать реактивный момент M_p , направленный противоположно вращению ротора. С отдельных диафрагм крутящие реактивные моменты передаются на корпус турбины. Их суммарное действие эквива-

Рис. 11.7. Возникновение усилия на корпусе подшипника от действия реактивного момента: 1 — вал ротора; 2 — диафрагма; 3 — корпус турбины; 4 — поперечные шпонки лап; 5 — корпус подшипника; 6 — прижимная скоба; 7 — продольная шпонка

лентно двум парам сил $P_{р.м}$, приложенным к лапам корпуса турбины. В результате действия реактивного момента одна из лап (в данном случае — левая) прижимается к корпусу подшипника, а вторая стремится оторваться от него. Силы, вызванные реактивным моментом, зависят от мощности турбины: с ростом мощности они растут, при этом происходит перераспределение нагрузок на лапы цилиндра и, как следствие, возникает разность между силами трения в правых и левых консольных шпонках.

В результате появления неравномерного теплового расширения лап (рис. 11.8, а) одна из них входит в контакт со своей поперечной шпонкой 4 раньше, чем вторая и, в результате сила $F_{ос}$ поворачивает корпус подшипника, прижимая его к боковым поверхностям шпонок, привинченных к фундаментным рамам. Из-за большого плеча силы $F_{ос}$ контактное давление оказывается очень большим и, как следствие, большой оказывается и сила $F_{тр}$, затрудняющая продвижение корпуса подшипника по фундаментной раме.

Во втором случае (рис. 11.8, б) заклинивание одной из поперечных шпонок лап приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса и выборке зазора в вертикальной шпонке. В результате защемления участка корпуса турбины между заклиненной лапой и вертикальной шпонкой возникает сила R , поворачивающая корпус подшипника на фундаментной раме, что и приводит к заклиниванию корпуса подшипников на продольных шпонках.

11.3. СПОСОБЫ НОРМАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ

Все мероприятия по нормализации тепловых расширений паровых турбин можно разделить на две основные группы [77, 100, 104...120]:

- мероприятия по снижению сил трения на подошве корпуса подшипников;
- мероприятия по снижению сил трения на продольной шпонке.

Как отмечено в [7], величина силы трения на подошвах выносных корпусов подшипников зависит от весовой нагрузки, передаваемой на фундаментную раму через корпус подшипника, и от коэффициента трения на поверхности скольжения корпус подшипника — фундаментная рама. В настоящее время для снижения сил трения обычно выполняют периодическую ревизию опорных поверхностей, нанесение на поверхности скольжения различных смазок или установку в узел скольжения антифрикционных материалов и установку грязезащитных экранов для предотвращения дальнейшего загрязнения поверхностей скольжения.

В нормативных документах [77, 120] рекомендуется наносить на поверхности скольжения спецпасту ВТИ-ЛМЗ, изготавливаемую в условиях станции из дисульфида молибдена и синтетического масла ИВВИОЛЬ-3 (или ОМТИ), взятых в равных весовых отношениях; предельная температура применения такой спецпасты — 120 °С. Также рекомендована паста АФП-90 (ТУ ВТИ 43.006-90), обладающая более термостабильными свойствами, являющаяся усовершенствованным вариантом спецпасты ВТИ-ЛМЗ. При соблюдении требуемых условий работы и пылезащитного экранирования поверхностей скольжения возможна эксплуатация пасты в течение одного межремонтного периода.

Для случаев, когда в процессе эксплуатации турбоагрегата не может быть гарантирован уровень температур фундаментной рамы ниже 100 °С, в работе [77] рекомендуется применять сухой чешуйчатый графит. В заводской технологии монтажа турбин также предусматривается сохранение расчетных усилий с помощью сухого чешуйчатого графита. Однако, как показали неоднократные химические анализы проб остатков продуктов износа, выполненные специалистами ВТИ, графит дает временный эффект лишь в начальный момент эксплуатации [114]. В последующие 3...5 лет он осыпается, выдувается либо вымывается сконденсировавшимся паром из концевых уплотнений и маслом системы смазки. При повышенной температуре происходит образование шлаков, содержащих абразивные включения из оксидов железа, частицы тепловой изоляции и промышленную пыль.

Хорошие результаты по снижению сил трения дает также установка различных композитных материалов на поверхность скольжения корпуса подшипников.

В последние годы для снижения усилий пары трения корпус подшипника — фундаментная рама широко применяется металлофторопластовая лента (МФЛ), которая снижает коэффициент трения почти в два раза [77, 101, 104, 111...113]. Металлофторопластовая лента представляет собой композиционный многослойный антифрикционный материал, который состоит:

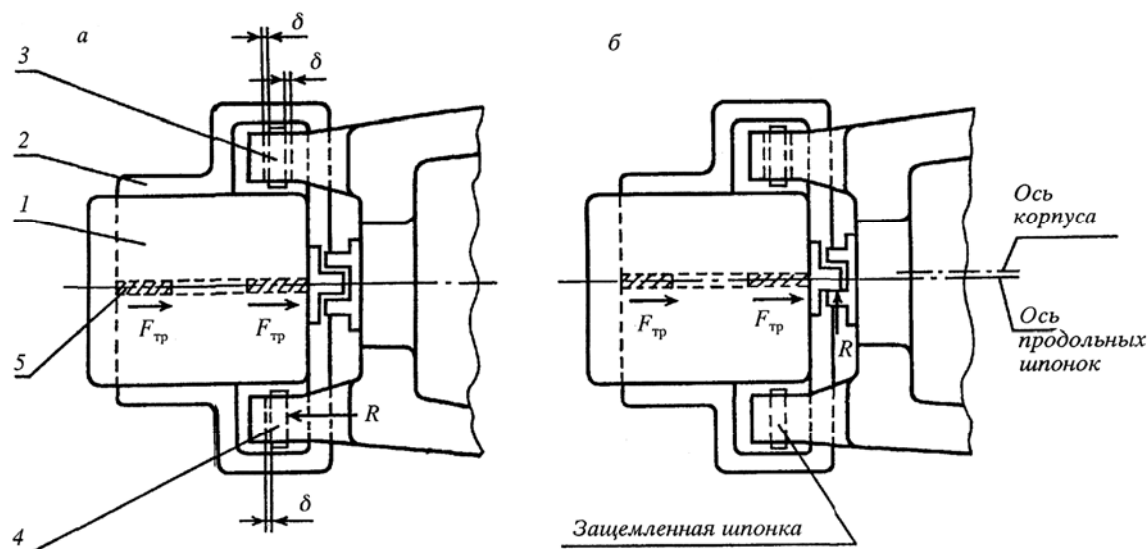


Рис. 11.8. Заклинивание в продольных шпонках:
а — заклинивание вследствие неравномерного теплового расширения лап; б — заклинивание одной из поперечных шпонок лап; 1 — корпус подшипника; 2 — фундаментная рама; 3, 4 — поперечные шпонки лап; 5 — продольные шпонки

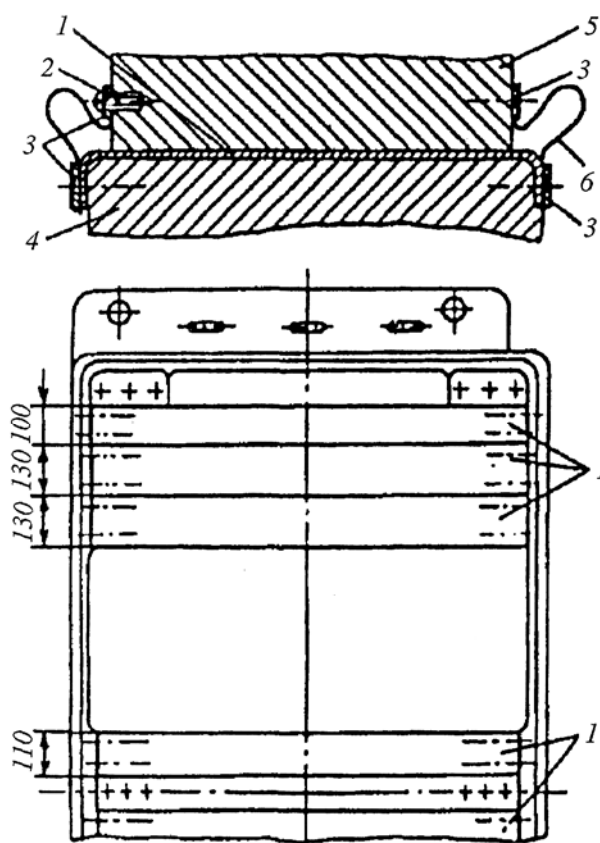


Рис. 11.9. Установка МФЛ и грязезащитного экрана:
1 — металлофторопластовая лента (МФЛ); 2 — крепежные болты; 3 — крепежная накладка; 4 — фундаментальная рама; 5 — корпус подшипника; 6 — грязезащитный экран из нержавеющей фольги

— из стальной ленты, покрытой с двух сторон слоем меди или латуни, толщиной не менее 0,01 мм;

— пористого слоя, из гранул бронзы размером 0,063...0,160 мм, напеченных на стальную омедненную или латунированную основу;

— слоя из фторопласта с наполнителем MoS_2 , покрывающего гранулы бронзы и заполняющего пустоты бронзового слоя.

Лента устанавливается на фундаментные рамы или корпус подшипника. Фиксация ленты на фундаментной раме обеспечивается разностью коэффициентов трения антифрикционной и металлической сторон ленты. Однако во избежание перемещения ленты ее концы отгибаются и прикручиваются к торцам фундаментной рамы болтами через крепежную полосу (рис. 11.9). Аналогично можно прикрепить МФЛ к корпусу подшипника.

Крепление ленты целесообразно проводить одновременно с креплением грязезащитного экрана, без которого эксплуатация ленты может быть неэффективной. При качественном экранировании зазора между корпусом подшипника и фундаментной рамой МФЛ надежно эксплуатируется в течение 1...2 межремонтных периодов.

Одним из основных достоинств использования МФЛ является возможность ее установки без демонтажа корпуса подшипников. При этом возникает необходимость корректировки центровки опорных подшипников и обойм масляных уплотнений на толщину подложенной ленты.

Другим вариантом использования композиционных материалов является установка на поверхности скольжения корпусов подшипников специально изготовленных плиток, имеющих высокие антифрикционные свойства. Фирма АBB, например, при выполнении работ по нормализации тепловых расширений на турбине Т-250/300-240 ТМЗ (ст. № 4 Киевской ТЭЦ-5) установила в фундаментные рамы специальные пластины из агломерированной бронзы, а в корпус подшипника — встречные стальные пластины с полированной рабочей поверхностью. Аналогичные триботехнические свойства имеют плитки Jonson, предлагаемые фирмой Siemens [111]. Применение плиток из композиционных материалов — более трудоемкий и дорогостоящий способ по сравнению с применением МФЛ, однако он обеспечивает нормальную работу системы тепловых расширений турбины в течение более длительного времени.

Высокие антифрикционные качества и хорошие прочностные характеристики имеют композиционные материалы на базе кремниевой бронзы [115].

В табл. 11.1 представлены свойства различных антифрикционных материалов, применяемых для уменьшения сил трения на подошвах корпусов подшипников [111].

Для установки пластин из композиционного материала, так же как для плиток Jonson и плиток АBB из агломерированной бронзы, требуется выполнение большого объема работ по демонтажу цилиндра и корпусов подшипников и дополнительной механической обработке фундаментных рам и подошв корпусов подшипников.

В некоторых случаях для нормализации тепловых расширений используются также съемные пластины модульного типа (рис. 11.10) [77]. Такие пластины, выполненные из чугуна СЧ-20 толщиной 20 мм, размещают под опорными поверхностями корпусов подшипников. Каждая пластина фиксируется от смещения в осевом направлении поперечной шпонкой и прижимается к фундаментной раме тремя шпильками, которые служат и для крепления боковых "Г-образных" прижимов. Пластины имеют резьбовые отверстия под винтовые домкраты для удаления их из-под стула при ремонтных работах. Съемные пластины позволяют, в случае необходимости (при кратковременных остановах), зачистить поверхности скольжения и заменить изношенный материал с низким коэффициентом трения. Для этого поочередно приподнимают мостовым краном одну из лап цилиндра на 0,1...0,2 мм, помогая подъему клиновым домкратом, заведенным в боковой паз под стулом. После этого соответствующая пластина легко выводится из-под стула с помощью винтового домкрата. Свежая антифрикционная паста наносится после промывки от грязи и остатков старого смазывающего материала.

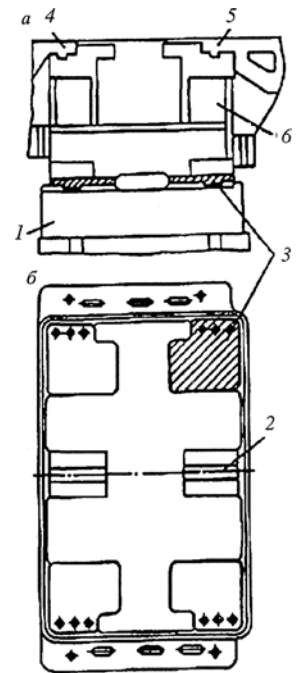
Таблица 11.1

Основные эксплуатационные свойства композиционных материалов, используемых для узлов трения скольжения

Свойства	Композиционные материалы [114]	Агломерированные бронзы (плитки Jonson и АBB)	Металл офторопласт
Прочность на сжатие, МПа	Свыше 1000	170...200	5
Предел пропорциональности при сжатии, МПа	300	—	—
Износостойкость, мм/км	0,01	0,01...0,015	3
Коэффициент термического расширения	$1,1 \times 10^{-5}$	$1,2 \times 10^{-5}$	$(1,5...2,1) \times 10^{-5}$
Коэффициент трения скольжения (сухое трение)	0,05...0,07	0,15...0,18	0,18
Работа в присутствии масла	Допустима	Не допустима	Не допустима
Работа в присутствии воды	Допустима	Не допустима	Не допустима
Работа в присутствии пыли	Допустима	Не допустима	Не допустима

Рис. 11.10. Установка съемных пластин модульного типа:

a — вид на корпус среднего подшипника с фундаментальной рамой сбоку; *б* — вид на фундаментальную раму при снятом корпусе подшипников; 1 — фундаментальная рама; 2 — продольная шпонка; 3 — съемные пластины; 4,5 — лапы цилиндров; 6 — корпус подшипников



На место пластины устанавливаются в обратной последовательности.

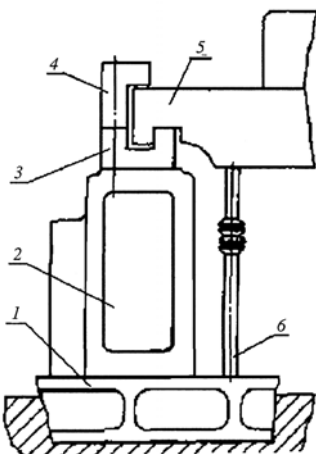
Все перечисленные выше мероприятия направлены на снижение коэффициента трения на контактных поверхностях. Другой способ уменьшения силы трения на подошве корпуса подшипника — использование разгружающих устройств, передающих часть весовой нагрузки непосредственно на фундаментную раму, т. е. уменьшающих весовую нагрузку, передаваемую через подошву корпуса подшипников.

Для уменьшения силы, передающейся на корпус подшипника, на ряде турбин ЛМЗ [7] применяют установку дополнительной гибкой опоры 6 с калиброванной пружиной непосредственно под лапу цилиндра 5 (рис. 11.11). Опора воспринимает часть вертикальной нагрузки, разгружая корпус подшипников, а ее гибкость не препятствует свободному расширению лап.

Наряду с силами трения на подошвах корпусов подшипников значительное влияние на работу системы тепловых расширений турбины оказывают силы, приводящие к заклиниванию корпусов подшипников на продольных шпонках. Как уже отмечалось в разделе 11.2, основными причинами заклинивания шпоночного соединения корпус подшипника — продольная шпонка считаются заклинивание поперечного шпоночного соединения одной из лап цилиндра и неодинаковость тепловых расширений отдельных лап цилиндра турбины в продольном направлении.

Для исключения заклинивания в поперечном шпоночном соединении обычно применяют:

- периодическую ревизию шпоночных соединений;
- увеличение зазоров в поперечном шпоночном соединении;
- снижение сил трения в поперечном шпоночном соединении;
- изменение конструкции поперечного шпоночного соединения.



При разработке систем тепловых расширений паровых турбин предполагалось, что свобода тепловых перемещений в заданных направлениях будет обеспечиваться тепловыми зазорами между элементами системы. Зазоры по поперечным и продольным шпонкам обычно составляли 0,04...0,06 мм, а зазоры по вертикальным шпонкам — 0,08...0,1 мм [99...100]. Учитывая накопленный опыт эксплуатации, для исключения заклинивания подвижных элементов зазоры в шпоночных соединениях крупных турбин несколько увеличили. В таблице 11.2 в качестве примера представлены величины зазоров в шпоночных соединениях систем тепловых расширений турбин, выпускаемых ТМЗ [10].

Для исключения заклинивания в поперечном шпоночном соединении применяют также различные антифрикционные материалы, например твердосмазочные гальванопокрытия на основе серебра — двуокиси рения в паре трения поперечная шпонка—паз [101, 113, 115].

Кардинальным способом решения задачи по исключению закусывания в поперечных шпонках считается модернизация узла сочленения лапы цилиндра и корпуса подшипников [100].

Рис. 11.11. Установка дополнительной опоры под лапу для уменьшения силы, действующей со стороны лапы на корпус подшипника: 1 — фундаментная рама; 2 — корпус подшипника; 3 — поперечная шпонка; 4 — скоба; 5 — лапа; 6 — дополнительная опора

Таблица 11.2

Величины зазоров в шпоночных соединениях систем тепловых расширений турбин производства ТМЗ

Тип турбины	Величина теплового зазора, мм			
	продольная шпонка	вертикальная шпонка	поперечная шпонка под лапами	поперечная шпонка фиксункта
T-100-130 P-100-130	0,05...0,06	0,04...0,06	0,04...0,06	0,04...0,06
T-250-240	0,10...0,15	0,08...0,10	0,12...0,18	0,08...0,10
T-175-130 ПТ-135-130	0,08...0,12	0,06...0,10	0,12...0,15	0,08...0,10

Наиболее простым решением является придание поперечным шпонкам ромбовидной формы [77]. Поперечную шпонку укорачивают до 1/3 ее длины (ширины лапы) путем выборки металла по обе стороны от центрального участка шпонки (рис. 11.12). Такое мероприятие увеличивает возможность поворота лап в 3 раза, но в ряде случаев этого оказывается недостаточно.

На ряде турбин выполнены модернизации с заменой неподвижных шпонок на различные конструкции подвижных шпонок (разрезные, поворотные).

Конструктивная схема разрезной шпонки [77, 100, 103, 116]. представлена на рис. 11.13. Разрезная поперечная шпонка состоит из трех основных элементов: основания 1, вставки 2 и гребня 3. Гребень 3, на который опирается лапа 4 корпуса цилиндра, в своей нижней части выполнен в форме горизонтально расположенного полуцилиндра. Полуцилиндр входит в соответствующей формы паз вставки. Нижняя часть вставки 2 имеет цилиндрический шип с вертикальной осью, который

соосно расположен в отверстии основания 1, укрепленного неподвижно на корпусе подшипника 5.

Шпонка "работает" следующим образом. При температурных перемещениях лапы 4 и деформациях корпуса цилиндра гребень 3 вместе с лапой 4 имеет возможность поворачиваться в горизонтальной и вертикальной плоскостях относительно основания 1 по цилиндрическим поверхностям вставки 2 и основания 1, компенсируя изменение положения лапы 4 в двух взаимно перпендикулярных направлениях; при этом взаимное положение лапы 4 и корпуса подшипника 5 в осевом и вертикальном направлениях сохраняется неизменным, обеспечивая первоначальную центровку турбины.

Конструкция поворотной шпонки [121], представленная на рис. 11.14, допускает свободные угловые перемещения в горизонтальной плоскости лап цилиндров и стула относительно друг друга, сохраняя при этом способность передавать осевые усилия от лап цилиндра на корпус подшипника. Поворотная шпонка состоит из двух частей: неподвижной (основание) и поворотной (шпонки). Шпонка представляет собой прямоугольную призму с цилиндрическим шипом. Основание шпонки имеет цилиндрическое отверстие под шип. Зазор в паре шпонка — основание выбран таким образом, чтобы при нагреве шпонки исключить ее заклинивание в отверстии.

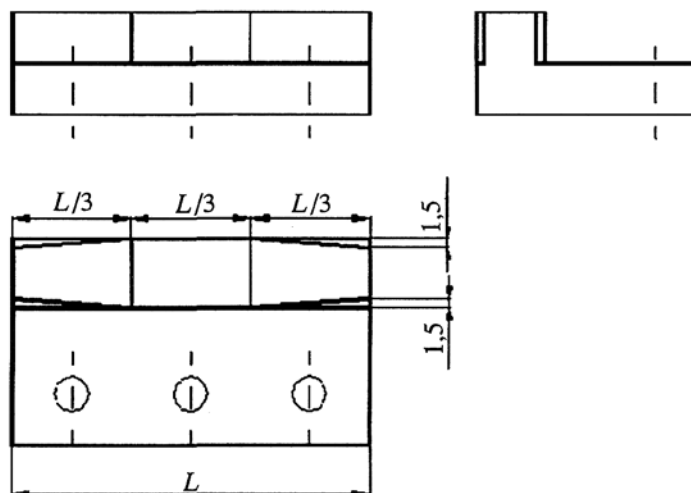


Рис. 11.12. Ромбовидная поперечная шпонка

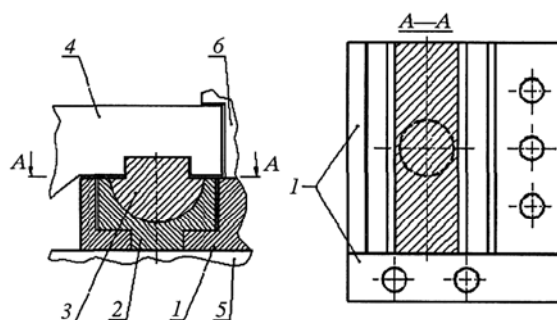


Рис. 11.13. Конструктивная схема разрезной шпонки:
1 — основание; 2 — вставка; 3 — гребень; 4 — лапа цилиндра; 5 — корпус подшипника; 6 — зажим

11.4. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ ПО НОРМАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ, ВЫПОЛНЯЕМЫЕ ВО ВРЕМЯ РЕМОНТА ТУРБИНЫ

Для турбин при капитальных ремонтах и реконструкциях [111] рекомендовано выполнять мероприятия, облегчающие температурные расширения цилиндров. Такие мероприятия включают снижение сил трения на поверхности скольжения, выравнивание опорных нагрузок на лапах цилиндров, устранение дефектов опорно-подвесных систем трубопроводов и заземлений тепловой изоляции. В некоторых случаях может быть полезной разгрузка от осевых усилий, появляющихся при нерасчетных нагрузках в продольных шпонках, а также ужесточение крепления статора ЦНД в осевом направлении.

Обычно в период капитальных ремонтов в соответствии с требованиями [77] проводят очистку поверхностей скольжения фундаментных рам и стульев, а также ревизию и ремонт шпоночных соединений. Типовые решения, освоенные энергоремонтными предприятиями, предусматривают применение (обновление) пластичных смазок, закладываемых на поверхности скольжения каждые 5...6 лет при капитальных ремонтах, для чего в каждом случае требуется подъем стульев. В некоторых случаях производится полный ремонт поверхностей скольжения и шпоночных соединений с демонтажем стульев.

Для очистки поверхностей скольжения необходимо снять с фундаментной рамы передний стул, а второй стул поднять над фундаментной рамой на высоту 50...100 мм (так как снятие второго стула невозможно без демонтажа одного из цилиндров). Для турбин с системой опирания нижних половин цилиндров на корпуса подшипников (конструкции паровых турбин ЛМЗ и ТМЗ) эта операция особых трудностей не представляет.

Работы по ревизии скользящих поверхностей стульев целесообразно выполнять последовательно. Не рекомендуется одновременный подъем стульев, так как в этом случае может произойти смещение ЦВД под воздействием натягов от присоединенных трубопроводов и возврат его на место будет сопряжен со значительным дополнительным объемом работ.

Последовательность операций по подъему стула на требуемую величину рассмотрим на примере подъема второго стула турбин конструкций ЛМЗ и ТМЗ. Перед подъемом стула необходимо выполнить следующие работы:

- разобрать трубопроводы подвода и слива масла;
- снять Г-образные шпонки лап цилиндров;
- зафиксировать положение первого стула путем установки прокладок под Г-образные шпонки первого стула (обжать его по фундаментной раме);
- поднять ("оживить") лапы цилиндра ВД со стороны стула не менее чем на 0,5 мм над опорными поверхностями консольных шпонок;
- установить ЦВД со стороны второго стула на специальные технологические опоры;
- произвести подъем передних лап ЦСД аналогичным образом;
- вынуть консольные шпонки (при этом появляется возможность поднять стул над фундаментной рамой на высоту 50...100 мм);
- снять Г-образные шпонки стула;
- поднять стул и установить его на технологические прокладки.

При подъеме стула возможно его смещение в поперечной плоскости под воздействием присоединенных трубопроводов, так как вертикальные шпонки между стулом и цилиндрами при этом не выходят из зацепления.

После подъема стула в зазоре между подошвой стула и фундаментной рамой производится визуальный осмотр и ревизия скользящих поверхностей и продольных шпонок. Визуальный осмотр подошвы стула и фундаментной рамы производится с

помощью зеркала, эндоскопов или других оптических приспособлений.

Выполняется зачистка опорных поверхностей; для зачистки различными ремонтными организациями разработаны специальные виды оснастки.

После выполнения зачистки на очищенную поверхность фундаментной рамы наносится покрытие (специальная антифрикционная паста ВТИ-ЛМЗ, паста АФП-90, чешуйчатый графит).

После ревизии поверхностей скольжения и нанесения антифрикционной пасты стул устанавливается на место. По величине усилий в поперечной плоскости, необходимых для установки стула на продольную шпонку фундаментной рамы, можно судить о влиянии присоединенных трубопроводов на тепловые перемещения стула.

После установки стула проводится визуальный осмотр, ревизия консольных шпонок, удаляются все забоины и заусеницы, восстанавливаются фаски и радиусные скругления.

Для исключения появления задиров во время работы турбины измеряются линейные размеры всех элементов шпоночного соединения для определения и, при необходимости, восстановления зазоров в шпоночном соединении. Шпонки, опорные поверхности стульев, отверстия под контрольные шпильки и опорные поверхности лап цилиндров натираются чешуйчатым графитом или дисульфидом молибдена, а затем производится их установка на место. Лапы цилиндра опускаются на свои опоры.

Технология подъема стульев турбин ХТЗ отличается от описанной выше технологии в связи с другой системой опирания цилиндра на стул. В конструкции этих турбин зазор между лапами нижних половин цилиндров и опорными поверхностями в местах под установку технологических прокладок составляет 10,0...12,0 мм, поэтому для производства ревизии скользящих поверхностей стульев их приходится поднимать на величину порядка 50...100 мм. Эта операция сопряжена со значительными упругими деформациями присоединенных трубопроводов. В связи с этим работы по ревизии скользящих поверхностей стульев турбин ХТЗ должны проводиться по специально разработанным проектам производства работ (ПОР).

Наибольшую сложность представляет операция по подъему передних лап ЦСД турбин К-300-240, так как этот цилиндр является комбинированным и имеет выхлоп первого потока части низкого давления, присоединенный к конденсатору. Подъем передних лап этих ЦСД на такие значительные величины производится с разгрузкой цилиндра от веса конденсатора (дополнительным натягом на опорные пружины конденсатора) для исключения возможного коробления цилиндра по вертикальному разему между литой и сварной частями цилиндра.

В случае обнаружения коробления подошвы стула или рамы (наличия зазора по значительной части периметра сопрягаемых поверхностей) необходимо восстанавливать прилегание подошвы стула к фундаментной раме.

Восстановление прилегания подошвы стульев к фундаментной раме производится шабровкой подошвы стула по контрольной плите, а восстановление фундаментной рамы — ее шабровкой по подошве стула.

Восстановление прилегания подошвы второго стула к фундаментной раме у большинства турбин возможно только при демонтаже этого стула с одновременным демонтажом одного из цилиндров (ЦВД или ЦСД). Наиболее целесообразным представляется демонтаж ЦСД, так как в этом случае появляется доступ ко всем шпоночным соединениям и становится возможным устранение влияний всех присоединенных к турбине трубопроводов.

11.5. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Для чего предназначена система тепловых расширений?
2. Назовите основные элементы системы тепловых расширений.
3. Что такое фикспункт турбины? Где он располагается?
4. Для чего предназначены поперечные шпонки?
5. Для чего предназначены вертикальные шпонки?
6. Как проявляются нарушения нормальной работы системы тепловых расширений турбины?
7. Назовите основные причины нарушения нормальной работы системы тепловых расширений турбины в условиях эксплуатации. Какие силы возникают при этом?
8. Перечислите главные причины возникновения поперечных усилий, действующих на корпус подшипника.
9. Какие мероприятия обычно проводятся для уменьшения сил трения на поверхностях скольжения опор турбины?
10. Что такое МФЛ? Из чего она состоит? Назовите другие варианты композиционных материалов, применяемых для нормализации тепловых расширений.
11. Для чего предназначены разгрузочные устройства?
12. Назовите основные причины заклинивания в соединениях корпус подшипника — продольная шпонка.
13. Перечислите мероприятия, применяемые для предотвращения заклинивания в соединениях корпус подшипника — продольная шпонка.
14. Какова должна быть величина зазоров в шпоночных соединениях?
15. Назовите возможные варианты модернизации поперечных шпонок. В чем их смысл?
16. Перечислите мероприятия, которые рекомендуется выполнять при капитальных ремонтах турбин для нормализации тепловых расширений турбины.
17. Почему не рекомендуется одновременный подъем первого и второго стульев (корпусов подшипников турбины) при очистке поверхностей скольжения?
18. Назовите последовательность операций при подъеме стула (корпуса подшипников турбины).
19. Какими методами восстанавливается прилегание подошвы корпуса подшипников турбины к фундаментной раме?

НОРМАЛИЗАЦИЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА

12.1. ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРАЦИИ

Вибрацией или колебаниями тела называют его небольшие, периодически повторяющиеся перемещения относительно положения равновесия.

В простейшем случае колебания совершаются по гармоническому закону, при этом координата колеблющейся точки описывается уравнением

$$y = A \sin(\omega t + \varphi)$$

где A — амплитуда колебаний,

ω — круговая частота колебаний,

φ — начальная фаза колебаний.

Величина ω в этой формуле называется **круговой частотой собственных колебаний** и представляет собой число колебаний за время 2π . Круговая частота колебаний определяется частотой колебаний f :

$$\omega = 2\pi f.$$

Частота колебаний f определяет число колебаний за 1 с и измеряется в герцах.

Время одного полного колебательного цикла называется **периодом колебаний** T :

$$T = 1/f.$$

Если на тело при колебаниях не действуют никакие силы, то такие колебания называются **свободными**. Свободные колебания совершаются с частотой собственных колебаний. При этом если амплитуда колебаний уменьшаться не будет, то эти колебания называются **незатухающими**. При наличии сил трения незатухающие колебания могут быть вызваны только внешней гармонической силой. Такие колебания называются вынужденными, а вызывающая их сила — **возмущающей**. Вынужденные колебания совершаются с частотой, равной частоте возмущающей силы.

Необходимо отметить, что частота собственных колебаний является характеристикой тела, зависящей от его параметров, например, для ротора турбины она определяется геометрическими размерами.

Амплитуда вынужденных колебаний при постоянной возмущающей силе зависит в основном от соотношения частот возмущающей силы и собственных колебаний. **Совпадение этих частот вызывает резкий рост амплитуды колебаний из-за явления резонанса.**

Вибрация турбоагрегата — это вынужденные колебания, которые чаще всего бывают вызваны одновременным действием нескольких возмущающих сил разной частоты и носят полигармонический характер. При этом большинство возмущающих сил, возникающих в турбине и вызывающих колебания роторов, кратны частоте вращения валопровода. **Под вибрацией турбоагрегата принято понимать колебания системы, состоящей из собственно турбоагрегата, его фундамента и основания, на котором установлен фундамент. Источником колебаний является валопровод, который через вкладыши и корпуса подшипников возбуждает вибрацию верхней фундаментной плиты, колонн и нижней фундаментной плиты [19].**

В турбоагрегате возбуждающие силы наиболее часто вызывают вибрацию, совпадающую по частоте с частотой вращения валопровода (оборотную вибрацию). Кроме того, достаточно часто встречаются случаи возбуждения вибрации с частотой, равной половине частоты вращения (вибрация низкой частоты) или вдвое превышающей частоту вращения (вибрация двойной оборотной частоты). Каждая из возмущающих сил, вызывающих эти виды вибрации, имеет различные причины [7, 19, 122...125].

Вибрация оборотной частоты возбуждается обычно центробежной силой в случае, когда центры тяжести отдельных сечений ротора не совпадают с линией, вокруг которой происходит его вращение. Существует две основных причины такого несовпадения:

1. Несовпадение линии центров тяжести отдельных сечений с линией геометрических центров этих же сечений из-за наличия неуровновешенной массы.

2. Смещение отдельных сечений относительно оси вращения.

Неуровновешенность ротора (дисбаланс) в процессе ремонта может возникнуть при замене лопаток, бандажей и других деталей. В процессе эксплуатации дисбаланс возникает чаще всего из-за поломки лопаток и бандажных связей, а также отложения солей в проточной части.

Смещение отдельных сечений относительно оси вращения происходит при прогибе вала, нарушении контакта сопрягаемых поверхностей вала и насадных деталей (нарушения посадки деталей), при дефектах соединения роторов, возникших при сборке валопровода.

Вибрация низкой частоты возникает в случае потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипников и имеет характер автоколебаний. Случайно возникшие отклонения вала от положения устойчивого равновесия сопровождаются возникновением сил, которые поддерживают эти колебания и усиливают их даже после исчезновения силы, вызвавшей первоначальное отклонение.

У турбоагрегатов преобладает низкочастотная вибрация с половинной оборотной частотой (25 Гц), иногда встречаются частоты, совпадающие с первой критической частотой вала, а также более низкие частоты.

Основная причина возникновения низкочастотной вибрации (НЧВ) — потеря динамической устойчивости вращения ротора из-за действия циркуляционных сил в смазочном слое подшипника или в потоке пара. В соответствии с этим, НЧВ подразделяют на "масляную" и "паровую".

Источником "масляной" НЧВ являются циркуляционные силы в масляном слое подшипника, вызывающие прецессию вала с частотой, равной половине его частоты вращения. Циркуляционные силы в масляном слое подшипника возникают при некоторых дефектах расточки вкладыша или нарушении центровки опор.

Источником "паровой" НЧВ являются газодинамические циркуляционные силы, действующие в проточной части турбины.

Венцовые циркуляционные силы возникают на венце рабочих лопаток из-за неравномерности по окружности надбандажной утечки пара, вследствие неодинакового по окружности радиального зазора.

Бандажные силы возникают в зоне надбандажных уплотнений вследствие появления окружной неравномерности поля давления вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора.

Циркуляционные силы в уплотнениях чаще всего возникают в уплотнениях первых ступеней и в промежуточном уплотнении цилиндров, имеющих поворот потока пара, из-за нарушения симметрии окружного течения пара при смещении ротора.

Силы, возбуждающие "паровую" НЧВ, возникают обычно при неравномерных зазорах в уплотнениях и нарушениях центровки проточной части.

Вибрация высокой частоты возбуждается обычно силами, возникающими на роторе генератора; при этом под высокочастотной вибрацией понимают вибрацию, вдвое превышающую частоту вращения (двойную оборотную).

Основными причинами возникновения колебаний ротора генератора с двойной частотой вращения являются:

— наличие изгибной анизотропии ротора (неодинаковая жесткость в двух взаимно перпендикулярных плоскостях из-за конструктивного выполнения двухполюсного ротора);

— электромагнитные силы, возникающие при расцентровке ротора в расточке статора;

— эллиптичность (овальность) шеек роторов.

Кроме того, двойная оборотная вибрация может возникать из-за отсутствия натяга в опорных подшипниках в поперечной плоскости, а также из-за несоосности при сборке роторов с жесткими полумуфтами в валопровод; при этом вибрация, как правило, проявляется на опорах, ближайших к муфте, собранной с дефектом.

В ряде случаев возникает высокочастотная вибрация с частотами 3-й, 4-й и более высоких кратностей. Силы, возбуждающие такую вибрацию, возникают при наличии задеваний в проточной части турбины или дефектов упорных подшипников.

12.2. ВИБРАЦИЯ КАК ОДИН ИЗ КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ И КАЧЕСТВА РЕМОНТА ТУРБИНЫ

Известно [7, 9, 15, 19, 122, 123], что возникновение практически любых дефектов в турбоагрегате приводит к изменению его вибрационного состояния, поэтому вибрационное состояние имеет большую значимость при оценке состояния агрегата и, в частности, качества его ремонта. Каждая неисправность имеет свое вибрационное проявление, т.е. определенным образом влияет на особенности вибрационного поведения агрегата. Это свойство позволило широко использовать вибродиагностику для оценки состояния большинства узлов и турбоагрегата в целом. При этом, как было сказано в § 12.1, под турбоагрегатом понимается система, состоящая из турбины, генератора, фундамента и основания.

В процессе эксплуатации турбоагрегатов для оценки их состояния осуществляется непрерывный контроль и, как правило, проводятся периодические виброобследования, в том числе перед выводом агрегата в ремонт, а также после ремонта [126].

Проведение периодических виброобследований позволяет выявить возникновение изменений в вибрационном состоянии турбоагрегата, определить их причину и дать рекомендации о нормализации вибросостояния.

Цель проведения виброобследования перед ремонтом — выявить или уточнить наличие дефектов узлов турбин, например тепловой прогиба, тепловой нестабильности ротора, стесненности тепловых расширений цилиндров, ослабления соединения опоры и фундамента, и определить объем необходимых ремонтных работ.

Цели проведения виброобследования после ремонта:

1. Определить, устранены ли во время ремонта неисправности, имевшие место до ремонта.
2. Проверить, не появились ли на турбине дефекты, возникшие в процессе ремонта, например нарушение сборки валопровода (спаровки роторов), дефекты центровки, нарушения величины зазоров в проточной части.

Вибрационное состояние — это один из критериев оценки работы турбоагрегата, который жестко нормируется [127].

Необходимость нормирования уровня вибрации турбоагрегата связана с несколькими причинами [9]:

1. С ростом вибрации в роторе увеличиваются циклические напряжения: к циклическим напряжениям, обусловленным собственным весом ротора, добавляются циклические напряжения от вибрации в валах, муфтах, стяжных болтах жестких муфт. Повышенные циклические напряжения снижают надежность, увеличивают вероятность усталостных поломок вала.

2. С ростом вибрации увеличиваются динамические нагрузки на подшипники и возникает опасность их повреждения, связанного с задеванием шеек о поверхности вкладыша, с усталостным (или силовым) повреждением болтов, стягивающих обоймы подшипников, с ослаблением затяжки различных болтовых соединений.

3. С ростом вибрации увеличивается опасность задевания ротора о статор в лабиринтных уплотнениях: концевых, диафрагменных и периферийных (надбандажных). Это в свою очередь может вызвать тепловой прогиб ротора, нарастание вибрации и серьезную аварию.

4. Вибрация турбоагрегата передается на его строительную часть — фундамент и может вызвать его повреждение.

В качестве основного параметра для оценки уровня вибрации используется среднее квадратичное значение виброскорости, измеряемое в миллиметрах в секунду.

В соответствии с [127] уровень вибрации подшипниковых опор турбоагрегатов в процессе эксплуатации не должен превышать 4,5 мм/с; при превышении этого значения вибрации должны быть приняты меры к ее снижению в срок не более 30 суток. При вибрации свыше 7,1 мм/с эксплуатировать турбоагрегат более 7 суток запрещается, а при вибрации 11,2 мм/с турбина должна быть отключена.

12.3. ОСНОВНЫЕ ДЕФЕКТЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИЗМЕНЕНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБИНЫ, И ИХ ПРИЗНАКИ

Анализ вибросостояния турбоагрегата позволяет выявить наличие и развитие многих характерных дефектов и на основе этого определить узлы турбины, требующие ремонта.

Такая диагностика дефектов осложняется тем, что многие дефекты имеют схожие проявления, а в ряде случаев один и тот же дефект может проявляться по-разному. Для достоверного определения дефекта необходимо знать комбинацию признаков ему проявлений (признаков).

В этом разделе более подробно будут рассмотрены характерные диагностические признаки наиболее часто встречающихся дефектов турбин. К ним относятся [12, 15, 19, 60, 122...125, 128...141]:

- 1) дисбаланс ротора,
- 2) прогиб ротора,
- 3) нарушение геометрии шеек ротора,
- 4) дефекты баббитовой расточки подшипников,
- 5) неудовлетворительное состояние упорного подшипника,
- 6) дефекты сопряжения муфт,
- 7) расцентровка опор,
- 8) задевания в проточной части,
- 9) стесненность тепловых расширений цилиндров,
- 10) ослабление соединения опоры и фундамента,
- 11) поперечная трещина ротора.

12.3.1. Дисбаланс ротора

Дисбаланс ротора является наиболее распространенной причиной повышенной вибрации. Дисбаланс возникает в процессе эксплуатации и ремонта турбин из-за поломок рабочих лопаток и бандажных связей, отложения солей и эрозионного износа лопаток, попадания масла в осевой канал ротора, некачественной балансировки и ряда других причин.

Основное влияние дисбаланса на вибрацию ротора оказывают центробежные силы, создающие вынужденные колебания ротора с частотой его вращения; при этом величина виброскорости пропорциональна дисбалансу.

Проявления дисбаланса роторов состоят в следующем:

- уровень вибрации зависит от частоты вращения ротора и не зависит от нагрузки турбины;
- основная гармоника в спектре вибрации оборотная (1ω), в фоновом спектре дополнительно имеются высокие гармоники (2ω и выше);
- при прохождении 1-й критической частоты вращения ротора происходит увеличение оборотной (1ω) составляющей вибрации, фаза колебаний при проходе критики имеет крутой поворот на $160...180$ град;
- при симметричном дисбалансе после прохода критики амплитуда оборотной (1ω) составляющей вибрации резко снижается, и фаза вторично поворачивается на $90...180$ град;
- при кососимметричном дисбалансе наблюдается наибольшая интенсивность противофазных колебаний опор данного ротора.

В большинстве случаев величина вертикальной и осевой вибрации в $1,5...3,0$ раза выше величины поперечной вибрации.

При возникновении *эксплуатационной разбалансировки ротора вследствие отложения солей и эрозионного износа лопаток* ухудшение вибросостояния происходит в течение длительного времени.

При возникновении *внезапной разбалансировки ротора вследствие поломки лопатки, ее части или бандажной связи* кроме общих признаков, присущих дисбалансу, наблюдаются также некоторые дополнительные признаки. Изменение уровня вибрации происходит скачкообразно. Слышны акустические удары в проточной части. В большинстве случаев наблюдается рост температуры подшипников (на том роторе, где небаланс) и увеличение осевого сдвига ротора. При вылете лопатки в ЦНД обычно происходит увеличение жесткости конденсата (из-за разрушения трубок конденсатора). При вылете больших масс наблюдается сокращение длительности выбега ротора во время останова.

При возникновении *дисбаланса из-за попадания масла в осевую расточку ротора* отмечен ряд особенностей поведения турбины.

При быстром прогреве ротора, имеющего масло в осевом канале, происходит захолаживание поверхности ротора вследствие испарения масла и при определенных нагрузках возникает тепловой прогиб ротора из-за неравномерного нагрева поверхности; при этом происходит резкое увеличение вибрации подшипников. В большинстве случаев уровень вибрации ротора изменяется с его температурой, после стабилизации температурного состояния ротора уровень вибрации снижается, в некоторых случаях наблюдается плавное нарастание амплитуды вибрации на $20...30$ мкм за $1,0...1,5$ часа при неизменном режиме турбины. При наборе частоты вращения ротора с маслом увеличивается динамический прогиб вала и возникает дисбаланс, при выбеге ротор прогибается. Основная гармоника в спектре оборотная, значения амплитуды и фазы вибрации не повторяются от пуска к пуску. Фаза дисбаланса плавает при изменении частоты вращения ротора.

При вращении ротора на малых оборотах отсутствуют дисбаланс и тепловой прогиб (масло не вращается вместе с ротором и равномерно захолаживает поверхность ротора). При длительном прогреве ротора на малых оборотах масло испаряется, и затем ротор не имеет никаких отклонений.

Пригар масла в осевом канале ротора возникает в случае быстрого прогрева турбоагрегата, имеющего масло в осевом канале ротора, после длительного останова (чаще всего происходит на роторах высокого и среднего давления). Пригар масла проявляется в наличии теплового прогиба ротора при прогреве на пуске и на рабочих частотах вращения.

В некоторых случаях после снятия и насадки насадных деталей может наблюдаться *освобождение насадных деталей при их нагреве*. Причиной может быть малая величина натяга при посадке детали. В этом случае наблюдаются неустойчивость амплитуды и фазы вибрации на рабочих частотах вращения, при снижении частоты вращения они (амплитуда и фаза) стабилизируются. Величины амплитуды и фазы могут изменяться от пуска к пуску. Уровень вибрации резко возрастает при увеличении температуры пара на уплотнения; при ее снижении вибрация снижается до прежнего уровня. Основная составляющая в спектре — вибрация оборотной частоты. Происходит изменение величины балансировочных "коэффициентов чувствительности".

Еще одной причиной дисбаланса может быть *выпадение пробки из осевого канала ротора*. При этом дисбаланс располагается, как правило, в районе муфты, так как груз находится внутри муфты. В момент выпадения пробки может наблюдаться

скачок уровня вибрации. Вибрация в основном оборотная, а фаза вибрации изменяется от пуска к пуску, так как пробка перемещается в полумуфте.

12.3.2. Прогиб ротора

Прогиб ротора представляет собой искривление его геометрической оси. Прогиб может быть двух типов: остаточный не зависящий от нагрузки и теплового состояния турбины, и тепловой, возникающий на определенных режимах работы турбины.

Остаточный прогиб ротора — явление необратимое и возникает чаще всего вследствие задеваний ротора о статор, заброса воды в проточную часть, нарушения режима прогрева или охлаждения турбины. Устранить остаточный прогиб можно только методами правки.

Тепловой прогиб ротора вызывается асимметрией температурного поля в роторе, неоднородностью свойств материала или его тепловой нестабильностью. Тепловой прогиб может возникнуть при отсутствии (или недостаточности величины) аксиальных тепловых зазоров между насадными деталями. Величина прогиба изменяется в зависимости от теплового состояния турбины.

Увеличение уровня вибрации при этом вызывает механический дисбаланс, созданный смещением масс ротора относительно оси вращения при прогибе.

Основные диагностические признаки остаточного прогиба:

- наличие вибрации на частотах вращения, близких к нулю;
- основная гармоника в спектре оборотная (1ω). Ее амплитуда возрастает с увеличением частоты вращения вала;
- фаза вибрации не изменяется;
- появление осевой вибрации, вызванной наклонами осей шеек ротора к оси вращения. В ряде случаев при наличии остаточного прогиба уровень вибрации при пуске турбины

увеличивается с ростом частоты вращения и прекращается после длительной работы турбины. Как правило, при величине остаточного прогиба до ~ 70 мкм вибрация вала в вертикальном направлении не изменяется, а в поперечном направлении меняется.

При тепловом прогибе уровень вибрации зависит от нагрузки турбины, при этом изменение вибрации происходит не одновременно с изменением нагрузки, а по мере изменения теплового состояния металла. Диагностическим признаком теплового дисбаланса является существенный рост уровня вибрации на первой критической частоте.

12.3.3. Нарушение геометрии шеек ротора

Нарушение геометрии шеек ротора может проявляться в виде конусности, "бочкообразности" либо "корсетности" шеек, а также в виде некруглости (эллипсности, треугольности) шейки. На вибрационном состоянии турбоагрегата отражается, в основном, только некруглость шеек.

Некруглость наиболее часто наблюдается в виде эллипсности шеек, которая представляет собой разность в размерах между максимальным диаметром шейки и диаметром шейки в перпендикулярном направлении. При наличии эллипсности шейки наблюдается бой поверхности шейки относительно ее геометрической оси, при этом возникает колебательное движение центра шейки, что вызывает колебания всего ротора. За один оборот ротора центр шейки совершает два полных колебания. Следовательно, эллипсность шеек возбуждает вибрацию с двойной оборотной частотой.

Диагностическими признаками эллипсности шеек являются:

- основная гармоника в спектре вибрации двойная оборотная (2ω), в спектре также присутствует оборотная составляющая;
- увеличивается 2ω составляющая при прохождении 2-й критики;
- амплитуда вибрации зависит от d/r (d — биение поверхности шейки, r — радиус расточки подшипника);
- вибрация зависит от частоты вращения ротора, а сила удара (от падения шейки с "носика" на "бочок") от частоты вращения не зависит;
- уровень вибрации зависит от температуры смазки (уменьшается при снижении температуры);
- фаза вибрации не изменяется.

В случае некруглости в виде треугольности возникает тройная оборотная (3ω) составляющая вибрации, при прохождении третьей критической частоты наблюдается резкое увеличение уровня вибрации.

12.3. 4. Дефекты баббитовой расточки подшипников

Как показал анализ дефектов турбин, представленный в § 2.3, в ряде случаев причинами возникновения вибрации были дефекты баббита: подплавление, выкрашивание, отслаивание баббитовой заливки, а также износ баббита, приводящий к увеличению зазоров в подшипниках. Возникновение этих дефектов и вызванное ими ухудшение вибросостояния турбоагрегата происходит, как правило, в течение длительного периода времени.

При износе баббитовой расточки (неформулярные зазоры в подшипниках) наблюдаются следующие признаки:

- увеличивается уровень вибрации вала;
- параметры вибрации могут зависеть от нагрузки;
- в спектре вибрации появляются и со временем увеличиваются следы колебаний с частотой $1/2\omega$; по данным [19], при больших величинах зазоров иногда появляются колебания с частотой 14 Гц;
- увеличивается расход масла на сливе из подшипника, падает давление масла на входе в подшипник, уменьшается нагрев масла в подшипнике;
- существенно изменяется положение оси шейки относительно вкладыша, увеличивается величина всплытия шейки ротора в процессе работы, изменяется траектория движения шейки вала;
- увеличивается величина верхнего ("потолочного") зазора при остановленной турбине.

При разрушении баббита подшипников, вследствие отслаивания, подплавления или выкрашивания наблюдаются следующие признаки:

- уровень вибрации зависит от частоты вращения ротора;
- в спектре вибрации появляются высокочастотные и низкочастотные составляющие;
- повышается температура баббита;
- существенно изменяется положение оси шейки относительно вкладыша, уменьшается величина всплывания шейки ротора в процессе работы.

Увеличение уровня высокочастотных составляющих в спектре вибрации также является признаком выкрашивания баббита подшипника.

12.3.5. Неудовлетворительное состояние упорного подшипника

Износ или плохая сборка упорного подшипника приводят к постепенному, в течение длительного времени, ухудшению вибросостояния турбоагрегата. При этом наблюдаются следующие диагностические признаки:

- в спектре вибрации увеличиваются высокочастотные составляющие, появляется вибрация с частотой $50Z$ (Z — число колодок упорного подшипника);
- растет уровень осевой составляющей вибрации;
- увеличивается температура упорных колодок, при этом возникает перекося температур верхних и нижних колодок;
- увеличивается величина осевого сдвига ротора.

12.3.6. Дефекты сопряжения муфт

В процессе ремонта часто возникают дефекты сопряжения муфт в виде смещения осей ("коленчатость") и излома осей ("маятник"), которые оказывают существенное влияние на вибрацию турбоагрегата. В соответствии с требованиями ремонтной документации величина "коленчатости" не должна превышать 0,01 мм (бой поверхности 0,02 мм), а излом оси должен быть не более 0,01 мм/м.

Дефекты сопряжения муфт вызывают дисбаланс за счет смещения осей центров масс и смещение осей поверхности шеек относительно оси вращения.

При изломе осей проявляются следующие диагностические признаки:

- наличие вибрации при частотах вращения, близких к нулю;
- увеличение уровня вибрации при прохождении критической частоты вращения;
- возникновение кососемиотричного дисбаланса;
- присутствие в спектре вибрации составляющих с частотой 1ω , 2ω , 3ω ;
- увеличение амплитуды оборотной (1ω) составляющей вибрации в вертикальном направлении и 2ω составляющей вибрации в поперечном направлении;
- зависимость амплитуды оборотной гармоники (1ω) от частоты вращения;
- возможность появления осевой вибрации;
- независимость уровня вибрации от нагрузки турбины;
- зависимость уровня вибрации от вакуума в конденсаторе;
- синфазные колебания соседних с муфтой подшипников.

При "коленчатости" муфт наблюдаются следующие признаки:

- появление относительно высокого уровня вибрации уже при малых частотах вращения (до 1000 об/мин);
- повышение уровня вибрации при проходе критической частоты вращения;
- присутствие в спектре вибрации составляющих с частотой 1ω , 2ω , 3ω ;
- увеличение амплитуды 2ω — составляющей вибрации в основном в поперечном направлении;
- независимость амплитуды оборотной (1ω) гармоники от частоты вращения;
- возможность появления осевой вибрации, чаще всего монотонно возрастающей с ростом частоты вращения;
- зависимость уровня вибрации от нагрузки турбины;
- зависимость уровня вибрации от вакуума в конденсаторе;
- противофазные колебания соседних с муфтой подшипников.

Дефекты сопряжения муфт могут также возникнуть из-за несовпадения (излома) осей отверстий под призонные болты, неприлегания торцов головок болтов, несоответствия болтов требованиям ремонтной документации.

При наличии излома отверстий в спариваемых полумуфтах торцы гайки и головки болта прилегают к поверхности полумуфты, но диаметр болта меньше, чем диаметр отверстия. При этом болт туго сидит в отверстии и "работает" на кромках. В этом случае на остановленной турбине "коленчатость" отсутствует, а при увеличении крутящего момента возникает. Вибрационное состояние турбины при этом зависит от электрической нагрузки и от тепловой нагрузки отборов.

Если при сборке полумуфт возникнет неприлегание торцов головок болтов к поверхности полумуфты, то при обтяжке муфты (до 0,04 мм) возникает "коленчатость", величина которой под нагрузкой увеличивается. В процессе эксплуатации наличие такого дефекта может привести к обрыву и вытяжке болтов из-за возникновения напряжений в галтелях под головкой.

12.3.7. Расцентровка опор

Расцентровка — нарушение центровки, состоящее в отклонении осей подшипников от положения, при котором оси опирающихся на них роторов с разъединенными муфтами совпадают. Расцентровка опор возникает в процессе эксплуатации из-за тепловых деформаций фундамента и опор, износа опорных подшипников, а также под действием вакуума в конденсаторе. Расцентровка приводит к изменению опорных реакций и перераспределению нагрузок между опорами турбоагрегата. Предельным случаем является полная разгрузка одного из подшипников. Вибрационное состояние турбоагрегата при расцентровке зависит от многих факторов и имеет малоповторимый характер. Расцентровка может возникать только на некоторых режимах, а также иметь сезонный характер.

При возникновении расцентровки опор наблюдаются следующие диагностические признаки:

- уровень вибрации изменяется после набора турбиной нагрузки и прогрева турбоагрегата;

- уровень вибрации может изменяться при изменении вакуума в конденсаторе;
- основная составляющая в спектре вибрации оборотная (1ω), в некоторых случаях происходит изменение высших гармоник (2ω , 4ω);
- возможно появление следов низкочастотной вибрации с частотами $1/2\omega$, $1/3\omega$, $1/4\omega$ или срыв в низкочастотную вибрацию при изменении (особенно резко) режимов работы турбоагрегата;
- фаза вибрации не изменяется;
- появляются значимые изменения давления в масляном клине;
- происходит изменение температуры баббита;
- появляется перекося температур верх—низ в упорном подшипнике;
- изменяется величина всплытия вала в подшипнике;
- изменяются траектории движения шеек: на разгружаемых опорах часто наблюдается увеличение вибрации вала при неизменном или уменьшающемся уровне вибрации опоры.

Кроме указанных признаков необходимо отметить, что влияние расцентровки особенно велико вблизи резонансных частот вращения ротора.

При наличии расцентровки на опорах, смежных с генератором, при нагружении возникает вибрация статора генератора с частотой 2ω (100 Гц).

12.3.8. Задевания в проточной части турбины

Задевания элементов ротора о детали статора происходят из-за недостаточной величины зазоров в проточной части, появления прогиба ротора (например, при забросе воды) и по ряду других причин. При задеваниях может также возникать прогиб вала в местах контакта со статорными деталями.

Вибрация турбоагрегата носит нестабильный характер, изменяется от пуска к пуску и в зависимости от причины задеваний может быть различной — в некоторых случаях вибрация устойчивая и медленно нарастает, в других — изменение вибрации происходит скачкообразно.

При сильных задеваниях в проточной части уровень вибрации турбоагрегата нарастает быстро, но после прекращения задеваний быстро восстанавливается нормальное вибрационное состояние; амплитудно-частотные характеристики при выбеге и останове часто совпадают.

При слабых задеваниях в проточной части ротор касается статора только "бьющей точкой", происходит постепенный местный, несимметричный по окружности, разогрев, приводящий к прогибу ротора и медленному росту уровня вибрации; вибрация при выбеге будет больше, чем при пуске; амплитуда и фаза периодически меняются.

Основные признаки задеваний следующие:

- нестабильность амплитуды и фазы оборотной (1ω) вибрации;
- резкое увеличение высокочастотных гармоник — "борода" гармоник в диапазоне 100...250 Гц;
- основная составляющая в спектре — оборотная (1ω);
- возникновение колебаний с частотой собственных изгибных форм ротора;
- возникновение повышенной вибрации при пуске турбины и исчезновение после длительной работы;
- зависимость параметров вибрации от частоты вращения ротора;
- появление шума в уплотнениях, цилиндрах, подшипниках;
- рост прогиба вала;
- появление на эллипсе (фигуры Лиссажу) ярко светящихся пятен;
- хаотическое движение шеек (ближайших к месту задевания) с резким изменением направления движения в отдельных точках траектории;
- рост уровня поперечных составляющих вибрации, в особенности при сильных задеваниях с ударами;
- изменение соотношения между уровнями вибрации вала и опор;
- зависимость уровня вибрации от температуры статорных частей, в особенности от градиентов температур (верх—низ, право—лево).

12.3.9. Стесненность тепловых расширений цилиндров

Как показано в § 11.2, основными причинами стесненности тепловых расширений цилиндров являются повышенные силы трения на поверхностях скольжения между подошвой корпусов подшипников и фундаментной рамы; заклинивания в шпоночных соединениях корпус подшипника — продольная шпонка и лапы цилиндров — поперечные шпонки.

При возникновении стесненности тепловых расширений цилиндров абсолютное расширение цилиндра не изменяется или изменяется скачками, часто наблюдается изменение уклона корпуса подшипника. При этом происходит изменение вибрационного состояния турбоагрегата вследствие изменений центровки проточной части и возникновения расцентровок опор, которое обычно характеризуется следующими диагностическими признаками:

- резко увеличивается уровень вибрации подшипников;
- в спектре вибрации присутствуют низкочастотные составляющие с частотой $1/2\omega$, $1/3\omega$, $1/4\omega$;
- происходят изменения параметров вибрации во всем спектре, рост оборотной (1ω) составляющей вибрации, увеличение 2ω — составляющей вибрации и других высокочастотных гармоник;
- параметры вибрации зависят от нагрузки и прогрева турбоагрегата; в некоторых случаях происходит изменение параметров вибрации турбоагрегата при изменении нагрузки с медленным возвращением к исходному уровню вибрации в течение 20...40 мин после стабилизации нагрузки;
- в ряде случаев происходит изменение фазы вибрации при неизменной нагрузке турбоагрегата;
- наблюдается рост температуры на колодках упорного подшипника вследствие кручения ригеля, на котором установлен упорный подшипник.

12.3.10. Ослабление соединений опор и фундамента

Ослабление соединений опор и фундамента происходит за счет ослабления резьбовых соединений, разрушения элементов фундамента, дефектов крепления фундаментных рам, а также за счет влияния трубопроводов. При нарушении плотности соединения элементов опоры происходят изменения вибрационного состояния турбоагрегата, которые характеризуются следующими диагностическими признаками:

- параметры вибрации нестабильны, уровень вибрации временами повышается, зависит от степени прогрева турбины и от взаимных перемещений опор, резко увеличивается при изменении режима работы турбоагрегата;
- уровень вибрации зависит от мощности, при переходе на холостой ход резко снижается;
- основная гармоника — оборотная (1ω), в спектре присутствуют также высокочастотные составляющие вибрации;
- наблюдается рост оборотной (1ω) и двойной оборотной составляющих вибрации;
- уровень высокочастотной составляющей вибрации в значительной мере зависит от величины возмущений, действующих с оборотной и другими частотами (соответствующими причинам возмущений);
- контурная характеристика опоры имеет разрыв (величина колебаний нижней части опоры намного больше величины колебаний прилегающей точки фундаментной рамы);
- фигура Лиссажу имеет вид вытянутого эллипса с заостренными ярко светящимися концами.

12.3.11. Поперечная трещина ротора

Трещины в роторах возникают достаточно редко, но их появление может привести к тяжелым последствиям. В связи с этим в объемах ремонта турбин, отработавших парк ресурс, предусмотрены специальные мероприятия, например осмотр осевого канала ротора. Развитие трещины — длительный процесс, который сопровождается изменением вибрационного состояния турбины, имеющим следующие диагностические признаки:

- ухудшение вибросостояния происходит монотонно, в течение длительного периода времени, с возрастающим во времени темпом, с повышением общего уровня вибрации на рабочих режимах и интенсивным ростом амплитуды вибрации в последний период перед моментом разрушения;
- уровень вибрации увеличивается от пуска к пуску (по мере прогрессивного развития трещины);
- растет уровень вибрации на номинальной частоте вращения и монотонно возрастает оборотная (1ω) гармоника вибрации, в основном, в вертикальном направлении;
- темп роста амплитуды двойной оборотной составляющей вибрации в процессе эксплуатации превышает темп роста амплитуды оборотной вибрации;
- медленно изменяется фаза оборотной (1ω) гармоники;
- изменяется разница фаз между вертикальными и поперечными колебаниями;
- при захлаживании поверхности ротора возникновение анизотропии ротора из-за наличия в нем трещины приводит к тепловой нестабильности, вызываемой раскрытием трещины при снижении температуры острого пара. При этом наблюдается увеличение 1ω и высших гармоник;
- в спектре присутствуют частоты $1/2\omega$, 3ω , 4ω ;
- наблюдается увеличение амплитуды вибрации при прохождении основной (первой) критической частоты;
- наблюдается снижение собственной частоты ротора и расширение резонансной зоны, при этом происходит расслоение частот резонанса и резонансная кривая в зоне критических частот имеет два ярко выраженных максимума (первая критическая частота вращения ротора проявляется не только при фактической критической частоте 0), но и при $0,5\omega$);
- увеличивается в 1,5...2 раза оборотная (1ω) составляющая при прохождении 1-й критики и 2ω при прохождении 2-й критики;
- наблюдается увеличение вибрации с частотой 2ω на половине 1-й критической частоты вращения;
- при вращении валоповоротным устройством ротор с трещиной и соседние с ним роторы ведут себя как прогнутые — давление в масляном клине периодически изменяется с частотой вращения ВПУ;
- у ротора с трещиной, подвешенного на тросах и возбуждаемого вибратором, на резонансных частотах имеется разножесткость.

12.4. МЕТОДЫ НОРМАЛИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА

Как показывает анализ причин остановов турбин, около 30 % вынужденных остановов происходит из-за повышенной вибрации, при этом 20 % времени вынужденных простоев уходит на работы, связанные с вибрационной наладкой турбоагрегата [5...7, 125].

Во время ремонта турбоагрегата должны быть проведены работы по устранению и предупреждению причин, вызывающих повышенную вибрацию. Необходимо отметить, что **работы по нормализации вибрационного состояния турбоагрегата — это работы по устранению возмущающей силы.**

С этой целью в процессе ремонта необходимо выполнить следующие технологические операции:

- восстановление или замену поврежденных деталей роторов и опорной системы;
- центровку роторов по полумуфтам с учетом ее изменений в процессе эксплуатации турбоагрегата;
- обеспечение нормальных зазоров по уплотнениям роторов и в других местах между ротором и статором с целью исключения задеваний и автоколебательных процессов;
- контроль и восстановление формы расточки вкладышей подшипников;
- компенсацию методами балансировки неуравновешенностей, привнесенных в процессе ремонта роторов;
- балансировку роторов, на которых возник дисбаланс в процессе эксплуатации (эрозионный износ, релаксационный прогиб);
- исключение дефектов сопряжения жестких муфт (коленчатости и излома оси, отклонений торцов полумуфт от плоскости);
- восстановление или замену деталей подвижных муфт;

- обеспечение нормальных натягов и зазоров по всем насадным деталям роторов как в радиальном, так и в осевом направлениях;
- обеспечение нормальных натягов и зазоров по подшипникам и другим деталям опорной системы;
- правку и (или) балансировку вала при наличии остаточного прогиба;
- обеспечение чистоты и плотности внутренней полости (центрального отверстия) ротора;
- выполнение мероприятий по нормализации тепловых перемещений (расширений) подвижных корпусов турбин.

Большинство указанных операций рассматривались в разделах, посвященных ремонту соответствующих узлов турбин. В настоящей главе более подробно рассмотрим методы устранения неуравновешенности роторов и их низкочастотной вибрации.

Метод устранения неуравновешенности определяется ее типом. Для классификации различных типов неуравновешенности рассмотрим ротор, показанный на рис. 12.1, а.

Различают три типичных случая неуравновешенности [142].

1. Центры тяжести обеих частей находятся в одной осевой плоскости и по одну сторону от оси вращения (рис. 12.1, б); соответственно, центр тяжести всего тела находится в той же плоскости на некотором расстоянии от оси вращения; такая неуравновешенность называется **статической**.

2. Центры тяжести обеих частей находятся в одной плоскости, но с разных сторон от оси вращения (рис. 12.1, в) и на таких расстояниях, что центр тяжести всего ротора оказывается на оси вращения; такая неуравновешенность называется **динамической**. В этом случае ротор будет находиться в равновесии в статических условиях, но при вращении возникает пара центробежных сил.

3. В самом общем случае центры тяжести C_1 и C_2 могут лежать в разных сечениях и при вращении образуется система двух центробежных сил P и Q (рис. 12.1, г). Здесь имеет место как статическая, так и динамическая неуравновешенность.

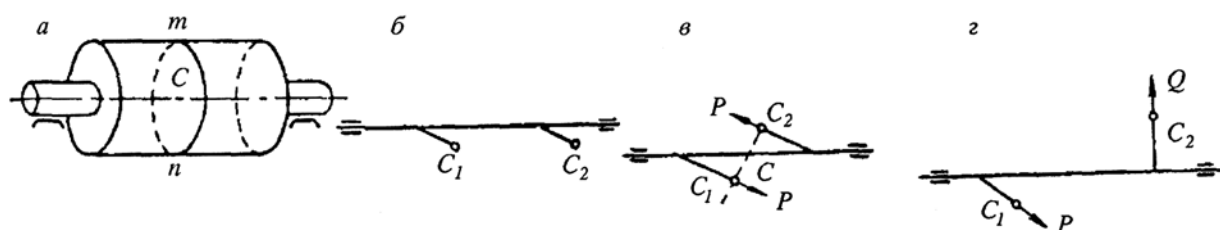


Рис. 12.1. Типы неуравновешенности:
а — модель ротора; б, в, г — типичные варианты неуравновешенности

В зависимости от того, какие силы вызывают неуравновешенность, выбираются методики балансировки.

Для устранения статической неуравновешенности применяется компенсация статического дисбаланса на специальном приспособлении, называемая **статической балансировкой**. При этом используется свойство неуравновешенного ротора при отсутствии существенного трения на опорных поверхностях устанавливаться тяжелой точкой вниз.

Статической балансировке должны подвергаться диски, на которых выполнялась замена лопаток в том случае, если переоблопачивание происходило на диске, снятом с ротора. Диск надевают на оправку и устанавливают на устройство для балансировки. Обычно используется устройство в виде двух параллельных призм, установленных горизонтально, по которым катается цилиндрическая оправка с насаженной на нее балансируемой деталью (рис. 12.2). Длина рабочей части призм должна быть больше 5 диаметров оправки.

Если диск не уравновешен, то он повернется так, что центр его масс окажется вниз. Для устранения неуравновешенности с противоположной стороны устанавливают балансировочный груз. В отдельных случаях избыток массы может быть снят путем механической обработки диска в зоне центра масс.

Статической балансировке обычно подвергаются насадные детали, длина которых меньше половины диаметра.

Для устранения динамической неуравновешенности или комбинации статической и динамической неуравновешенностей применяют метод **динамической балансировки** [143, 144]. Динамическая балансировка выполняется на низкооборотном балансировочном станке при скоростях вращения, значительно ниже номинальных. В этом случае ротор уравнивается как жесткое тело, без учета его возможного прогиба под действием изгибающих моментов при повышении скорости вращения. В ходе динамической балансировки на ротор устанавливается система корректирующих масс, компенсирующих как статическую (симметричную), так и динамическую (кососимметричную) неуравновешенность. При этом используются, как минимум, две плоскости коррекции дисбаланса.

Такая методика дает хорошие результаты при балансировке жестких роторов. Для гибких роторов она применяется как предварительная, с целью исключения чрезмерных дисбалансов. Динамическая балансировка гибких роторов на станке выполняется обычно при переоблопачивании ротора турбины, перемотке ротора генератора и при перенасадке насадных деталей ротора. После балансировки на станке гибкие роторы должны быть отбалансированы при номинальной частоте вращения.

Балансировка ротора при номинальной частоте вращения выполняется на месте его работы в собственных подшипниках или на специальном разгонно-балансировочном станке. Такие станки имеются на заводах — изготовителях турбин и позволяют отбалансировать ротор во всем диапазоне возможных частот вращения. Балансировка на разгонно-балансировочном станке может быть целесообразна при выполнении большого объема работ по замене деталей ротора.

Балансировка ротора на разгонно-балансировочном станке не исключает необходимости балансировки в собственных подшипниках валопровода в целом (на ТЭС).

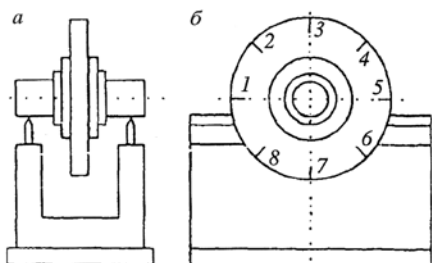


Рис. 12.2. Статическая балансировка на призмах:
а — диск на оправке; б — разметка диска

Динамическая балансировка валопровода в собственных подшипниках сводится к подбору по определенной методике массы балансировочных (уравновешивающих) грузов и места их расположения. При этом, как правило, оказывается необходимым произвести несколько пробных пусков турбины с разворотом валопровода до номинальной частоты вращения. Разработанные методики балансировки в собственных подшипниках позволяют свести необходимое число пробных пусков к минимуму. Иногда оказывается необходимым всего один пробный пуск, в течение которого измеряется вибрация в различных точках турбоагрегата и по этим данным (по значениям амплитуд и фаз измеренной вибрации) оказывается возможным установить массу и расположение необходимых уравновешивающих грузов.

Качество балансировки роторов является одним из главных факторов, определяющих нормальное вибрационное состояние турбоагрегата в эксплуатации.

Таким образом, *предупреждение неуравновешенности роторов при ремонте турбины* включает в себя:

- статическую балансировку насаживаемых деталей;
- развеску рабочих лопаток при переоблопачивании рабочих колес и пальцев при замене муфт или их деталей;
- измерение боя ротора при насадке крупных деталей;
- балансировку роторов на станке;
- балансировку валопровода турбоагрегата в собственных подшипниках. Необходимо отметить, что при пуске и опробовании турбоагрегата после ремонта, во

время которого выполнялись работы по снятию—посадке насадных деталей, до начала балансировки целесообразно выполнить разгон ротора до частоты вращения, при которой произойдет освобождение насадных деталей (например, до частоты срабатывания бойков автомата безопасности).

Кроме устранения неуравновешенности целесообразно рассмотреть *мероприятия по профилактике и устранению низкочастотной вибрации в период ремонта турбины*, которые включают в себя:

- проверку и восстановление формы расточки вкладышей подшипников;
- устранение перекосов осей вкладышей подшипников по отношению к оси ротора, при этом остающиеся перекосы не должны превышать 0,2 мм/м;
- проверку и восстановление номинальных осевых зазоров в бандажных уплотнениях;
- центровку роторов по полумуфтам с учетом эксплуатационных перемещений подшипников;
- центровку роторов по радиальным уплотнениям с учетом относительных перемещений их осей при нагружении турбины;
- проверку и устранение дефектов подвижных муфт.

Кроме того, *для повышения запаса устойчивости к НЧВ могут быть выполнены реконструкции ряда узлов турбины:*

- применение опорных подшипников специальных конструкций с повышенным запасом устойчивости (с лимонной расточкой, с подачей масла непосредственно перед клином, двухклиновых, сегментных);
- изменение порядка открытия клапанов для создания благоприятного направления неуравновешенного парового усилия;
- изменение конструкции уплотнений для уменьшения сил "парового" возбуждения.

В некоторых случаях для устранения вибрации могут быть применены специальные устройства — динамические гасители вибрации (виброгасители). Они представляют собой упругомассовую систему, колебания которой компенсируют силы, вызывающие вибрацию объекта. При этом необходимо учитывать, что установка виброгасителя изменяет динамические свойства объекта и гашение вибрации достигается только на одной частоте, на которую настроен виброгаситель.

12.5. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое вибрация? Что такое свободные колебания? Что такое вынужденные колебания?
2. Что такое резонанс?
3. Что такое вибрация турбоагрегата?
4. Назовите причины возникновения вибрации оборотной частоты.
5. Что понимается под вибрацией высокой частоты? Назовите причины, ее вызывающие.
6. Для чего проводятся виброобследования (цели проведения виброобследований до и после ремонта)?
7. Назовите нормы вибрации подшипниковых опор турбоагрегата.
8. Перечислите наиболее часто встречающиеся дефекты турбин.
9. Как дисбаланс влияет на вибрацию ротора? Перечислите основные причины появления дисбаланса.
10. Что такое прогиб ротора? Чем могут быть вызваны остаточный прогиб ротора и тепловой прогиб?
11. Назовите дефекты баббита, которые могут быть причинами повышенной вибрации.
12. Что такое расцентровка опор, как она влияет на вибрационное состояние турбоагрегата?
13. Каковы причины задеваний в проточной части? Перечислите основные вибрационные признаки задеваний.
14. Перечислите технологические операции, выполняемые во время ремонта по устранению и предотвращению причин, вызывающих повышенную вибрацию.
15. Что такое статическая балансировка? Как она выполняется?
16. Назовите способы динамической балансировки.
17. Перечислите ремонтные операции, направленные на предупреждение неуравновешенности роторов.
18. Назовите мероприятия, выполняемые во время ремонта, по профилактике и устранению НЧВ.

РЕМОНТ И НАЛАДКА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ**13.1. ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ, ЗАЩИТ И ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ**

Системы автоматического регулирования современных паровых турбин являются сложным комплексом взаимосвязанных узлов и устройств, надежность которых определяет четкую и безотказную работу турбоустановки в целом.

Опыт эксплуатации показывает, что системы автоматического регулирования новых турбин, как правило, удовлетворяют требованиям [24], однако, в дальнейшем нормальная работа САР и защит может нарушаться из-за неполадок отдельных элементов или узлов системы.

Качественные показатели работы САР, а также ее надежность зависят от многих факторов. Одним из главных факторов является своевременный и качественный ремонт. Для своевременной замены или ремонта износившихся деталей требуется постоянное наблюдение за работой системы автоматического регулирования и защиты, а также ее периодические проверки и испытания.

Наблюдение за работой САР и защит заключается в повседневном визуальном осмотре узлов с целью обнаружения возможных неполадок. *Периодические проверки и испытания САР и защит* проводятся в соответствии с [24], инструкциями заводов-изготовителей и другими директивными материалами. По результатам проверок и испытаний определяется качество работы отдельных узлов и всей САР в целом. При необходимости проводятся специальные испытания отдельных узлов или всей системы по отдельной программе. Текущие и капитальные ремонты САР и защит выполняются во время текущих и капитальных ремонтов турбоагрегата [145... 147]. Внеплановые ремонты, а также специальные испытания проводятся по специальным заявкам электростанций и согласовываются с вышестоящими организациями.

При текущем ремонте производится осмотр и чистка узлов и деталей, а также устранение небольших дефектов, возникших в процессе эксплуатации в период между капитальными ремонтами; целью текущих ремонтов является обеспечение и поддержание работы САР с такими техническими показателями, которые были достигнуты при последнем капитальном ремонте.

К капитальному ремонту относятся работы по полной ревизии независимо от предполагаемого состояния оборудования. Во время ревизии проводятся разборка и подробный осмотр, необходимые измерения, испытания, анализы, исследования с последующим устранением обнаруженных недостатков. Производится восстановление или замена изношенных деталей. Устраняются повреждения, происшедшие во время эксплуатации по любым причинам. Выполняются мероприятия для повышения надежности, а также модернизация оборудования, под которой понимается внесение в конструкции частичных изменений и усовершенствований с целью улучшения их показателей. Капитальный ремонт должен обеспечить надежную работу всех систем турбоагрегата в пределах установленного межремонтного периода — времени эксплуатации агрегата между двумя очередными капитальными ремонтами.

При подготовке к капитальному ремонту системы регулирования и парораспределения агрегата не позднее чем за месяц до начала работ электростанцией должны быть составлены и утверждены следующие документы:

- ведомость объема работ;
- графики подготовительных работ;
- технологический график капитального ремонта;
- чертежи проекта модернизации узлов или всей системы (за два месяца до начала капитального ремонта);
- проект организации сложных специальных работ и работ по модернизации;
- спецификация на материалы, инструмент, приспособления и сменные детали и узлы;
- план размещения деталей и узлов с учетом допускаемых нагрузок на перекрытия.

Ведомость объема работ является основным документом для составления технологического графика и определения необходимых трудозатрат. Ведомость составляется и подписывается начальником цеха и согласовывается с руководителем ремонта.

Графики подготовительных работ охватывают изготовление и ремонт инвентаря, приспособлений, механизмов, инструмента, поставку материалов, запасных узлов и деталей, выполнение мероприятий по технике безопасности, охране труда и промсанитарии, противопожарных мероприятий, подготовку технической документации.

Технологический график ремонта САР и защит является частью технологического графика ремонта всего агрегата. При большом объеме работ по САР желательно составить также отдельный детализированный график этих работ, включая испытания и проверки до и после ремонта, а также настройку САР на стоящей и работающей турбине.

Для выполнения работ по капитальному ремонту систем регулирования и защит ремонтная бригада комплектуется из квалифицированных слесарей и бригадиров, имеющих специальный опыт работ и необходимый минимум знаний систем регулирования и защит. Руководство бригадой поручается опытному инженерно-техническому работнику, подчиняющемуся в административном отношении руководителю ремонта всего турбоагрегата. Специалист по системам регулирования от электростанции осуществляет технический контроль за проводимыми работами.

До вывода агрегата в ремонт руководитель работ по регулированию обязан ознакомить свою бригаду с предстоящим объемом и характером работ, графиком их выполнения, проинструктировать работников по рациональным методам работы, правилам техники безопасности и противопожарной безопасности.

Руководитель работ обязан ознакомиться со всей технической документацией, относящейся к эксплуатации, предшествующим ремонтам, испытаниям и наладкам САР и защит данной турбины. На основании документов, опроса персонала электростанции и своих собственных наблюдений руководитель работ должен определить техническое состояние системы регулирования и защит перед ремонтом и проанализировать достаточность объема работ.

При необходимости следует запланировать специальные испытания отдельных узлов или всей системы до начала ремонта на работающей и остановленной турбине. Такие испытания проводятся по специальной программе, утверждаемой главным инженером электростанции.

У руководителя работ должен быть полный комплект технической документации по всему предстоящему объему работ: инструкции, схемы, чертежи, проекты организации работ, технологические процессы и графики, информационные письма. При проведении реконструкции в период ремонта руководитель обязан иметь полный комплект документации данной реконструкции.

При текущем ремонте САР и во время подготовки к нему выполняются следующие работы.

В период эксплуатации турбоагрегата:

- наружный осмотр узлов и их элементов с возможной проверкой их работы и технического состояния;
- устранение мелких неисправностей, замеченных при осмотрах (замена контрольно-измерительной аппаратуры, устранение течей масла, подтяжка сальниковых уплотнений, очистка масляных и водяных фильтров).

При выводе турбоагрегата в ремонт и на остановленном оборудовании:

- проверка и испытания элементов и узлов САР и защит с целью определения их технического состояния;
- проверка и испытания САР и защит в соответствии с [24], инструкциями завода-изготовителя и другими директивными материалами;
- осмотр, ревизия и ремонт элементов и узлов защитных устройств и регулирования, включая парораспределение;
- осмотр всех вращающихся элементов и механизмов и их ремонт с заменой изношенных деталей, установлением оптимальных зазоров, центровкой и т. п.;
- осмотр подшипников качения и скольжения, при необходимости замена изношенных;
- осмотр, чистка и ремонт фильтров;
- устранение неплотностей и других дефектов трубопроводов, фланцевых соединений, коробов и подвесок;
- осмотр и ремонт рычажных связей, шарниров и пружин;
- проверка плотности и устранение дефектов арматуры;
- ремонт или замена контрольно-измерительных приборов и аппаратуры;
- настройка САР и защит после ремонта.

При капитальном ремонте САР и во время подготовки к нему выполняются следующие типовые работы:

- ознакомление ремонтного персонала с технической документацией по ремонту, а также инструктаж персонала по методам и организации ремонта, по технике безопасности и противопожарным мероприятиям;
- подготовка технической документации для проведения ремонта — программ испытания оборудования, проектов организации работ, проектов модернизации оборудования и чертежей специальной ремонтной оснастки и приспособлений;
- необходимые испытания и проверка работы систем регулирования и защит перед остановкой турбоагрегата и в процессе ремонта;

— подготовка рабочих мест и ремонтных площадок с устройством временных помещений для хранения инструмента, приспособлений, материалов, запасных частей. *При ремонте турбин свыше 100 МВт бригаду по ремонту регулирования желательно оснастить отдельной мастерской-кладовой площадью 25...30 м² для хранения документации, специального инструмента и приспособлений, а также отдельных деталей и узлов. В непосредственной близости от турбины должны быть размещены несколько слесарных верстаков, также устанавливаются деревянные щиты для работы с золотниками, буксами и другими деталями, на которых недопустимы царапины, забоины и т. д. В непосредственной зоне работы бригады по ремонту САР должны быть установлены, сверлильный и заточной станки, также необходима разводка сжатого воздуха, газа, ацетилена, кислорода, напряжения для электросварочных работ и освещения. Необходимо иметь переносные лампы напряжением 12 В. Желательно иметь козловой поворотный кран грузоподъемностью 500—1000 кг.;*

- устройство лесов и подмостей для осмотра и ремонта отдельных узлов;
- разборка в необходимых местах обшивки и теплоизоляции;
- отключение оборудования и обеспечение всех необходимых противопожарных мероприятий и мероприятий по технике безопасности;
- полная разборка всех узлов систем регулирования и защитных устройств с очисткой разобранного оборудования и укладкой его на стеллажи, козлы или в специальные ящики;
- тщательный осмотр и техническая проверка всех деталей и узлов со всеми необходимыми измерениями и исследованиями их состояния с целью определения их пригодности к дальнейшей работе;
- контроль металла корпусов клапанов и крепежа их фланцевых соединений (по графику контроля);
- контроль сварных соединений;
- проверка технического состояния фланцевых соединений и крепежа трубопроводов систем регулирования и защит;
- техническое освидетельствование трубопроводов и сосудов по правилам Госгортехнадзора;
- ремонт и восстановление оборудования, заключающиеся в приведении всех узлов и деталей в соответствие с техническими нормами, требованиями чертежей, формуляров и других директивных материалов;
- замена изношенных узлов и деталей, не подлежащих восстановлению в результате значительных повреждений, или отработавших свой ресурс, или подлежащих ремонту только в заводских условиях;
- заполнение установленных формуляров по состоянию оборудования до и после ремонта или замены;
- сборка отремонтированного оборудования с предварительной очисткой, промывкой, продувкой и предъявлением заказчику; заливка рабочей жидкости и ее прокачка по специальной технологии;
- настройка САР по заводским данным на стоящей турбине;
- настройка и испытание защитных устройств на стоящей турбине и на холостом ходу;
- испытания и проверки САР и защит в соответствии с ПТЭ и руководящими указаниями;
- разборка лесов, подмостей, уборка оборудования, приспособлений и рабочих мест, установка обшивки, восстановление изоляции.

Во время капитального ремонта выполняются все мероприятия по повышению надежности оборудования и его экономичности в соответствии с требованиями завода-изготовителя и другими директивными материалами. Выполняются запланированные работы по модернизации оборудования.

При выполнении ремонтно-наладочных работ по САР и защит должны соблюдаться следующие основные прави-

ла и порядок производства работ [145... 147].

1. Ведется ремонтный журнал, в котором фиксируются сменные задания каждому звену, поименный состав звеньев, выполнение заданий, результаты всех измерений, испытаний и наладки, обработки деталей и тому подобное.
2. Выполнение работ по каждому узлу поручается определенному звену бригады и, как правило, не передается в процессе ремонта другим исполнителям.
3. Все операции по разборке, проверке, ремонту, замене деталей и узлов, сборке проводятся в соответствии с утвержденными технологическими процессами, требованиями чертежей, формуляров и тому подобное.
4. Перед разборкой каждого узла проводятся штатные или специальные испытания и проверки, выполняются необходимые замеры для занесения в формуляры.
5. В процессе разборки и ревизии узлов производятся обмеры деталей с целью определения степени их износа и пригодности к их дальнейшему использованию; проверяются маркировка и метки деталей, определяющие их взаимное расположение (при отсутствии меток перед разборкой узла их необходимо нанести).
6. Определение пригодности деталей к дальнейшей работе или их отбраковка производится в соответствии с требованиями и нормами завода-изготовителя.
7. Причины износа или повреждений деталей и узлов должны быть проанализированы и сообщены заводу-изготовителю для разработки мероприятий по повышению их надежности.
8. При замене деталей необходимо тщательно проверить соответствие их размеров, материалов и обработки требованиям чертежей и формуляров.
9. Изменение конструкций деталей и узлов, а также схем производится только по утвержденным проектам.
10. При разборке узлов образцы осадков и налетов, образующихся на поверхностях деталей, необходимо передать в химлабораторию для анализа.
11. Разобранные узлы и детали очищаются от грязи и предохраняются от повреждений во время ремонта и хранения; отверстия в корпусах, камерах и отсоединенных трубопроводах закрываются специальными заглушками (**применение тряпок и ветоши для этих целей недопустимо**); золотники, буксы штоки и другие ответственные детали хранятся на стеллажах или в специальных ящиках; мелкие детали и крепеж хранятся в специальных ящиках с указанием места их принадлежности.
12. При длительном хранении деталей необходимо произвести их консервацию: покрыть слоем солидола и обернуть бумагой.
13. При ремонте или замене деталей все размеры должны доводиться до чертежных. Отклонения от чертежа допускаются в исключительных случаях; любые отклонения должны быть согласованы с заводом-изготовителем и составлены специальные акты с указанием разрешенных размеров.
14. При выполнении работ, не указанных в технологическом процессе, порядок и способы их выполнения согласовываются с заводом-изготовителем.
15. Проверяются сварные швы и крепеж; дефектный крепеж отбраковывается и заменяется новым. Особенно внимательно проверяется крепеж в труднодоступных местах (внутренних полостях и на вращающихся деталях). Не допускается повторное применение деформированных стопорящих деталей.
16. Все основные операции с деталями и узлами по их ремонту, обработке или замене фиксируются в ремонтном журнале.
17. Все окончательные размеры заносятся в формуляры.
18. Перед контрольными обмерами и сборкой детали и узлы тщательно очищаются, промываются и продуваются сжатым воздухом; детали, работающие на масле, промываются керосином, протираются чистыми безворсовыми салфетками, а перед установкой на место смазываются чистым турбинным маслом. Детали, работающие в воде, промываются конденсатом, значительные загрязнения отмываются керосином с последующей промывкой деталей этиловым спиртом и вытираются насухо.
19. При сборке узлов детали устанавливаются в строгом соответствии с маркировкой и метками, которые были нанесены до разборки данного узла. Тщательно проверяется отсутствие в полостях корпусов и примыкающих трубопроводах посторонних предметов (тряпок, ветоши, старых прокладок и т. п.). Все детали устанавливаются в положения, соответствующие чертежам и формулярам.
20. При сборке узлов осуществляется поузловая приемка—сдача работ, в которой участвуют представители ремонтной организации и эксплуатации, с одновременным заполнением соответствующих формуляров.
21. На особо ответственные работы, связанные с ремонтом, заменой или модернизацией деталей и узлов, выходящие за рамки типовых объемов или технологических процессов, составляются специальные технические акты с указанием объемов и технологии выполненных работ.
22. Перед сборкой трубопроводы и емкости рабочих жидкостей проверяются и сдаются на чистоту внутренним поверхностям представителям эксплуатации.
23. После сборки узлов и трубопроводов систем регулирования и защит производится прокачка рабочей жидкости штатными насосами через отдельные контуры и всю систему по специальной технологии с целью промывки всей системы и удаления грязи.
24. На стоящей турбине при работающем пусковом насосе производится настройка системы регулирования в соответствии с заводскими формулярами или данными последних наладочных работ, согласованных с заводом-изготовителем. *В процессе наладки давление за пусковым насосом желательно установить равным давлению за главным масляным насосом, которое было зафиксировано перед выводом турбины в ремонт.*
25. Все данные, полученные при настройке системы регулирования и защит, заносятся в соответствующие формуляры и предъявляются представителям электростанции.
26. Корректировка установки и настройки элементов САР и защит производится при работе турбоагрегата на холостом ходу и под нагрузкой.

13.2. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТАЛИ

Детали и узлы систем регулирования в основном изготавливаются из легированных сталей.

В системах регулирования наиболее часто применяются следующие марки сталей [147...150]:

- хромистые 30X, 35X, 40X, 45X;
- малоуглеродистые;
- высокохромистые нержавеющие стали 10X13, 20X13, 30X13, 40X13;
- высокохромистые нержавеющие стали с добавками молибдена, ванадия и вольфрама ЭП291, ЭИ802, ЭИ756, ЭИ757;
- хромомолибденовая сталь 15XM, 20XM.

В системах регулирования, работающих на минеральном или синтетическом масле, для изготовления золотников и букс наиболее широко применяется сталь 38Х2МЮА или 40Х. Для упрочнения поверхностного слоя буксы и золотники азотируются; азотированные поверхности достигают твердости $HR_A = 60...70$, глубина азотированного слоя достигает 0,3...0,7 мм.

В системах регулирования, работающих на воде, для изготовления золотников и букс рекомендуются нержавеющие стали марок 30Х13 и 40Х13 с поверхностной твердостью после закалки $HRc = 45...50$.

ПРОКЛАДОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, НАБИВКИ, МАСТИКИ

Вопросу правильного выбора уплотняющих материалов следует уделять самое серьезное внимание, так как от этого зависит надежность работы оборудования.

К уплотняющим материалам относятся прокладки, набивки и мастики, которые применяются для уплотнения разъемов фланцевых соединений маслопроводов, разъемов корпусов регуляторов и других соединений.

В качестве прокладочных материалов в системах регулирования используются резина, листовой паронит, чертежная бумага (ватман), картон электротехнический, прессшпан [147...150].

Резина — достаточно эластичный и прочный материал. В системах регулирования используется только бензомаслостойкая резина в качестве уплотняющих прокладок колпачков указателей золотников.

Листовой паронит применяется как прокладочный материал для уплотнения водяных и паровых трубопроводов, работающих при давлении до 5 МПа и температуре до 450 °С.

Качество листового паронита проверяется загибом на 180° вокруг стержня диаметром 12 мм для паронита толщиной до 1,25 мм и диаметром 42 мм для паронита толщиной до 2,5 мм. При этой проверке паронит не должен растрескиваться и расслаиваться; паронит с изломами и трещинами для изготовления прокладок не пригоден.

Чертежная бумага используется для изготовления прокладок, которые ставят на разъемы узлов регулирования. Предварительно эти прокладки можно покрыть шеллачным или бакелитовым лаком.

Картон электротехнический применяют при изготовлении прокладок для фланцевых соединений маслопроводов. Для уплотнения фланцевых соединений водоводов картон не пригоден, так как обладает высокой влагопоглощаемостью.

Прессшпан — высококачественный картон, проклеенный канифолью и крахмалом, обладает большей, чем обычный картон, прочностью и служит хорошим прокладочным материалом для масел и нефтепродуктов.

Сальниковые набивки применяют для предотвращения просачивания пара, воды или масел через зазоры сальниковых уплотнений арматуры и насосов. Сальниковые набивки изготавливаются из льна, пеньки, хлопка, джута и асбеста. При ремонте применяют мягкие плетеные сухие и пропитанные асбестовые, хлопчатобумажные и пеньковые набивки.

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В современных САР применяются три вида рабочих жидкостей:

- минеральное масло;
- синтетическое масло;
- вода.

Минеральное масло — наиболее распространенная рабочая жидкость, при его использовании маслоснабжение системы регулирования и системы смазки турбоагрегата представляют собой единую систему.

В системах маслоснабжения в основном применяют турбинные масла следующих марок:

Тп-22С (ТУ 38.101821) — основное турбинное масло, используемое на ТЭС; оно содержит антиокислительную, антикоррозийную и деэмульгирующую присадки;

Тп-22Б (ТУ 38.401-58-48) содержит парную антиокислительную, антикоррозийную и деэмульгирующую присадки;

Тп-30 (ГОСТ 9972) содержит антиокислительную, антикоррозийную, противоизносную, антипенную и деэмульгирующую присадки.

Все вышеперечисленные масла имеют допуск к эксплуатации на электростанциях.

Огнестойкое синтетическое масло ОМТИ в качестве рабочей жидкости применяют в системах регулирования турбин мощностью 300 и 800 МВт производства ЛМЗ для снижения пожароопасности.

ОМТИ имеет температуру самовоспламенения 750 °С в отличие от минеральных масел, которые воспламеняются при температуре 350 °С.

Масло ОМТИ пришло на смену синтетическому маслу Иввиоль. ОМТИ считается менее токсичным, чем Иввиоль, однако при эксплуатации должен быть установлен строгий контроль за его утечками. При применении ОМТИ системы регулирования и смазки турбины являются независимыми.

Вода в качестве рабочей жидкости используется в системах регулирования турбин Т-250/300-240 ТМЗ, К-300-240 ХТЗ и К-500-240 ХТЗ. В этих турбинах, так же как и в турбинах 300 и 800 МВт ЛМЗ, системы регулирования и смазки являются независимыми. **Применение воды полностью решает проблемы пожаробезопасности.**

В турбинах ХТЗ применяется чистый конденсат, поэтому в процессе эксплуатации и ремонта системы регулирования не требуется соблюдения специальных мер безопасности, связанных с рабочей жидкостью.

В турбинах ТМЗ в качестве рабочей жидкости также применяется конденсат, который для предотвращения коррозии ингибируется нитритом натрия. При работе с нитритом натрия необходимо соблюдать меры предосторожности.

13.3. РЕМОНТ И НАЛАДКА ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

13.3.1. Структурная схема системы автоматического регулирования

Паровые турбины могут быть оснащены различными системами автоматического регулирования и защит, но так как построение этих систем диктуется основами теории автоматического регулирования, то практически во всех системах использованы одинаковые структурные схемы [10, 146, 147, 149].

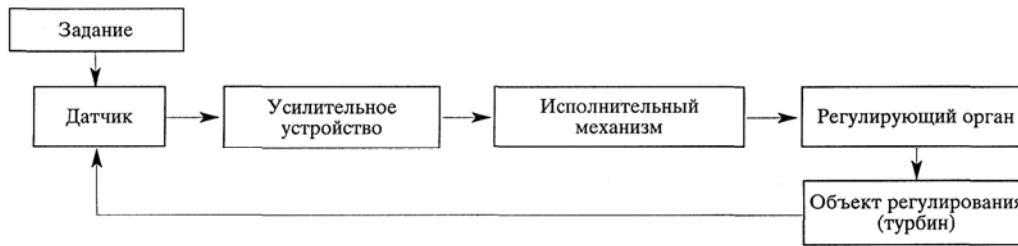


Рис. 13.1. Структурная схема системы автоматического регулирования

На рис. 13.1 приведена общая структурная схема САР.

Объект регулирования — это агрегат, в нашем случае турбина, в котором происходят процессы, подлежащие регулированию. Режим работы турбины характеризуется рядом параметров: частотой вращения ротора, давлением пара в каме-

рах отбора, температурой пара и тому подобное.

Датчик — это обязательное звено в любой САР, которое контролирует регулируемый параметр.

Задатчик служит для установки заданного уровня регулируемого параметра и сравнения его с текущим значением.

Усилительное устройство — это звено, предназначенное для усиления и преобразования выходной величины датчика с целью управления исполнительным механизмом. Для этой цели к усилительному устройству подводится дополнительная энергия (в гидравлических САР вспомогательной энергией является давление рабочей жидкости, подаваемой от насоса). Довольно часто в системах применяют несколько последовательных звеньев усиления.

Исполнительный механизм — сервомотор, который с помощью вспомогательной энергии по команде усилительного устройства совершает работу, перемещая регулирующий орган на заданную величину.

Регулирующий орган — устройство, с помощью которого осуществляется воздействие на регулируемый параметр. У паровых турбин такими регулирующими органами являются органы парораспределения — дроссельные, регулирующие клапаны и поворотные заслонки.

13.3.2. Общие требования к системам регулирования

Системы регулирования паровых турбин, согласно [24], должны удовлетворять следующим требованиям:

- устойчиво держать заданные электрическую и тепловую нагрузки;
- устойчиво удерживать турбину на холостом ходу при нормальной частоте вращения;
- обеспечивать при изменении нагрузки плавное перемещение регулирующих клапанов;
- при мгновенном сбросе номинальной нагрузки, соответствующей максимальному расходу пара, удерживать турбину на оборотах холостого хода, не допуская срабатывания автомата безопасности;
- степень неравномерности регулирования должна быть 4...5 %;
- степень нечувствительности должна быть не более 0,3 % для турбин от 50 МВт и выше и 0,5 % для турбин меньшей мощности (по современным международным нормам эта величина не должна превышать 0,04 % для турбин любой мощности);
- стопорные и регулирующие клапаны свежего пара и промперегрева должны быть плотными и при их закрытии, при номинальном давлении пара перед ними, пропуск пара не должен вызывать вращения ротора турбины, а для турбин с давлением пара 0,9 МПа и выше установившаяся частота вращения не должна превышать 50 % номинальной;
- автомат безопасности должен быть отрегулирован на срабатывание при повышении частоты вращения ротора турбины на 10...12% сверх номинальной или до значения, указанного заводом-изготовителем;
- проверка работы системы регулирования турбины мгновенным сбросом нагрузки с отключением генератора от сети должна производиться при приемке турбины в эксплуатацию после монтажа; после реконструкции, если были изменены статические и динамические характеристики системы; после капитального ремонта, если в процессе эксплуатации были выявлены существенные изменения характеристик;
- проверка всех элементов системы защиты от повышения частоты вращения увеличением частоты вращения производится после монтажа или капитального ремонта турбины, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки, после разборки автомата безопасности, разборки системы регулирования или ее отдельных узлов, длительного простоя турбины — более 30 суток, но не реже 1 раза в 4 месяца. Допускается проверка без увеличения частоты вращения после разборки системы регулирования или ее отдельных узлов и при плановых проверках, проводимых 1 раз в 4 месяца.

13.3.3. Некоторые правила приемки турбины в капитальный ремонт

Перед остановкой турбины в капитальный ремонт необходимо выполнить ряд проверок и измерений с целью определения качества работы САР. Проверки обычно проводятся по специальной программе, которая составляется совместно с эксплуатационным персоналом. По результатам проверки составляется перечень неисправностей и определяется объем работ, который необходимо выполнить в период ремонта. Для проверки работы САР турбину нагружают до номинальной мощности, затем при нормальных параметрах пара проверяют, принимает ли турбина полную нагрузку. После этого нагрузку плавно снижают до нуля, проверяя плавность изменения нагрузки во всем регулируемом диапазоне и фиксируя диапазоны, в которых происходит качание нагрузки.

Величину и диапазоны качаний нагрузки необходимо занести в журнал наблюдений. Также необходимо взять пробу масла из маслобака для определения его пригодности к дальнейшей эксплуатации.

Необходимо проверить работу автомата безопасности при повышении частоты вращения ротора, фиксируя при этом частоту, при которой сработал автомат безопасности, а также частоту обратного взведения бойков. Как указывалось раньше,

диапазон настройки автомата безопасности должен находиться на 10... 12 % выше номинальной частоты вращения. Проверяют работу автомата безопасности от ручного воздействия на кнопку отключения турбины.

Необходимо также выполнить проверку характеристик отдельных элементов систем регулирования и парораспределения.

Оценка настройки парораспределения и снятие его характеристик

Для турбин с регулируемыми отборами пара испытания проводят в два этапа:

- 1) на конденсационном режиме с полностью включенной регенерацией при номинальных параметрах свежего пара;
- 2) на режиме с включенными отборами пара.

На конденсационном режиме испытания проводятся при изменении нагрузки от 20 до 100 % для неблочных турбин и от 50 до 100 % для энергоблоков.

На режиме с включенными отборами пара изменение нагрузки осуществляется путем на-гружения регулируемых отборов, начиная от расхода пара, соответствующего положению сервомотора регулирующих клапанов части высокого давления при номинальной конденсационной мощности, и до максимального расхода пара на турбину. Для построения характеристик парораспределения необходимо зафиксировать режимы в начале и конце открытия каждого регулирующего клапана ЧВД и в двух-трех промежуточных точках. Затем строятся следующие зависимости.

1. Для построения статической характеристики регулирования определяется зависимость электрической нагрузки от положения сервомотора ЧВД (нагрузочная характеристика).

2. Для определения суммарной потери давления в стопорном и регулирующих клапанах строится зависимость давления за клапанами ЧВД и в камере регулирующей ступени от расхода пара на турбину. При полностью открытых регулирующих клапанах суммарная потеря давления не должна превышать значений, указанных заводом-изготовителем (обычно потери составляют 5 % давления пара перед стопорным клапаном). Повышенная потеря означает, что один (или несколько) из клапанов ЧВД полностью не открываются.

3. Для определения правильности настройки парораспределения строится зависимость — величина подъема штоков регулирующих клапанов от положения сервомотора ЧВД или от угла поворота кулачкового вала. *Желательно зафиксировать зазоры между кулаком и роликом у каждого полностью закрытого клапана.*

4. Строится зависимость расхода пара на турбину от положения сервомотора ЧВД. Эта зависимость должна быть с плавным непрерывным нарастанием и приближаться к линейной.

Снятие статической характеристики регулирования

Для построения статической характеристики необходимо иметь два графика:

- 1) зависимость хода сервомотора ЧВД от частоты вращения ротора турбины;
- 2) зависимость хода сервомотора ЧВД от электрической нагрузки (нагрузочная характеристика), которая описана выше.

Зависимость хода сервомотора ЧВД от частоты вращения снимается при работе турбины на холостом ходу и закрытой главной паровой задвижке. Зафиксировав обороты ротора и положение сервомотора ЧВД на холостом ходу, байпасом начинают уменьшать расход пара на турбину. По мере уменьшения расхода пара частота вращения ротора начнет уменьшаться, регулятор скорости будет открывать регулирующие клапаны ЧВД, пытаясь поддержать заданные обороты. После полного открытия клапанов частоту вращения изменяют в сторону повышения, открывая байпас.

Снятие зависимости хода сервомотора от частоты вращения без специальной аппаратуры — достаточно сложная операция, поэтому для снятия вышеперечисленных зависимостей желательно иметь специальную аппаратуру, типа КСК-4, ТКС-2М. При отсутствии такой аппаратуры замеры хода сервомотора и частоты вращения производят одновременно по звуковому сигналу через каждые 10 оборотов. Для замера оборотов ротора подключают лабораторный частотомер (для этого должно быть включено возбуждение генератора).

Определяя из этих двух графиков (рис. 13.2) значения частоты вращения ротора (n) и мощности турбины (N_3) при одинаковых положениях сервомотора, строят зависимость $N_3 = f(n)$, показанную на рис. 13.3.

Построив статическую характеристику регулирования, нетрудно подсчитать степень неравномерности регулирования.

Изменение частоты вращения в интервале от холостого хода до номинальной нагрузки называется **неравномерностью регулирования**:

$$\Delta n_{\text{макс}} = n_{\text{ном}} - n_{\text{х.х}}$$

Величина отношения неравномерности регулирования к номинальной частоте вращения, выраженная в процентах, называется **степенью неравномерности регулирования**:

$$\delta = \frac{\Delta n_{\text{макс}}}{n_{\text{ном}}} 100$$

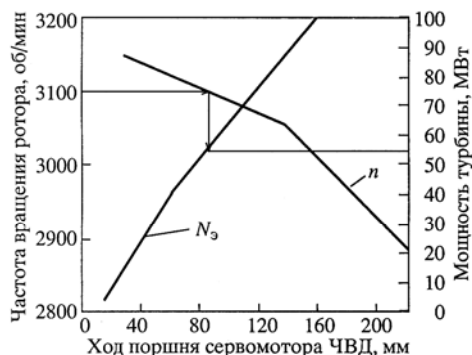


Рис. 13.2. Вспомогательный график для построения статической характеристики регулирования скорости

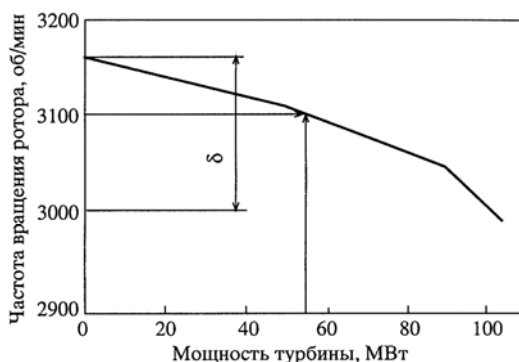


Рис. 13.3. Статическая характеристика регулирования скорости

Как уже указывалось выше, степень неравномерности, согласно требованиям [24], должна лежать в пределах 4,5...0,5 %.

Проверка пределов синхронизации САР

Эта проверка производится на холостом ходу турбины. Синхронизатор выводится в два крайних положения:

- 1) в сторону "прибавить", но не более 3250

об/мин.

2) в сторону "убавить", но не менее 2900 об/мин.

Диапазон действия синхронизатора регулятора скорости практически для всех типов турбин составляет 10 % от номинальной частоты вращения, т. е. 300 об/мин. При этом расположение упоров должно быть таким, чтобы изменение частоты вращения от номинального значения до нижнего предела составляло 3 %, т. е. при выведенном синхронизаторе регулирование поддерживало бы холостой ход с частотой вращения, равной 2910 об/мин. Такая настройка обеспечит достаточный ход синхронизатора для разгрузки турбины и для набора полной электрической нагрузки в условиях эксплуатационных и аварийных изменений частоты сети.

Проверка плотности стопорного и регулирующих клапанов

Стопорный и регулирующие клапаны являются единственными защитными органами турбины, которые при аварийных ситуациях должны прекратить подачу пара в турбину, поэтому их плотность всегда должна быть обеспечена.

ПТЭ устанавливает следующие критерии плотности:

- 1) при закрытом состоянии и номинальном давлении пара пропуск пара не должен вызывать вращения ротора турбины;
- 2) для турбин с давлением пара 0,9 МПа (90 кгс/см²) и выше установившаяся частота вращения ротора не должна превышать 50 % номинального значения.

Однако заводы-изготовители могут ужесточить эти критерии. В этом случае при проверке плотности клапанов необходимо руководствоваться требованиями завода.

Для оценки плотности стопорных и регулирующих клапанов рекомендуется определить эталонную, или так называемую "чистую", кривую выбега. Эта кривая обычно снимается после монтажа или реконструкции. Для снятия этой кривой турбина выводится на холостой ход при надежном закрытии запорной арматуры на главном трубопроводе, на трубопроводах регулируемых отборов, плотном закрытии обратных клапанов регенеративных и регулируемых отборов. При этом давление свежего и отработанного пара, давление пара в коллекторе подачи пара на уплотнения должно быть номинальным. Синхронизатором частота вращения ротора повышается до 3200...3250 об/мин, затем "выбиванием" автомата безопасности закрывают стопорный и регулирующие клапаны и байпас ГПЗ, линия обеспаривания трубопровода от ГПЗ к стопорному клапану открывается. Через каждые 100 об/мин замеряется время по секундомеру; за нулевой отсчет принимается момент, когда частота вращения ротора турбины составляла 3000 об/мин. Для турбин высокого давления принято считать стопорные и регулирующие клапаны плотными, если полученное время выбега с 3000 до 1500 об/мин не превышает соответственно 20 и 15 % времени, определенного при снятии эталонной кривой выбега.

Причинами отличия полученных кривых выбега от эталонных могут явиться дефекты посадочных поверхностей клапанов и седел (в основном имеют место "промывы"); дефекты разгрузочных клапанов (обычно перекосы или разрушения); зависание клапана (заклинивание штока клапана в буксе вследствие заноса солями); нарушение плотности посадки седел клапанов в клапанных коробках.

Если конструкцией турбины предусмотрено независимое закрытие стопорных и регулирующих клапанов, то проверка их плотности производится отдельно. В конструкциях, исключающих раздельное закрытие стопорных и регулирующих клапанов, производится проверка их совместной плотности. В этом случае плотность считается удовлетворительной, если обеспечивается останов турбины.

Проверка работы предохранительных клапанов регулируемых отборов

Проверка производится при нагрузке около 25 % от номинальной.

На конденсационном режиме переключателем режима отбора медленно закрывают регуливающую диафрагму, повышая давление в отборе до равного давлению срабатывания клапана. Если импульсный клапан не сработал, то производится его настройка путем изменения положения груза. На предохранительных клапанах прикрепляются таблички с указанием даты проверки и настройки срабатывания. Нижнюю границу уровня настройки клапана определяют исходя из того, что при сбросе тепловой нагрузки с полной до нуля САР должна удерживать давление в отборе, равное сумме давления до сброса и прироста давления, соответствующего неравномерности регулятора давления. При этом предохранительные клапаны не должны подпрыгивать. Верхняя граница определяется допустимым давлением для данной турбины и паропровода.

13.3.4. Ремонт датчиков-регуляторов скорости

В САР паровых турбин применяются два основных типа регуляторов скорости:

- центробежные;
- гидродинамические.

Центробежные регуляторы скорости также можно разделить на два типа:

- тихоходные грузовые (шарнирные);
- всережимные упругие (бесшарнирные).

13.3.4.1. Грузовые датчики-регуляторы скорости

Рассмотрим принцип работы регулятора скорости на классическом примере работы грузового регулятора, показанного на рис. 13.4.

Под действием центробежной силы грузы 1 расходятся от оси вращения. Через шарниры 5 и 6 движение грузов передается на шток 2, называемый "муфтой" регулятора. Шток при своем движении сжимает пружину 3, другой конец которой упирается в крышку корпуса 4. Корпус связан с валом турбины через редуктор. Изменение центробежной силы грузов уравнивается изменением сжатия пружины, а перемещение штока передается следующим звеньям САР. Величина предварительного сжатия пружины определяет момент вступления регулятора в работу — частоту вращения ротора турбины, при которой начинается перемещение муфты регулятора с нижнего упора. Чем сильнее предварительно сжата пружина, тем при более высокой частоте вращения ротора начнет перемещаться муфта.

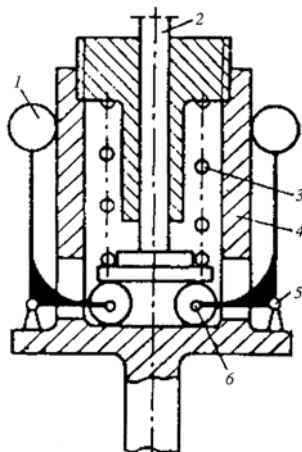


Рис. 13.4. Конструктивная схема грузового центробежного датчика скорости:
1 — грузы; 2 — шток; 3 — пружина; 4 — корпус; 5, 6 — шарнир

Характеристики центробежного регулятора скорости

Характеристикой регулятора скорости называется зависимость между частотой вращения турбины n и положением муфты регулятора x . Эта зависимость характеризуется линией, близкой к прямой (рис. 13.5); за нулевое положение муфты принимается ее положение на нижнем упоре.

Полной степенью неравномерности регулятора называется отношение изменения частоты вращения $n_1' - n_2'$ при перемещении муфты регулятора из одного крайнего положения в другое (от нижнего упора до верхнего), отнесенное к номинальной частоте вращения:

$$\delta'_p = \frac{n_1' - n_2'}{n_{\text{ном}}} 100$$

Полная степень неравномерности регулятора δ'_p должна быть всегда больше степени неравномерности регулирования турбины δ'_t , так как муфта регулятора обязательно должна иметь запас по ходу как в сторону закрытия, так и открытия регулирующих клапанов. Для изменения мощности турбины от холостого хода до номинальной требуется часть хода муфты регулятора, которая называется **рабочим ходом**. Рабочей степенью неравномерности регулятора является отношение изменения частоты вращения $n_1 - n_2$ при рабочем ходе муфты (который соответствует рабочему ходу поршня сервомотора) к номинальной частоте:

$$\delta_p = \frac{n_1 - n_2}{n_{\text{ном}}} 100$$

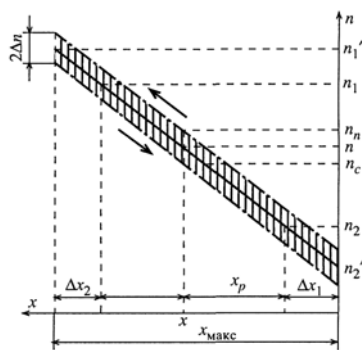


Рис. 13.5. Характеристика регулятора скорости

Из выражения видно, что рабочая степень неравномерности регулятора численно равна степени неравномерности регулирования турбины. Характеристики регулятора, полученные при понижении и повышении частоты вращения, не совпадают и на графике определяются двумя линиями. Зона, расположенная между этими линиями, называется **зоной нечувствительности регулятора**, обусловленная наличием трения в регуляторе, зазорами в шарнирах и других элементах. Эти факторы препятствуют перемещению муфты. При повышении частоты вращения муфта начнет перемещаться из положения x (рис. 13.5) только тогда, когда частота вращения n повысится до уровня n_n , т.е. увеличится на Δn ; наоборот, при снижении частоты вращения ротора муфта регулятора начнет перемещаться, когда частота вращения снизится на Δn до n_c . Заштрихованная область $2\Delta n$ определяет зону нечувствительности регулятора. Степенью нечувствительности регулятора называют отнесенную к номинальной частоте вращения удвоенную частоту вращения, на которую должна быть изменена частота вращения ротора турбины для того, чтобы вывести муфту регулятора из положения равновесия:

$$\xi_p = \frac{2\Delta n}{n_{\text{ном}}} 100.$$

Степень нечувствительности всей системы регулирования больше степени нечувствительности регулятора, так как в степень нечувствительности регулирования добавляются вредные сопротивления в рычажной системе и мертвый ход золотников, обусловленный наличием перекрыш. Для изменения частоты вращения ротора или мощности турбины при заданной частоте вращения имеются специальные задающие устройства, называемые механизмами управления. Механизмы управления воздействуют либо на основную или дополнительную пружины, либо на подвижную буксу. На рис. 13.6 приведена схема регулирования с дополнительной пружиной.

Сжатие дополнительной пружины 1 осуществляется маховиком управления 2, если с его помощью ослабить сжатие пружины 1, то грузы регулятора скорости 3 разойдутся, вследствие чего регулирующий клапан 4 прикроется. При сжатии пружины регулирующий клапан откроется. Изменение величины предварительного сжатия пружины регулятора влияет на момент вступления регулятора в работу, при этом характеристика регулятора смещается параллельно самой себе. В этих механизмах управления одно и то же положение муфты регулятора соответствует различным частотам вращения ротора.

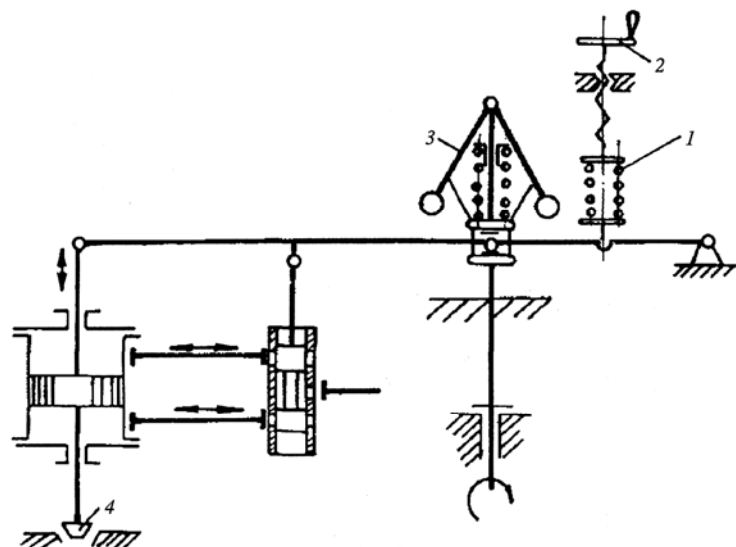


Рис. 13.6. Механизм управления с дополнительной пружиной:

1 — дополнительная пружина; 2 — маховик управления; 3 — регулятор скорости; 4 — регулирующий клапан

В механизмах управления с подвижной буксой 1 золотника 2 сервомотора 3 (рис. 13.7) можно перемещать регулирующий клапан 4 без непосредственного воздействия на муфту 5. С изменением открытия регулиющего клапана будет меняться частота вращения ротора, что в свою очередь приведет к изменению центробежной силы, действующей на грузы регулятора, вследствие чего переместится муфта. В этом случае каждому положению муфты соответствует одна определенная частота вращения ротора.

Для САР с пружинным механизмом управления ход регулятора суммируется из запаса в сторону закрытия не менее 10...25 % полного хода Δx_2 (см. рис. 13.5) и рабочего хода муфты x_p , необходимого на перемещение клапанов от холостого хода до полной нагрузки. Для САР с перемещением буксы ход регулятора суммируется из запаса в сторону закрытия 10...25 % полного хода и хода муфты от начала закрытия клапанов — примерно 2700 об/мин — до верхнего предела

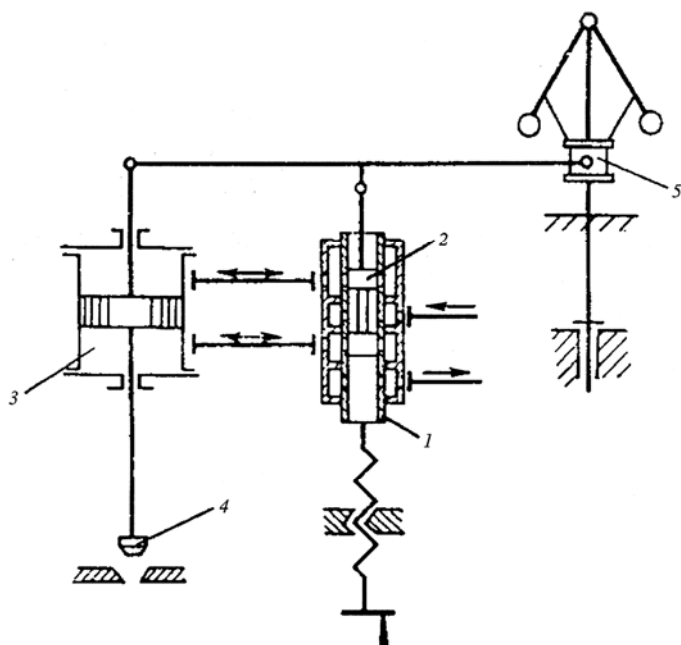


Рис. 13.7. Механизм управления с подвижной буксой золотника:
1 — подвижная букса; 2 — золотник; 3 — сервомотор; 4 — регулирующий клапан; 5 — муфта

пружин обычно снимают зависимость между усилием на пружину и ее деформацией. Для определения остаточных напряжений в пружине следует замерить ее свободную длину до испытаний, а затем сжать ее до соприкосновения витков и выдержать в таком состоянии в течение 24 часов. После освобождения пружины снова измерить ее длину. После ремонта регулятора скорости все детали регулятора должны свободно перемещаться от руки (до установки пружины). После сборки регулятор необходимо испытать на стенде.

13.3.4.2. Всережимные упругие бесшарнирные датчики-регуляторы скорости

Датчики этого типа получили широкое применение, так как обладают минимальной инерционностью и практически нулевым трением. Диапазон их работы находится в пределах от 300 до 3400 об/мин поэтому они называются всережимными. На рис. 13.8 в качестве примера такого датчика показана конструкция широко распространенного регулятора скорости РС-3000, применяемого на турбинах ЛМЗ.

Датчик крепится консольно на валике 7, который связан шлицевым соединением с ротором турбины (шлицевое соединение применяется для того, чтобы осевые перемещения ротора не передавались на регулятор). Грузы 7, 8 укреплены на гибкой стальной ленте 5, которая крепится к корпусу 2 пластинками 10 и болтами 9. Пружина 4, укрепленная средней частью в кронштейне 3, стягивает грузы 7, 8. На выпуклой части ленты по оси валика крепится отбойная пластина (муфта) 6, регулирующая слив рабочей жидкости из сопла 11 следящего золотника. При повышении частоты вращения ротора грузы под воздействием центробежной силы растягивают пружину и деформируют гибкую ленту. В результате пластина 6 отходит от сопла 11, увеличивая зазор a , который восстанавливается за счет перемещения следящего золотника. При перемещении золотник своими регулирующими кромками перекрывает соответствующие окна, меняя сливы через них, тем самым передавая команду в последующие звенья. При достижении верхнего диапазона работы регулятора пластина 6 ложится на упор в. Ход пластины должен быть $13 \pm 0,5$ мм.

Обычно в процессе эксплуатации у таких регуляторов изнашивается отбойная пластина. Разрушение ленты бывает достаточно редко.

При обнаружении износа отбойной пластины ее необходимо заменить. Замену можно производить в условиях станции. Замена ленты должна производиться специализированными ремонтными предприятиями. После замены ленты обязательно производятся настройка и снятие характеристики регулятора на испытательном стенде.

13.3.4.3. Гидродинамические датчики

Гидродинамические датчики широко применяются в системах регулирования турбин ТМЗ, КТЗ, ХТЗ. Они представляют собой центробежные импульсные насосы. Если такой насос служит только измерителем скорости, то его называют **импеллером**. Давление на напоре импеллера изменяется пропорционально квадрату скорости, затем это изменение давления воспринимается специальными приемщиками импульса. На турбинах производства ТМЗ таким приемщиком является мембранно-ленточный датчик.

Преимущество таких регуляторов заключается в том, что они не имеют трущихся частей, нечувствительны к осевым смещениям ротора, не требуют применения редуктора. Однако применение таких регуляторов требует дополнительной затраты мощности.

Единственным недостатком импеллера является возможная пульсация давления на выходе. Для снижения пульсации давления за импеллером его колесо на турбинах ТМЗ выполнено в виде диска с радиальными сверлениями. Такая форма каналов уменьшает возможность образования завихрений в потоке и, следовательно, пульсаций давления. Для большей стабильности давления во всасывающей камере импеллера масло к ней подводится из линии смазки и давление поддерживается равным $0,01 \dots 0,02$ МПа за счет установки дроссельных шайб на ее входе и выходе.

При ремонте импульсных насосов необходимо уделить особое внимание состоянию уплотнений, так как при увеличении

управления — 3210 об/мин.

При любой конструкции механизма управления регулятор скорости должен начинать прикрывать регулирующие клапаны при частоте вращения ротора 2700 об/мин, а нижний предел синхронизации должен быть в пределах 2850...2910 об/мин. При помощи механизма управления частота вращения ротора должна плавно изменяться до верхнего предела регулирования 3210 об/мин.

Грузовые центробежные регуляторы не применяются на современных турбинах, так как имеют много недостатков.

Основными недостатками являются:

- большая инерционность из-за значительной массы грузов;
- высокая нечувствительность, так как в шарнирах, нагруженных достаточно большими силами, возникают довольно значительные силы трения;
- редукторное соединение регулятора с валом турбины, которое также снижает надежность работы.

В процессе эксплуатации у грузовых регуляторов в основном изнашиваются шарнирные соединения, подвижные штоки и их направляющие. Кроме того, может появиться остаточная деформация пружин, что **недопустимо**. В процессе ремонта при обнаружении остаточной деформации пружины необходимо заменить на новые. При установке новых пружин

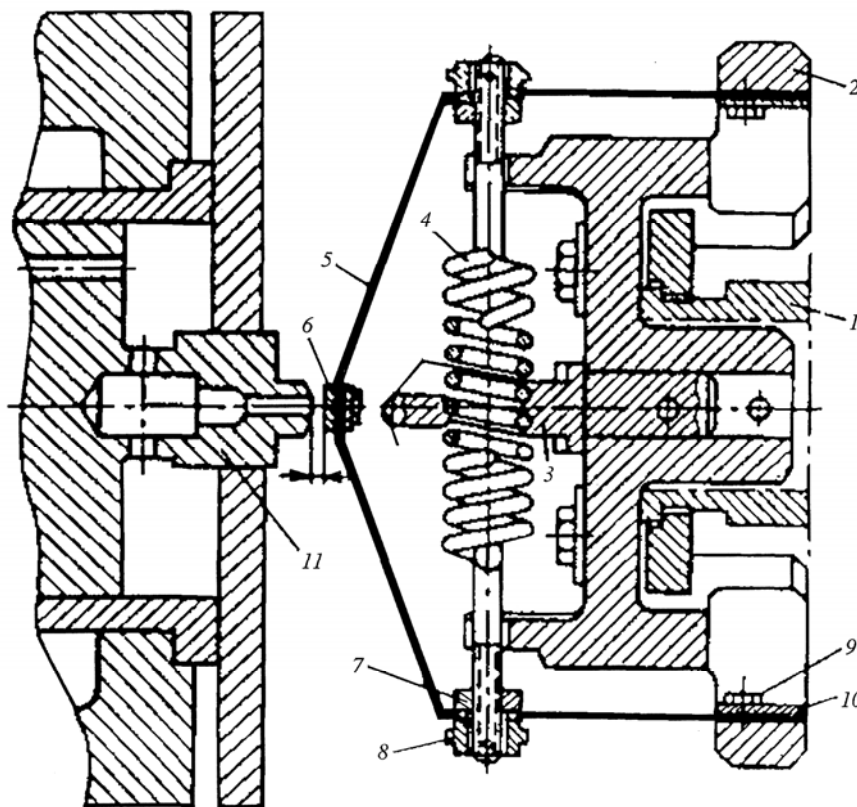


Рис. 13.8. Регулятор скорости ЛМЗ типа РС-3000:

1 — валик; 2 — корпус; 3 — кронштейн; 4 — пружина; 5 — лента; 6 — отбойная пластина; 7, 8 — грузы; 9 — болты; 10 — пластины; 11 — сопло

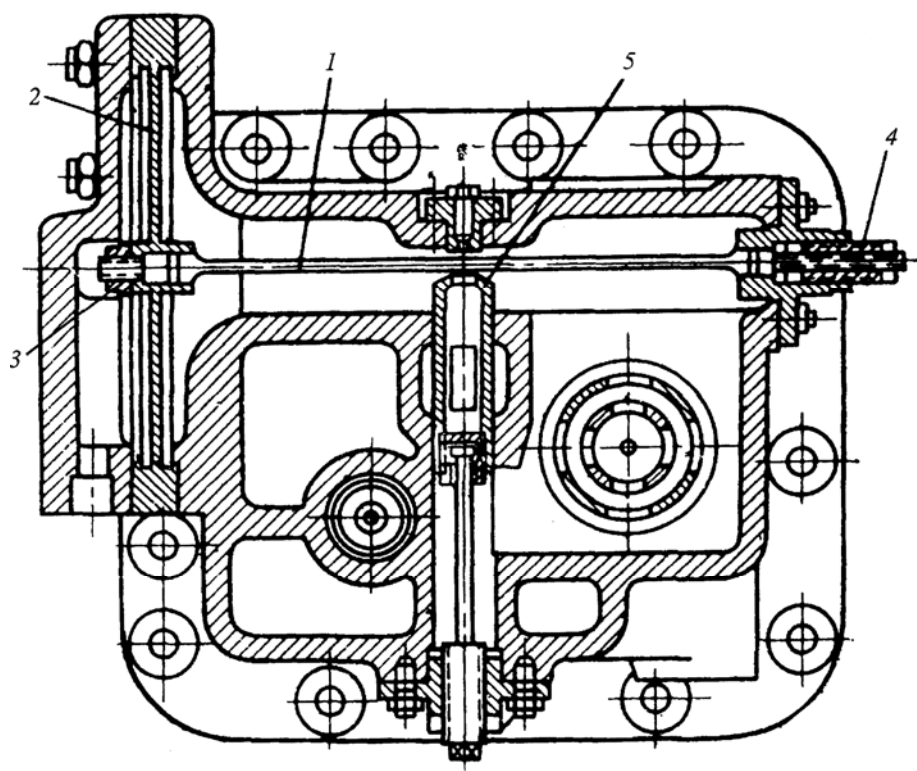


Рис. 13.9. Мембранно-ленточный датчик турбины Т-100/120-130 ТМЗ:

1 — лента; 2 — мембрана; 3 — колпачковая гайка; 4 — натяжной винт; 5 — сопло

зазора снижается давление, создаваемое импеллером, что в свою очередь приводит к повышенной пульсации на напоре и всей системы в целом.

Основными повреждениями являются износ баббитовой заливки уплотнительных колец и механический износ их посадочных поверхностей.

При ремонте внутренние поверхности уплотнительных колец перезаливаются и растачиваются под нужный размер. При ревизии насосов следует также обратить внимание на состояние отверстий для выпуска воздуха из верхних точек напорных камер.

Мембранно-ленточные датчики. Как уже говорилось выше, такие датчики нашли широкое применение в качестве приемщика импульсов в гидродинамических системах регулирования скорости.

На рис. 13.9 представлен мембранно-ленточный датчик турбины Т-100-130ТМЗ. Эти датчики очень надежны в эксплуатации, так как не имеют трущихся и вращающихся частей, очень просты в настройке и стабильны в работе. Во многих случаях не требуется производить их настройку во время ремонта.

В мембранно-ленточных системах используется свойство гибкой ленты 1 терять устойчивость при увеличении продольной нагрузки выше так называемой критической силы. При потере устойчивости средняя часть ленты искривляется в поперечном направлении. Поперечное перемещение ленты в 7...10 раз больше вертикальных перемещений мембраны 2, которая с помощью колпачковой гайки 3 жестко соединена с одним концом ленты. Сама мембрана устанавливается в корпусе и накрывается крышкой, в которой имеется отверстие для подвода импульсного масла от импеллера. Второй конец ленты закрепляется в корпусе при помощи натяжного винта 4, имеющего наружную и внутреннюю резьбы. Во внутреннюю резьбу вворачивается хвостовик ленты, наружная резьба вворачивается в корпус. Шаг наружной резьбы на 0,25 мм больше шага внутренней резьбы, поэтому за один оборот винта хвостовик ленты проходит 0,25 мм. При вращении натяжного винта по часовой стрелке лента перемещается в сторону мембраны, за счет этого создается предварительное сжатие ленты до критического состояния. При изменении давления на мембрану лента изгибается,

вследствие чего изменяется зазор между лентой и соплом 5, которое устанавливается перпендикулярно ленте в средней ее части. К соплу через тангенциальные окна золотника промежуточного усиления подводится напорное масло. Изменение слива из сопла ведет к изменению давления в камере золотника, вследствие чего золотник перемещается.

Ремонт мембранно-ленточных датчиков. Как уже говорилось выше, мембранно-ленточные датчики очень надежны, однако в процессе эксплуатации на ленте или мембране могут появиться трещины. В редких случаях наблюдается остаточная деформация ленты. Дефектные ленты и мембраны необходимо заменить на новые. При замене мембраны необходимо

проверить параллельность полотна ленты и торца сопла (непараллельность не должна превышать 0,1 мм). При замене ленты проверку параллельности можно не производить. Посадка направляющих ленты в мембране и корпусе должна строго соответствовать требованиям чертежа.

Сборка мембранно-ленточной системы производится в следующем порядке:

- вставить ленту в мембрану и затянуть колпачковую гайку, пока плоский торец ленты не упрется в мембрану;
- отвернуть колпачковую гайку на 3 мм и легкими ударами сдвинуть ленту в обратную сторону до упора гайки в мембрану;
- навернуть натяжной винт на хвостовик ленты и далее в корпус (перед завинчиванием винта желательно установить в специальное отверстие индикатор часового типа для проверки прогиба ленты и соплом дать прогиб ленты 0,03...0,05 мм);
- при завинчивании винта в корпус лента начнет перемещаться в сторону мембраны до упора в нее (при этом зазор между колпачковой гайкой и мембраной начнет увеличиваться), момент упора ленты в мембрану фиксируется индикатором и зазором между колпачковой гайкой и мембраной, зазор должен быть снова 3 мм;
- затянуть колпачковую гайку до упора (между гайкой и мембраной должна быть установлена прокладка из отожженной красной меди);
- натяжным винтом установить необходимое сжатие ленты и застопорить контргайки.

После сборки мембранно-ленточной системы необходимо провести ее тарировку, которая заключается в снятии зависимости прогиба ленты от давления на мембрану без подачи масла на сопло. Если эта зависимость прямолинейна и разница между прямым и обратным ходом не превышает 0,01...0,02 мм, то система допускается для дальнейшей наладки.

13.3.5. Ремонт автоматов безопасности

Автомат безопасности, устанавливаемый на турбине, служит для ее защиты от чрезмерного повышения частоты вращения ротора. Как уже говорилось, автомат безопасности, согласно ПТЭ, настраивается на срабатывание при НО... 112 % номинальной частоты вращения или на величину, указанную заводом-изготовителем. Широко распространены астатические центробежные регуляторы двух типов:

- бойковый;
- кольцевой.

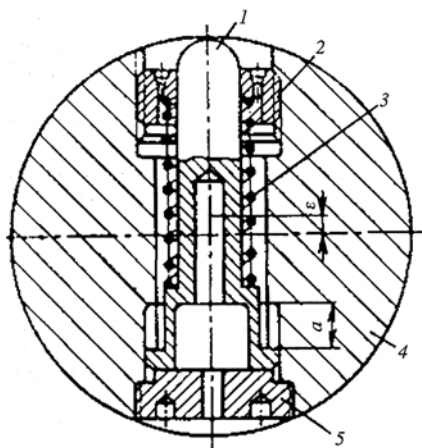


Рис. 13.10. Автомат безопасности бойкового типа:

1 — боек; 2 — втулка; 3 — пружина; 4 — вал; 5 — гайка

На рис. 13.10 изображен автомат безопасности бойкового типа. Боек 1 выполнен так, что его центр тяжести смещен относительно оси вала турбины 4 на величину e . При вращении вала турбины на боек действует центробежная сила, стремящаяся сместить его через направляющее отверстие во втулке 2. До определенной частоты вращения боек удерживается на упоре в гайку 5 пружины 3. Когда частота вращения достигнет величины настройки автомата, центробежная сила бойка оказывается больше предварительного сжатия пружины, задаваемого втулкой 2, боек астатически смещается от упора на величину a и своим концом ударяет по рычагам исполнительного механизма, называемого золотниками автомата безопасности. ЗАБы в свою очередь производят быстрое закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины.

Центробежная сила, действующая на движущиеся части автомата безопасности, прямо пропорциональна их массе. Для увеличения этой силы применяют автоматы безопасности кольцевого типа. На рис. 13.11 показан автомат такого типа, который устанавливается на всех современных турбинах производства АО ТМЗ, за исключением турбины Т-250/300-240. Автомат безопасности жестко крепится к переднему концу вала насосной группы и имеет два кольцевых бойка — передний 1 и задний 2. Бойки через клинки воздействуют на ЗАБ. Кроме того, что бойки кольцевого типа обладают большей силой удара по сравнению с бойковым автоматом безопасности, кольцевой боек в состоянии переместить клинки и ЗАБ даже в случае повышенных сил сопротивления. Происходит это потому, что точка удара кольца по клинку смещена от линии его перемещения на довольно большой угол и передающаяся на пружину через рычаг и боек часть силы сопротивления настолько мала, что не в состоянии сжать пружину и вернуть боек в исходное положение. Кольцевой боек позволяет также достаточно просто производить операции с подводом к нему масла. Автомат безопасности выполнен с неподвижным стержнем 4, вдоль которого при срабатывании перемещается кольцо 1, преодолевая силу натяжения пружины 3. Кольцо направляется натяжной гайкой 5 и втулкой 6, запрессованной в кольцо. Изменением натяжения пружины при помощи натяжной гайки 5 производится настройка автомата безопасности.

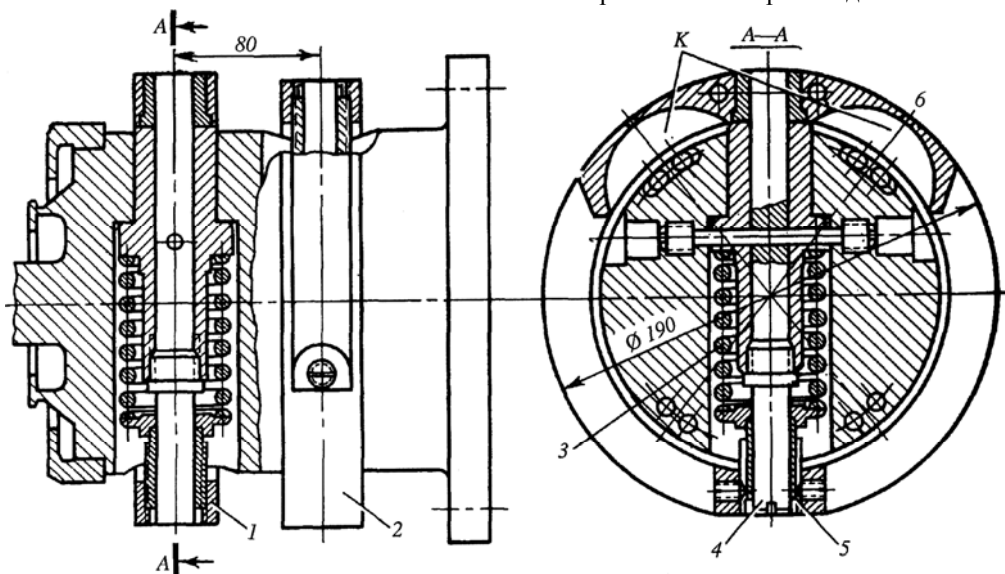


Рис. 13.11. Автомат безопасности с бойками кольцевого типа:

1 — передний боек; 2 — задний боек; 3 — пружина; 4 — неподвижный стержень; 5 — натяжная гайка; 6 — втулка

Для исключения электроконтактной эрозии втулок и стержней в настоящее время втулки и натяжные гайки выполняют с фторопластовыми вставками. В теле кольца с более тяжелой стороны симметрично относительно оси перемещения выполнены две камеры k , которые при операциях "расхаживание" и "опробование" бойка заполняются маслом. Масло к камерам подводится по каналам, идущим от кольцевых выточек. К каждому из бойков масло через сопла подводится независимо, кроме автоматов безопасности турбин ПТ-25-90/10 ТМЗ и Т-25-90ТМЗ, в которых имеется только одна кольцевая выточка и масло подводится через одно сопло сразу к обоим бойкам. В каждой камере имеется радиальное отверстие диаметром 1,5 мм для слива масла, когда его подача из сопел прекращается.

Ремонт автомата безопасности

При разборке автомата безопасности необходимо измерить величину утопания натяжной гайки в кольцо и промаркировать ее расположение относительно кольца, проверить чистоту сливных отверстий в камерах и чистоту поверхностей самих камер. Засорение сливных отверстий приводит к отказу возврата бойка после испытания его наливом масла. Кольцо без пружины должно свободно перемещаться вдоль стержня под собственным весом при любом положении гайки, ход кольца при этом должен быть равен 4,0 мм для всех турбин, кроме Т-250/300-240МЗ (6,0 мм), ПТ-25-90/10ТМЗ и Т-25-90 ТМЗ (6,5 мм).

Основные неисправности в автоматах безопасности — это износ направляющих втулок и поломка или остаточная деформация в пружинах.

При ремонте эти дефектные детали подлежат замене. Особое внимание необходимо уделить проверке новых пружин. Геометрические размеры пружин должны строго соответствовать чертежным, перпендикулярность и непараллельность образующей к опорной поверхности должны быть не более 0,5 мм на 100 мм длины. Перед установкой пружину необходимо сжать до соприкосновения витков и выдержать в таком состоянии в течение суток. Торцы пружины должны быть плоскими.

После сборки автомата безопасности (особенно в случае замены деталей) его необходимо настроить на испытательном стенде.

Затем автомат безопасности необходимо испытать после установки его на турбину. С каждым бойком можно производить три контрольных операции:

- опробование разгоном ротора;
- опробование подачи масла;
- расхаживание подачи масла.

Во время этих операций один из бойков и золотник ЗАБ находятся в рабочем состоянии, при этом они в случае необходимости могут отключить турбину, кроме турбин ПТ-25-90/10МЗ и Т-25-90ТМЗ, на которых во время проведения этих операций защита отключена.

Опробование повышением частоты вращения ротора — основная проверка защиты от разгона. Как отмечалось выше, бойки должны срабатывать при частоте вращения ротора 3300...3360 об/мин. Момент срабатывания бойков настраивают путем изменения натяжения пружин при помощи натяжной гайки. Поворот натяжной гайки на 30° изменяет настройку примерно на 30 об/мин.

Операцию "расхаживание подачи масла" периодически проводят на турбине, работающей под нагрузкой, для исключения продолжительной относительной неподвижности бойков и ЗАБ. После прекращения подачи масла к бойку необходимо убедиться, что боек возвратился на место при той же частоте вращения.

При операции "опробование подачи масла" на холостом ходу устанавливают частоту вращения ротора около 2950 об/мин (до подачи масла на боек). Срабатывание автомата безопасности на этой частоте после подачи масла свидетельствует о том, что бойки имеют запас в настройке, обеспечивающий проведение расхаживания на работающей турбине даже при некотором отклонении частоты электрического тока в сети.

13.4. РЕМОНТ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

В турбостроении используются два способа подачи пара в турбину — дроссельное и сопловое парораспределение.

Дроссельное парораспределение.

При дроссельном парораспределении пар через клапан подводится одновременно ко всем лопаткам направляющего аппарата регулирующей ступени. Такой вид парораспределения предпочтителен с вибрационной точки зрения для лопаточного аппарата, так как лопатки равномерно нагружаются и прогреваются. Дроссельное парораспределение эффективнее использовать на турбинах, работающих с номинальной нагрузкой. На нагрузках ниже номинальной КПД турбины резко снижается из-за потерь на дросселирование пара. Поэтому такое парораспределение не применяют для турбин, работающих на переменных нагрузках.

Сопловое парораспределение

На турбинах с сопловым парораспределением (парциальным подводом пара) камера направляющего аппарата регулирующей ступени разделена на четыре сегмента: две камеры в нижней половине и две камеры в верхней. К каждому сегменту подводится пар через свой регулирующий клапан. Пример соплового парораспределения показан на рис. 13.12.

На турбинах мощностью свыше 200 МВт пар подается в сегмент через несколько регулирующих клапанов в зависимости от мощности (например, К-500-240 имеет восемь регулирующих клапанов, по два клапана на каждый сегмент).

Такой вид парораспределения экономичен на переменных режимах. На номинальных режимах экономичность снижается.

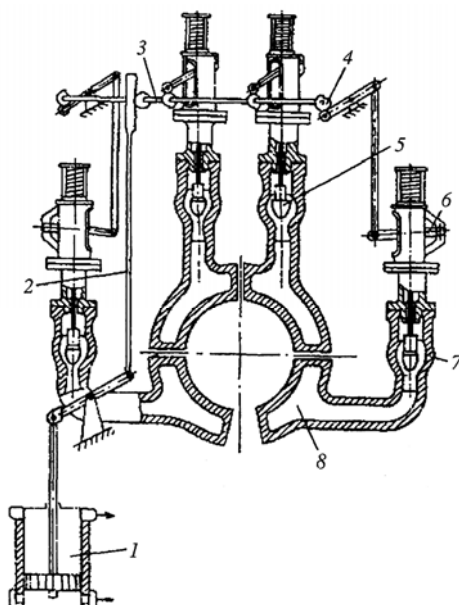


Рис. 13.12. Сопловое парораспределение:

1 — сервомотор; 2 — тяга; 3 — кулачковый вал; 4 — кулачок; 5 — клапан; 6 — привод штока клапана; 7 — паровая коробка; 8 — сопловая коробка

13.4.1. Ремонт кулачкового распределительного механизма

Кулачковый распределительный механизм предназначен для привода регулирующих клапанов. Он обеспечивает строгую зависимость величины и последовательности открытия регулирующих клапанов от положения главного сервомотора.

Кулачковый распределительный механизм состоит из двух полуvalов, соединенных полугибкой муфтой. Кулачковый вал установлен на раму посредством шести двухрядных сферических роликовых подшипников № 3518 (№ 3520). Рама крепится к двум зубьям, отлитым на паровых коробках верхних регулирующих клапанов.

Вращение кулачковому валу передается от главного сервомотора. Поступательное движение поршня сервомотора преобразуется во вращательное с помощью зубчатого сектора (зубчатой рейки на турбинах ЛМЗ) и шестерни, расположенной непосредственно на кулачковом валу.

Основные дефекты кулачковых распределительных механизмов:

- износ профиля кулачков;
- износ зубчатой пары;
- заклинивание кулачкового вала.

При проведении капитальных ремонтов турбин кулачковые распределительные механизмы подлежат ревизии с полной их разборкой. Разборка и ремонт производится в специально отведенном месте. Для этого кулачковый распределительный механизм снимается с крышки цилиндра высокого давления в следующей последовательности:

- 1) снимают колонки регулирующих клапанов;
- 2) отсоединяют зубчатый сектор или рейку;
- 3) выворачивают два болта крепления рамы зубьям;
- 4) вынимают продольный и поперечный штифты.

Перед разборкой кулачковых распределительных механизмов необходимо убедиться в наличии маркировки на деталях. Если маркировка отсутствует, то ее необходимо нанести для того, чтобы при сборке не перепутать детали местами (кулачки, рубашки).

Износ профиля кулачков чаще всего происходит из-за неспособности роликов вращаться в рычагах регулирующих клапанов. В этом случае ролики начинают скользить по профилю кулачков, в результате чего образуется выработка на кулачках и роликах; при этом нарушается характеристика парораспределения.

Изношенные кулачки необходимо заменить новыми или реставрировать. Реставрация кулачков выполняется фрезерованием по шаблону, изготовленному из листовой стали толщиной 0,5...1 мм на основании чертежа. Изношенная часть кулачка наплавляется с припуском на механическую обработку. **Следует обратить внимание на расположение шпоночного паза в ступице кулачка, отклонение которого относительно профиля кулачка смещает характеристику открытия клапана.**

Износ зубчатой пары определяют до снятия кулачкового распределительного механизма с корпуса цилиндра. Зазоры между зубьями шестерни распределительного вала и сектора (рейки) замеряют свинцовыми оттисками.

Увеличение зазоров между зубьями влечет за собой увеличение степени нечувствительности системы регулирования. Опыт эксплуатации турбин показывает, что обычно происходит износ тех зубьев, которые работают в зоне номинальных нагрузок, или нагрузок, при которых наиболее длительно эксплуатируется турбина.

Допустимый зазор между зубьями составляет 0,3...0,5 мм. Фактический зазор при длительной эксплуатации доходит до 2 мм и более. Такие зубчатые пары подлежат замене. В некоторых случаях удается сохранить работоспособность зубчатых пар переворачиванием шестерни на 180°, при этом делается новый шпоночный паз на шестерне.

Распространенной причиной затрудненного вращения распределительного вала является заклинивание опорных подшипников вследствие выгорания смазки и попадания пыли, а иногда и их разрушение. Опорные подшипники распределительного вала работают в зоне повышенной температуры 280...300 °С (разброс температуры зависит от наличия обшивки ЦВД).

Жидкие и консистентные смазки при этой температуре выгорают, коксуются, что еще в большей степени затрудняет вращение подшипников. Смазку опорных подшипников можно делать серебристым графитом. Для этого подшипник обезжиривают и тщательно натирают сухим серебристым графитом до появления на телах качения и обоямах тонкого слоя графита. Перед установкой подшипника на место его необходимо продуть сжатым воздухом для того, чтобы удалить из полости подшипника остаток крупных частиц графита.

Можно также выполнять смазку подшипников дисульфитмолибденом, для чего порошок данного вещества разводят в глицерине, тщательно перемешивая (100 г глицерина, 30...35 г порошка). Обезжиренный от консервации подшипник погружается в этот раствор (для лучшего обволакивания подшипник желательно поворачивать в нем). После этого подшипник необходимо извлечь из раствора и дать некоторое время для стекания лишнего его количества раствора (подшипник находится в горизонтальном положении). На поверхности подшипника создается тонкая пленка дисульфитмолибдена.

13.4.2. Ремонт регулирующих клапанов

Регулирующие клапаны являются органами парораспределения паровых турбин. Для обеспечения надежной, безопасной и экономичной работы турбины регулирующие клапаны должны удовлетворять следующим требованиям:

1. Клапаны должны обеспечивать строгую зависимость между открытием и расходом.
2. При полностью открытых клапанах их сопротивление должно быть минимальным.
3. Перестановочное усилие (необходимое для открытия) должно быть минимальным.
4. Во время работы клапанов не должно быть пульсаций и заеданий.
5. Клапаны должны обладать хорошей плотностью.

В турбостроении существует три вида регулирующих клапанов: двухседельные, односедельные без разгрузки, односедельные с разгрузкой.

Двухседельные клапаны, конструкция которых представлена на рис. 13.13, имеют ряд существенных недостатков. Они обладают плохой расходной характеристикой, недостаточной плотностью, затрудненным ремонтом и сложностью изготовления. Достоинство этих клапанов в том, что они не требуют больших перестановочных усилий. *На турбинах высокого давления пара двухседельные клапаны не применяются.*

Односедельный регулирующий клапан без разгрузки с приводом показан на рис. 13.14.

Корпус клапана 4 и крышка 7 отливается из жаропрочной стали с последующей механической обработкой. Для достижения соосности клапана 2 с седлом 1 механическая обработка корпуса (посадочное место под седло и разъем) и крышки (посадочное место под буксу, разъем и верхний фланец крышки) делается на одной установке.

На верхний фланец крышки устанавливается чугунная колонка 15, в которой перемещается чугунная рамка 16, соединенная с паровым штоком 6. Шток соединяется с рамкой через сферические прижимные кольца с тепловым зазором 0,02...0,05 мм.

Рамка в колонке перемещается по двум шпонкам, которые удерживают ее от вращения в колонке.

Клапан открывается следующим образом: поступательное движение поршня сервомотора преобразуется во вращательное движение кулачкового вала. Кулачок 10 через ролик 13, рычаг 14 и скалку 21 поднимает рамку и шток с клапаном, сжимая пружины 17, установленные в верху рамки.

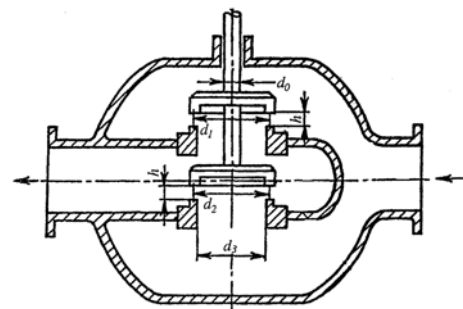


Рис. 13.13. Конструктивная схема двухседельного клапана

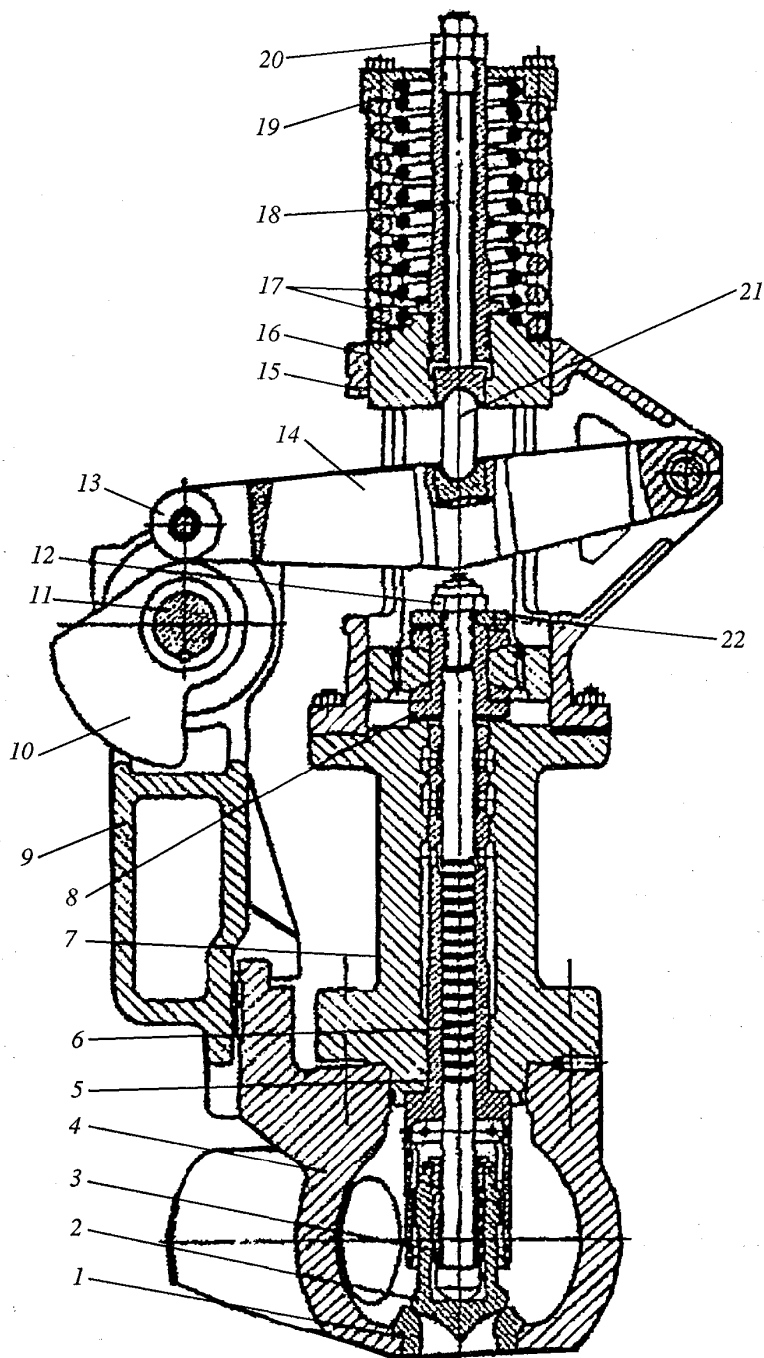


Рис. 13.14. Общий вид односедельного регулирующего клапана без разгрузки:

1 — седло; 2 — клапан; 3 — гайка клапана; 4 — корпус клапана (паровая пробка); 5 — букса; 6 — шток; 7 — крышка клапана; 8 — втулка; 9 — кулачковая рама; 10 — кулачок; 11 — кулачковый вал; 12 — контргайка; 13 — ролик; 14 — рычаг; 15 — колонка; 16 — рамка; 17 — пружины; 18 — регулировочный винт; 19 — крышка; 20 — гайка; 21 — скалка; 22 — шайба

Закрытие клапана происходит за счет сжатых пружин при повороте кулачка в обратную сторону.

Для турбин большей мощности требуются регулирующие с клапаны увеличенными диаметрами, что приводит к возрастанию нагрузки на шток и использованию более мощного сервомотора. С целью снижения нагрузки на штоки регулирующих клапанов с большими диаметрами применяются односедельные клапаны с разгрузкой.

Односедельный регулирующий клапан с разгрузкой показан на рис. 13.15. Конструктивное отличие клапана состоит в том, что в основном клапане 5 имеется дополнительный клапан с меньшим диаметром 8. Этот клапан называется разгрузочным. Разгрузочный клапан открывается в первую очередь. При открытии его на полный ход уменьшается перепад давления на основном клапане. Дальнейший подъем штока вызовет открытие основного клапана также с меньшим усилием сервомотора на шток.

Ремонт корпуса и крышки регулирующих клапанов высокого давления

Корпусы и крышки регулирующих клапанов проверяются на наличие трещин магнитно-порошковой дефектоскопией. Для этого радиусные поверхности корпуса и крышки очищаются от остатков тепловой изоляции и окалины механическим способом: электро- или пневмоинструментом, стальными щетками. Для лучшего визуального контроля очищенные поверхности окрашиваются тонким слоем алюминиевой пудры. После этого делается МПД.

Выборку небольших трещин производят отрезными абразивными дисками. Большие трещины выбирают электродуговой строжкой.

Места выборок трещин заправляются электродами ЭА-395/9 по специальной технологии с последующей термообработкой.

В корпусах регулирующих клапанов установлены седла. Седла устанавливаются с натягом до 0,001 посадочного диаметра и привариваются к корпусу в четырех диаметрально противоположных местах швом длиной 40...50 мм. На некоторых типах турбин посадка седел делается с натягом и с установкой радиальных штифтов. Наиболее часто встречающиеся дефекты седел — это ослабление посадки и потеря плотности из-за промыва.

Посадка седла в корпусе проверяется методом обстукивания и визуальным осмотром сварных швов. При обстукивании седел нормально запрессованное седло издает звонкий звук (**нельзя ударять**

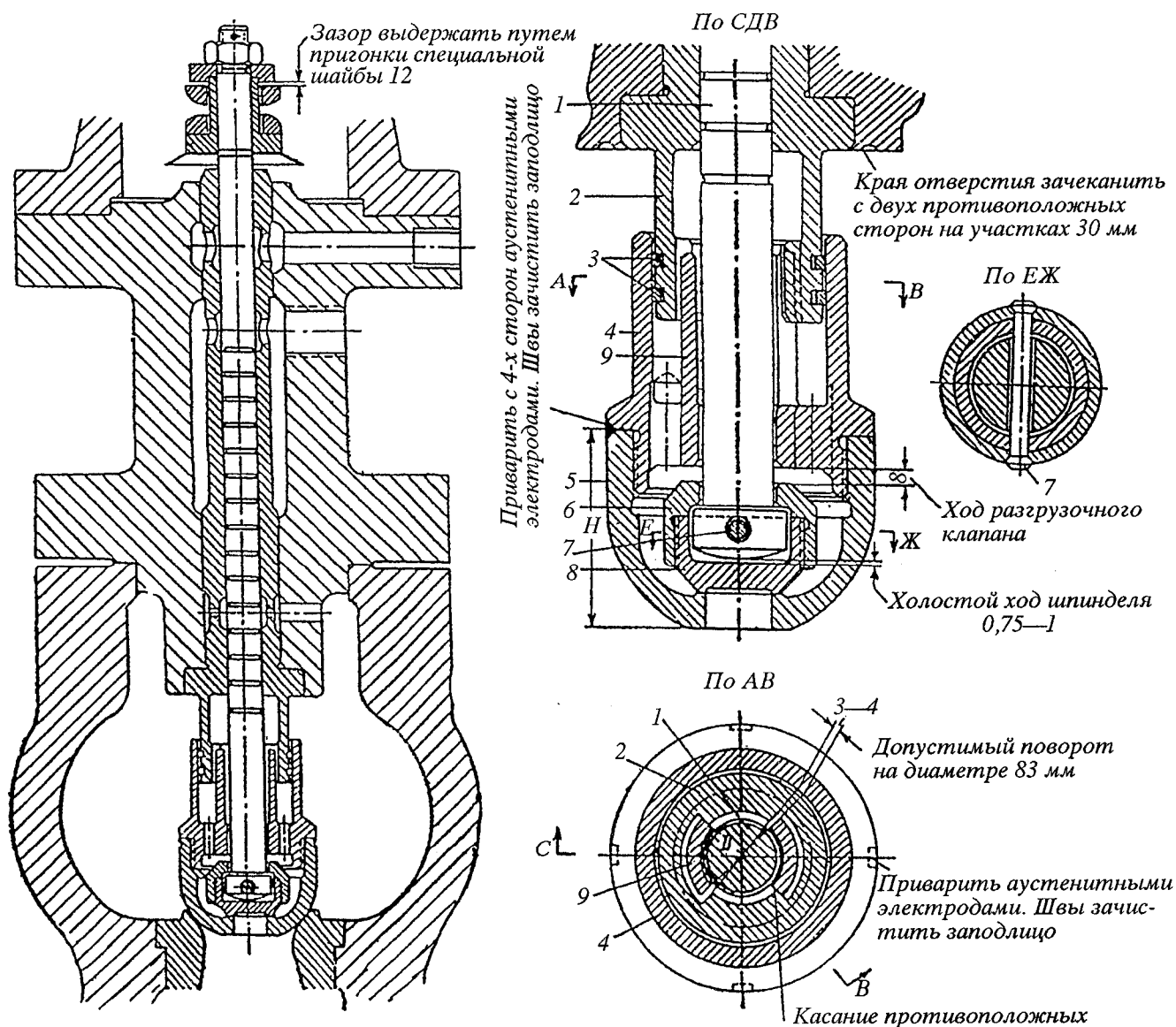


Рис. 13.15. Конструкция односедельного регулирующего клапана с разгрузкой:
1 — шток; 2 — бужа; 3 — поршневые кольца; 4 — гайка клапана; 5 — клапан; 6 — гайка разгрузочного клапана; 7 — штифт; 8 — разгрузочный клапан; 9 — вилка гайки клапана

по рабочей поверхности седла, особенно по месту контакта с клапаном). Наличие трещин на сварных швах и глухой звук свидетельствуют о неплотной посадке седла в корпусе. Опыт показывает, что оставлять такие седла нельзя, так как они выпрессовываются при дальнейшей эксплуатации, что приводит к аварийным ситуациям.

В случае обнаружения ослабленных посадок, седла извлекаются с помощью специальных съемников с разогревом корпуса до температуры 250...300 °С. Незначительные промывы рабочей поверхности седла глубиной до 0,5 мм удаются устранить механической обработкой — специальными абразивными камнями без выемки седла, не нарушая его профиль.

Посадку нового или реставрированного седла осуществляют в следующей последовательности:

1. Обрабатывается посадочное место в корпусе специальным переносным расточным станком (эллипсность и конусность не более 0,01...0,03 мм).
2. Обрабатывается посадочная поверхность седла с припуском на натяг (эллипсность и конусность не должны превышать 0,01...0,03 мм).
3. Подготавливают оснастку для нагрева корпуса до температуры 250...300 °С и оснастку для охлаждения седла. Седло закрепляют в приспособлении и помещают в специальной ванне. Охлаждение седла производят в жидком азоте до температуры 50...60 °С.
4. Посадка седла осуществляется с соблюдением техники безопасности (во избежание получения термических ожогов) и с применением специальной оснастки.

Запрессовку седла делают с помощью грузоподъемного механизма.

В крышке паровой коробки устанавливается бужа с натягом до 0,001 посадочных диаметров. На буже имеется четыре посадочных пояса, между которыми образованы камеры отсоса пара.

Для удобства запрессовки и выемки бужа диаметры посадочных поверхностей сделаны ступенькой.

Иногда из-за повреждения нижней части бужа и недопустимо увеличенного зазора между штоком и бужой, ее приходится менять. Удаление неисправной бужа выполняется двумя методами. Наиболее трудоемким методом является метод вырезки ее на токарном станке за несколько проходов. Другой метод требует применения специального гидропресса, с по-

мощью которого создается большое усилие на верхнюю часть буксы относительно крышки. После этого крышка подвергается нагреву до 300 °С; при достижении этой температуры букса обычно выскакивает.

Если же букса не имеет повреждений, она пригодна для дальнейшей эксплуатации. Такую буксу очищают от отложения солей и окалины механическим способом. Очистку отверстия в буксе под шток производят специальной хонинговальной головкой. В процессе хонингования отверстия необходимо периодически проверять его состояние с помощью калибра (изготавливается из стали; диаметр калибра меньше диаметра обрабатываемого отверстия на 0,05 мм).

По окончании процесса хонингования калибр должен свободно проходить в отверстие буксы. Затем отверстие протирают сухой ветошью и продувают сжатым воздухом. Для определения зазора между штоком и буксой необходимо произвести замер диаметра отверстий с помощью нутромера в трех точках (верх, середина, низ); точность измерения должна быть 0,01 мм; результаты измерений заносятся в формуляр. С целью определения эллипсности отверстия замер делают в диаметрально противоположных направлениях, при этом в формуляр заносится меньший из двух замеров.

В верхней части регулирующего клапана на крышке устанавливается колонка, в которой перемещается рамка. Зазор между колонкой и рамкой 0,5...0,7 мм. Рамка и колонка отлиты из чугуна. Температура нижней части колонки составляет 280...320 °С; верхняя часть колонки имеет меньшую температуру, так как омывается воздухом. При длительной эксплуатации клапанов наблюдается уменьшение зазора из-за "роста" чугуна, особенно в нижней части колонки, вызванное длительным воздействием температуры на чугун. При эксплуатации турбины 60...70 тыс. ч зазор исчезает. Отсутствие зазора приводит к зависанию клапана.

В настоящее время некоторые заводы изготавливают колонки и рамки из стали, что исключает указанный дефект и оставляет зазор минимальным (0,5 мм).

Для восстановления нормальной работы клапанов при ремонтах часто приходится растачивать колонки и рамки.

Рамка перемещается в колонке по двум шпонкам, которые не позволяют рамке вращаться в колонке. Зазоры между шпонками, закрепленными в колонке, и боковыми поверхностями пазов в рамке устанавливаются 1... 1,5 мм.

При ремонтах часто обнаруживается выработка пазов в рамке, а также самих шпонок. Выработка пазов происходит в зоне номинального открытия клапана. Наличие значительных выработок в шпоночных пазах также может вызвать зависание клапана. В этих случаях шпоночный паз необходимо фрезеровать по всей длине, увеличивая его ширину до полной выборки выработки. Шпонку изготавливают новую, желательно с большей длиной для снижения удельных нагрузок.

Ревизия штока и клапана

Шток и клапан подлежат визуальному контролю. Промывы, выработки, механические повреждения недопустимы. Штоки клапанов проверяются на наличие трещин по всей длине методом ультразвуковой дефектоскопии. *Чаще всего трещины на штоке бывают в зоне соединения с клапаном и рамкой (сбег резьбы).*

Шток и клапан должны быть очищены от образовавшейся в процессе эксплуатации окалины и солей.

Шток клапана проверяется на искривление с помощью часового индикатора. Для проверки наличия искривления шток устанавливается на двух призмах. Допустимая кривизна штока для турбин ЛМЗ 0,02...0,03 мм, для турбин ТМЗ – 0,05...0,1 мм.

После указанных операций необходимо также определить зазор между штоком и буксой. Для этого микрометром замеряется диаметр штока в трех точках (верх, середина, низ); точность измерения должна быть 0,01 мм. Замер диаметра в каждой точке делают в диаметрально перпендикулярных направлениях с целью определения эллипсности. В формуляр заносится больший диаметр штока.

Зазор между штоком и буксой определяется разностью диаметра отверстия в буксе и диаметра штока в соответствующих точках (верх, низ).

Пример:

$$D_{\text{отв. в буксе}}^{\text{вверх}} - D_{\text{штока}}^{\text{вверх}} = 3,$$

$$D_{\text{отв. в буксе}}^{\text{ср.}} - D_{\text{штока}}^{\text{ср.}} = 3.$$

Величины допустимых зазоров между штоком и буксой представлены в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Зазоры между штоком и буксой

Диаметр штока, мм	Зазор, мм	Диаметр штока, мм	Зазор, мм
Менее 25	0,20...0,25	35...45	0,35...0,41
25...35	0,30...0,35	45...60	0,41...0,45

Уменьшение зазоров ведет к "зависанию" клапанов. Увеличение зазоров ведет к снижению экономичности из-за паровых потерь.

Ремонт клапана с полной его разборкой (снятие со штока) чаще всего приходится делать на разгруженных клапанах.

Наиболее часты дефекты разгруженных клапанов:

- промыв разгрузочного клапана;
- промыв седла разгрузочного клапана;
- изменение хода разгрузочного клапана.

При обнаружении перечисленных дефектов возникает необходимость разборки клапана. Для того чтобы отвернуть гайку 4 (рис. 13.15) от клапана, необходимо снять натяг в резьбе, для этого на клапане 5 протачивается кольцевая канавка шириной 5...7 мм и глубиной до резьбы (будет видна окалина). Проточенная канавка удаляет и участки приварки гайки к клапану. После этого гайка довольно легко отворачивается из клапана. Перед отворачиванием гайки необходимо точно замерить ширину проточенной канавки для того, чтобы при сборке на это место установить изготовленное новое кольцо с шириной, равной канавке. При окончательной сборке кольцо приваривается в нескольких участках к гайке и клапану.

Материал кольца 15X11МФ, 15X1М1Ф, 25X1М1Ф.

Шток регулирующего клапана соединяется с рамкой посредством втулки и двух сферических шайб. В этом соединении устанавливается зазор от 0,02 до 0,05 мм. Отсутствие зазора вызывает поломку штока в его верхней части. Зазор проверяется

по свинцовым оттискам. Подгонку зазора делают за счет проточки на токарном станке нижних плоскостей шайбы 22 (рис. 13.14).

Ревизия подшипников рычага и роликов

В роликах и шарнирах рычагов используются игольчатые подшипники, способные выдерживать значительно больше нагрузок, чем шариковые и роликовые. Подшипники работают в зоне высоких температур 230...280 °С; при работе подшипники вращаются в пределах одного оборота. В связи с этим обоймы подшипников и тела качения испытывают неравномерную нагрузку. При ревизии обнаруживаются односторонние выработки в обоймах. Длительная работа подшипников в этих узлах в значительной степени зависит от их смазки. *Консистентные смазки здесь недопустимы.*

В качестве смазки применяется серебристый графит или дисульфидмолибден. Технология нанесения смазки описана в разделе кулачковых распределительных механизмов.

Для игольчатых подшипников существует проблема их сборки после натирания обойм и иголок. Сборку подшипника нужно делать с применением специальных оправок, предотвращающих выпадение иголок. Собранный подшипник необходимо продуть сжатым воздухом.

Материалы парораспределения

До 1969 года расчетная температура пара, использовавшегося для привода турбин, была принята 565 °С. Поэтому на турбинах выпуска до 1969 года корпусные детали цилиндров, клапанов изготавливались из жаропрочной стали марок 15Х2М2ФБС, 20Х12ВНМФ. В 1969 году расчетную температуру снизили до 545 °С, что позволило применять для корпусных деталей более дешевую легированную сталь марок 15Х1М1Ф, 25Х1М1Ф.

Основные детали регулирующих и стопорных клапанов (втулки, седла, штоки, клапаны) изготавливаются из жаропрочных сталей. Поверхности наиболее ответственных деталей клапанов подвергаются поверхностному упрочнению (азотированию). Поверхностное упрочнение применяется для повышения износоустойчивости, усталостной прочности и коррозионной прочности деталей.

В зависимости от марки стали и параметров процесса азотирования, твердость поверхности может достигать до $HR_A = 85$.

Азотирование проводят в специальных печах в потоке аммиака, который под действием высокой температуры разлагается на азот и водород. Температура эта колеблется от 520 до 560 °С, а продолжительность процесса 24...48 ч. От времени и температуры зависит глубина слоя азотации. Полная глубина насыщенного слоя может достигать до 0,5...0,9 мм, однако эффективная глубина не превышает 0,25...0,30 мм.

Для углеродистых сталей в процессе проведения азотации поверхность становится коррозионностойкой.

Нержавеющие стали азотированию не поддаются. Исключение составляет сталь марок 15Х1МФ, 15Х12ВНМФ, 20Х12ВНМФ.

В процессе азотирования происходит увеличение размеров в прямой зависимости от толщины слоя. Некоторое увеличение размеров азотированных деталей наблюдается в процессе эксплуатации. Особенно это заметно в начале эксплуатации; спустя 1000...1500 ч рост прекращается.

Длительное наблюдение за эксплуатацией азотированных деталей показало, что они хорошо работают при температуре 520 °С. При более высоких температурах, 550...570 °С, происходит процесс деазотации, который заключается в диффундировании азота вглубь металла и резком снижении твердости поверхности.

Наблюдение за работой органов парораспределения турбин показало, что после 500 часов непрерывной эксплуатации твердость азотированных деталей снижается с $HR_A = 85$ до $HR_A = 45...50$, после чего снижение твердости протекает очень медленно.

13.5. СЕРВОМОТОРЫ

Сервомоторы являются исполнительными устройствами систем регулирования паровых турбин и предназначены для привода органов парораспределения. В турбостроении используется два вида сервомоторов:

- с односторонним подводом жидкости;
- с двухсторонним подводом жидкости.

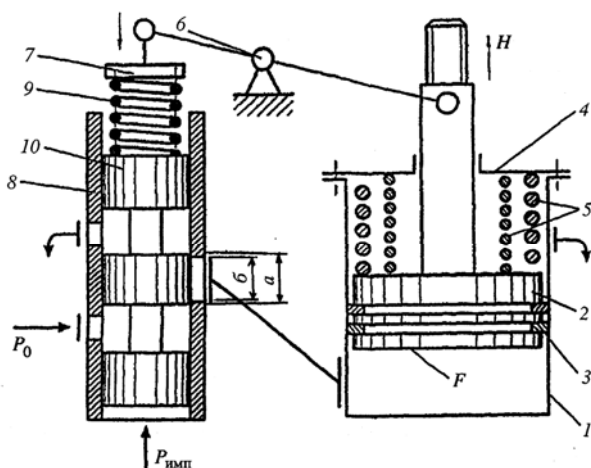
Сервомоторы с односторонним подводом жидкости применяются для привода клапанов автоматического затвора, защитных клапанов и клапанов обратных соленоидных (КОС).

Сервомоторы с двухсторонним подводом жидкости применяются для привода дроссельных, регулирующих клапанов, а также поворотных диафрагм.

Общие требования к сервомоторам

Сервомоторы должны обладать достаточным быстродействием.

Сервомоторы должны обеспечивать необходимые перестановочные усилия для органов парораспределения в зависимости от нагрузки на турбине для того, чтобы обеспечить соответствующий расход пара в проточную часть при соответствующей электрической и тепловой нагрузке.



Принципиальная схема сервомотора с односторонним подводом жидкости и пружинной обратной связью показана на рис. 13.16.

При повышении импульсного давления $P_{имп}$ золотник 10, сжимая пружину 9, движется вверх, при этом открывает окна в буксе подачи силовой жидкости P_0 под поршень сервомотора. Поршень начинает подниматься, сжимая пружины 5, при этом через рычаг обратной связи сжимается пружина 9, которая возвращает золотник в отсечное положение. Поршень сервомотора при этом останавливается. Таким образом, каждому значению $P_{имп}$ соответствует определенное положение сервомотора. При работе, когда золотник находится в отсечном положении, сервомотор можно прикрывать и снова открывать, перемещая опору рычага 6 вдоль рычага. Это уст-

ройство называется механизмом расхаживания. Уравнение усилий сервомотора имеет вид

Рис. 13.16. Сервомотор с односторонним подводом жидкости:

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — поршневые кольца; 4 — крышка; 5, 9 — пружины; 6 — механизм расхаживания; 7 — тарелка; 8 — букса; 10 — золотник

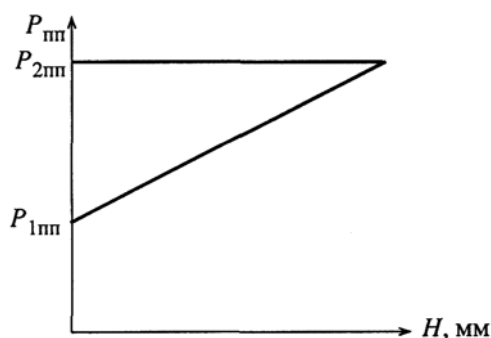


Рис. 13.17. Характеристика поршня сервомотора

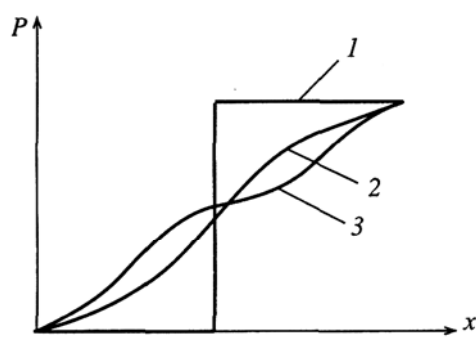


Рис. 13.18. Характеристика золотника:
1 — $b = a$ и отсутствуют перетечки (идеальная характеристика); 2 — $b = a$ и имеются перетечки (реальный случай); 3 — когда $a > b$ и имеются незначительные перетечки

$$\Delta P_{\text{пн}} \cdot F = c \cdot \Delta H$$

где $\Delta P_{\text{пн}} = P_{2\text{пн}} - P_{1\text{пн}}$ — изменение давления;

F — площадь поршня, см^2 ;

c — жесткость пружины (суммарная);

ΔH — изменение хода поршня;

$P_{1\text{пн}}$ — давление, уравновешенное натягом пружин

Типовые характеристики золотника и поршня сервомотора представлены на рис. 13.17 и 13.18.

Характеристика 3 на рис. 13.8 — наиболее реальный случай. В реальных условиях между отсечными кромками золотников и окнами в буксах делается перекрыша. Перекрыша — это разница между шириной бочки золотника и шириной окна в буксе. Величина перекрыша составляет 0,15...0,20 мм. Увеличение перекрыша ведет к повышению степени нечувствительности.

При ремонтах паровых турбин сервомоторы подлежат полной разборке. Разборку сервомоторов с односторонним подводом жидкости необходимо проводить с соблюдением техники безопасности и с применением специальной оснастки. Надо помнить, что под крышкой сервомотора установлены пружины, которые находятся в сжатом состоянии. Перед разболтовкой крепежа необходимо вывернуть два диаметрально противоположных болта (шпильки) и на их место установить две специальные шпильки с длиной резьбы 250...300 мм. На эти специальные шпильки навернуть по одной гайке до упора в крышку. После этого вывернуть оставшиеся болты и только потом отвернуть гайки на длинных шпильках, предварительно убедившись, что крышка движется вместе с гайками.

Ремонт сервомотора сводится к очистке внутренних полостей и деталей от отложения рабочих жидкостей (масляный шлам, продукты коррозии) и дефектации отдельных деталей.

Наиболее часто встречающиеся дефекты сервомоторов с односторонним подводом жидкости:

- поломка поршневых колец или потеря их подвижности в пазах поршня;
- плохое прилегание поршневых колец к поверхности цилиндра;
- усадка пружин.

Для уменьшения внутренних перетечек на поршне устанавливаются поршневые кольца, изготовленные из чугуна. Часто приходится сталкиваться с заменой изношенных поршневых колец, которые при эксплуатации перестают работать по причине заклинивания в пазах поршня вследствие попадания механических примесей и шлаков из рабочих жидкостей.

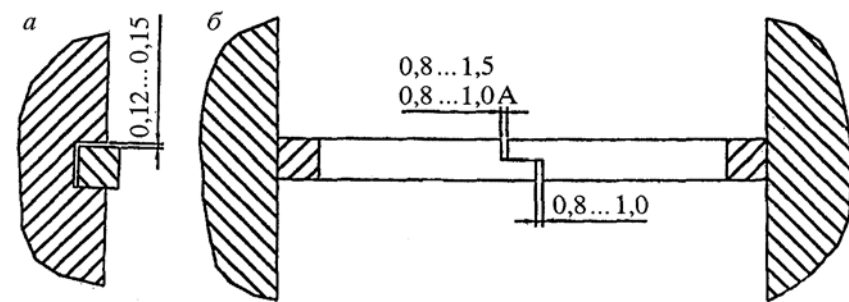
Поршневые кольца устанавливаются в пазах поршня с зазором 0,12...0,15 мм (рис. 13.19).

Зазор A в замке поршневого кольца делается 0,8...1,5 мм, в зависимости от диаметров поршня и цилиндра, и подгоняется без поршня. Для этого кольцо вставляется в верхнюю часть цилиндра и замеряется зазор.

Снятие и установка поршневых колец делается с помощью тонких пластин. Чрезмерная деформация колец при установке на поршень может привести к их поломке (кольца чугунные). Рабочие кромки поршневых колец должны быть острыми, фаски не допускаются.

Внутренняя поверхность цилиндра и днище очищаются от шлама и отложений рабочей жидкости. Незначительные риски заполировываются мелкой наждачной бумагой, после чего тщательно очищаются и продуваются сжатым воздухом.

В верхней части сервомотора на поршень установлены пружины. В случае применения нескольких пружин их свивка делается в разные стороны (правая, левая, правая и так далее). При ремонтах замеряется длина свободной от нагрузок пружины и сравнивается с чертежной длиной. Усадка пружины ведет к увеличению времени закрытия сервомоторов. Время закрытия регламентировано и указывается в паспорте турбины.



При окончательной установке сервомотора на клапаны автоматического затвора, а также на защитные клапаны с точки зрения безопасности турбины особое внимание обратить на то, что на нижнем упоре сидит клапан, а не поршень сервомотора. Поршень сервомотора не должен доходить до упора ~15 мм.

Принципиальная схема сервомотора с двухсторонним подводом жидкости и гидравлической обратной связью показана на рис. 13.20.

Рис. 13.19. Установка поршневых колец

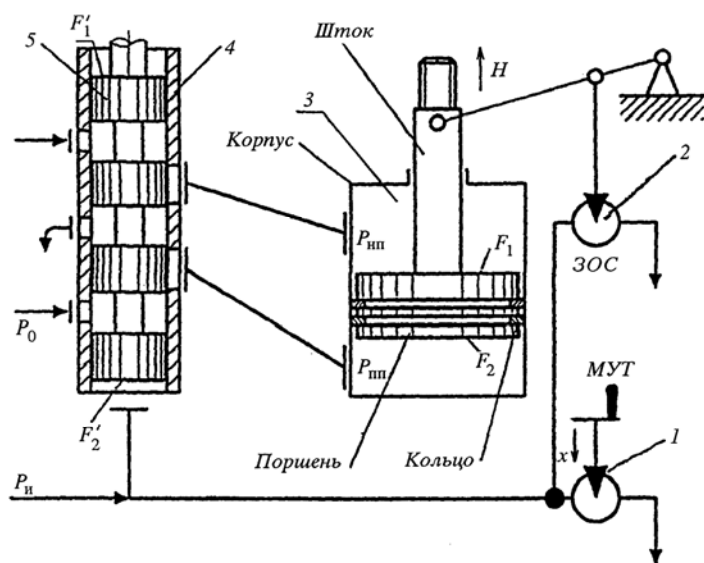


Рис. 13.20. Сервомотор с двухсторонним подводом жидкости:

импульсной линии снижается. Отсечной золотник занимает свое отсечное положение и движение вверх.

При воздействии на МУТ в обратную сторону поршень сервомотора движется вниз. Каждому положению МУТ соответствует определенное положение сервомотора.

Условие равновесия золотника:

$$F_1^1 P_0 = F_1^2 P_u$$

Условие равновесия поршня:

$$F_2 P_{\text{III}} = F_1 P_{\text{III}}$$

Типовая характеристика сервомотора показана на рис. 13.21.

Основные дефекты сервомоторов с двухсторонним подводом жидкости:

- протечка рабочей жидкости по штоку сервомотора;
- большие внутренние перетечки;
- неустойчивая работа сервомотора.

Большинство дефектов в гидравлических устройствах возникает из-за плохого качества рабочих жидкостей — это окисление масла, выпадение осадков от масляных присадок, металлическая стружка и т.д.

Подвижные детали гидравлических устройств работают с маленькими зазорами, так как увеличенные зазоры дают большие вредные перетечки.

Попадание мелких частиц, образовавшихся вследствие выпадения присадок, в зазоры подвижных деталей вызывают быстрый износ их поверхностей, а иногда и их заклинивание. Заклинивание чаще всего происходит на золотниках. Сервомоторы обладают большими перестановочными усилиями, поэтому в них заклинивания практически не бывает.

При наличии некачественных рабочих жидкостей в сервомоторах наблюдается разрушение поршневых колец, значительные выработки на внутренней поверхности цилиндра и уплотняющей бронзовой втулке штока сервомотора.

Протечки рабочей жидкости по штоку сервомотора вызваны выработкой уплотняющей бронзовой втулки и продольных рисок на штоке сервомотора. Во время ремонта изношенные втулки меняются на новые.

Большие внутренние перетечки связаны с износом рабочей поверхности поршневых колец или их разрушением. О поршневых кольцах подробно сказано в разделе "Сервомоторы с односторонним подводом жидкости".

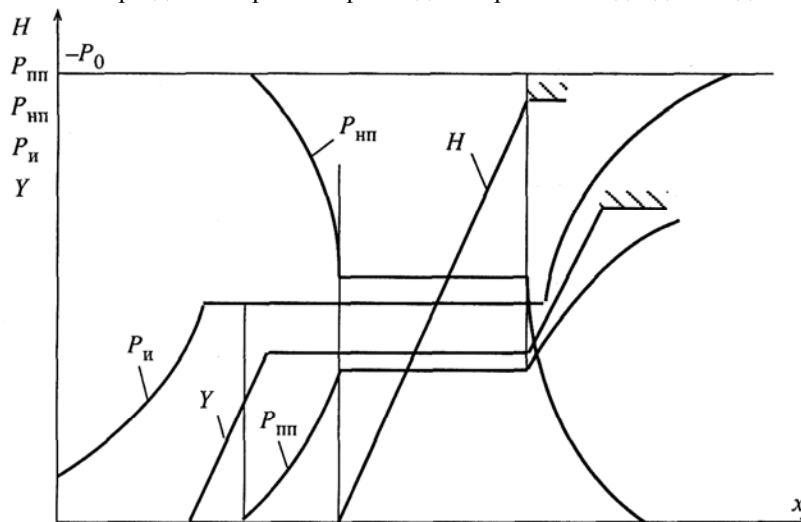


Рис. 13.21. Характеристика сервомотора:

H — ход сервомотора; Y — ход отсечного золотника; $P_{пп}$ — давление под поршнем; $P_{нп}$ — давление над поршнем; $P_{и}$ — импульсное давление

Неустойчивая работа сервомотора возникает по многим причинам. Это "заедание" отсечного золотника, разрушение подшипников в рычаге обратной связи, увеличенные люфты в кулачковом распределительном механизме.

13.6. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие рабочие жидкости применяются в системах регулирования паровых турбин?
2. Нарисуйте структурную схему системы автоматического регулирования турбины. Дайте пояснения принципов ее работы.
3. Перечислите общие требования, предъявляемые к системам регулирования паровых турбин.
4. Что такое статическая характеристика системы регулирования?
5. Перечислите защитные органы турбины.
6. Какие датчики регуляторов скорости вы знаете?
7. Опишите принципиальную схему работы механического регулятора скорости с дополнительной пружиной.
8. Опишите принципиальную схему работы механического регулятора скорости со смещением буксы золотника.
9. Опишите принцип действия всережимного бесшарнирного датчика регулятора скорости.
10. Что представляют собой гидродинамические датчики регуляторов скорости?
11. Опишите принцип действия мембранно-ленточного регулятора скорости.
12. Назовите назначение и принцип действия автоматов безопасности турбин.
13. Какие системы парораспределения турбин вы знаете?
14. Опишите конструкцию кулачкового распределительного механизма. Перечислите его характерные неисправности.
15. Перечислите основные требования, предъявляемые к регулирующим клапанам турбин.
16. Опишите конструкцию двухседельного регулирующего клапана турбины.
17. Опишите конструкцию односедельного регулирующего клапана турбины.
18. Опишите конструкцию односедельного регулирующего клапана турбины с разгрузкой.
19. Какие конструкции сервомоторов вы знаете?

РЕМОНТ ТУРБИН В УСЛОВИЯХ ЗАВОДА

14.1. ОСОБЕННОСТИ ЗАВОДСКОГО МЕТОДА РЕМОНТА

Заводской метод ремонта, о котором говорилось в § 1.1, — это особый вид ремонта, позволяющий выполнять сложные ремонтные операции, как правило, неосуществимые в условиях ТЭС. Обычно такой ремонт осуществляется на заводе-изготовителе турбин или на специализированном ремонтном предприятии.

При заводском ремонте выполняется реконструкция цилиндров, роторов и других крупных узлов или работы по устранению в них серьезных дефектов. В последние годы, учитывая значительный износ и истощение ресурса оборудования, при заводском ремонте выполняется восстановление ресурса металла. Выполнение этих операций требует разработки специальных технологий, применения специализированного оборудования и высокой квалификации персонала.

Одновременно с работами по восстановлению ресурса узлов турбины, как правило, проводится их реконструкция. При реконструкции внедряются современные технические решения по усовершенствованию узлов, позволяющие повысить их надежность и экономичность.

Ниже будут рассмотрены вопросы ремонта и восстановления цилиндров и стопорных клапанов турбин на основе работ, выполненных на ТМЗ.

14.2. РЕМОНТ И ВОССТАНОВЛЕНИЕ

Как было сказано в § 3.1, по конструктивно-технологическому признаку цилиндры паровых турбин можно разделить на сварные и сварно-литые (литые), корпуса стопорных клапанов — на сварно-кованные (кованные) и сварно-литые (литые).

Литые стальные цилиндры используются для турбины в широком диапазоне параметров свежего пара от $p_0 = 2,8$ МПа, $t_0 = 420$ °С до $p_0 = 23$ МПа, $t_0 = 560$ °С. При более низких параметрах пара не исключено применение литых чугунных корпусов.

Сварными выполняются цилиндры части низкого давления и выхлопные патрубки.

Сварные корпуса, работающие в части низкого давления, ремонтируются редко, поскольку дефекты в них являются, в основном, следствием коррозии либо стенок, либо силовых элементов конструкций (стяжек, ребер). Иногда причиной поверхностных дефектов элементов сварных цилиндров (в основном обтекателей и поворотных ребер) является паровой разрыв.

Стенки и силовые элементы сварных цилиндров имеют конструктивные размеры, определяемые не столько соображениями прочности, которые учитывают влияние коррозии, сколько соображениями жесткости конструкции, что практически сводит к нулю влияние коррозии на надежность эксплуатации.

Размытые элементы сварного цилиндра (обтекатели, ребра, имеющие аэродинамическое предназначение) в случае необходимости целесообразнее заменить новыми, чем ремонтировать.

Таким образом, ремонт цилиндров паровых турбин сводится, в большинстве случаев, к контролю и ремонту литых корпусов.

Возможные дефекты литых цилиндров можно сгруппировать следующим образом:

1. Истощение ресурса жаропрочности цилиндра, изменение прочностных характеристик металла.
2. Растрескивание стенок и патрубков цилиндра.
3. Коробление цилиндра.
4. Прочие дефекты (разрушение опорных площадок для обойм, диафрагм и т. д.).

Для изготовления литых цилиндров применяются материалы, приведенные в (табл. 14.1).

Таблица 14.1

Химсостав и механические свойства материала литых цилиндров*

	20ХМЛ	20ХМФЛ	15Х1М1ФЛ	Примечание
Химический состав, %				
C	0,15...0,25	0,18...0,25	0,14...0,20	
Si	0,17...0,37	0,17...0,37	0,15...0,37	
Mn	0,5...0,8	0,4...0,7	0,4...0,7	
P	<0,04	<0,03	<0,03	
S	<0,04	<0,03	<0,03	
Cr	0,4...0,7	0,9...1,2	1,2...1,7	
Mo	0,4...0,6	0,5...0,7	1,0...1,2	
V	—	0,2...0,3	0,2...0,4	
Ni	—	—	<0,03	
Механические свойства				
σ _{0,2} , кг/мм ²	25...50	32...55	30...50	Сдаточные характеристики
σ _B , кг/мм ² , >	47	50	50	
δ ₅ , %, >	18	20	15	
ψ, %, >	30	35	35	
α _K , кгм/см ² , >	3,0	3,5	3,0	

*Данные приводятся по ОСТ 108.961.02.

Исходя из интегральной оценки возможного эксплуатационного растрескивания стенок цилиндра, на заводах-изготовителях стремятся к удержанию сдаточных характеристик в нижней части диапазона $\sigma_{0,2}$. Более того, значение $\sigma_{0,2}$, меньшее сдаточных значений на 1...1,5 кг/мм², не рассматривается как основание для перетермообработки цилиндра. Не

рассматриваются также как сдаточные, значения длительной прочности, критическая температура хрупкости, фазовый состав металла. Эти характеристики получают существенное значение для оценки остаточного ресурса металла после длительной наработки (не менее 150 000 ч), либо после значительных повреждений металла.

Эти характеристики, например, для стали 15X1M1ФЛ имеют следующие численные значения:

1. $\sigma_{200000}^{ан} > 12...14 \text{ кг/мм}^2$

2. $T_{пр}^{20} = 30...50^\circ\text{C}$

3. Фазовый состав:

- СКCr (карбиды хрома) < 34 %;
- СКMo (карбиды молибдена) < 45 %;
- СКV (карбиды ванадия) > 50 %.

Специалистами ОАО "Турбомоторный завод", Свердловэнерго и ВТИ проведено несколько работ по восстановлению ресурса металла корпусных деталей, в том числе цилиндра ВД и стопорного клапана турбины Т-100-130 после 206 000 ч и после 246 000 ч наработки.

Рабочие параметры турбины: $P_0 = 130 \text{ ата}$, $t_0 = 555^\circ\text{C}$, $P_{крк} = 105 \text{ ата}$, $t_{крк} = 510...515^\circ\text{C}$.

Клапан и цилиндр — литые из стали 15X1M1ФЛ.

Детали, отработавшие 206 000 ч были подвергнуты восстановительной термообработке (ВТО).

С учетом возможностей термического оборудования ТМЗ было осуществлено термоциклирование:

- пятикратный нагрев до 870°C с выдержкой 2...3 ч;
- пятикратный отпуск при 690°C .

Детали, отработавшие 246 000 ч на оборудовании УЗТМ, были подвергнуты нормализации при $970...1000^\circ\text{C}$ (выдержка 7 часов, охлаждение на воздухе под вентилятором) и отпуску при $730...750^\circ\text{C}$ (выдержка 15...16 ч, охлаждение с печью до $250...300^\circ\text{C}$, далее на воздухе).

В процессе работы был проведен большой объем исследований металла:

- химический анализ материала;
- определение механических свойств;
- карбидный анализ;
- металлографический анализ;
- исследование характеристик жаропрочности;
- определение критической температуры хрупкости.

Исследования проводились в два этапа — до ВТО и после ВТО — на образцах, вырезанных по специальной схеме. Полученные результаты сравнивались со свойствами данных деталей в состоянии поставки.

Анализ результатов показал следующее:

1. Химический состав металла по всем элементам соответствует требованиям ПМТУ 44-57, действовавшим на момент изготовления турбины, и ОСТ 108.961.02—79, действующим в настоящее время, а также сертификатным данным.

2. Механические свойства металла, исследовавшиеся на образцах, вырезанных из нижней и верхней половин цилиндра, сопловых коробок и паровых коробок, а также из верхней и нижней половин стопорного клапана, после наработки оказались ниже, чем в состоянии поставки, но практически все находятся в пределах, требуемых по ОСТ 108.961.02—79 (исключение составляют отдельные значения $\sigma_{0,2}$ и a_k); после ВТО все свойства соответствуют ОСТу.

3. Одним из основных факторов, определяющих уровень жаропрочности перлитной хромомолибденовой стали, является концентрация молибдена в твердом растворе α -железа. Кроме того, упрочнителем стали 15X1M1ФЛ являются дисперсные карбиды ванадия.

Карбидный анализ металла до ВТО показал, что в металле цилиндра в карбидах находятся менее 50 % ванадия, более 47 % молибдена и более 34 % хрома, что снижает жаропрочность металла.

После ВТО содержание хрома (до 13,4 %) и молибдена (до 25,2 %) в карбидах уменьшилось, а в твердом растворе увеличилось, а содержание ванадия в карбидах увеличилось до 56,15 %, что свидетельствует о восстановлении жаропрочных свойств.

4. Оценка жаропрочности производилась по результатам испытаний на длительную прочность образцов при температуре 565°C и 610°C по методике ЦНИИТМАШа.

Образцы, исследованные до ВТО, разрушились за достаточно короткое время, и результаты испытаний показали, что они не удовлетворяют необходимым условиям оценки годности металла. По результатам испытаний все термообработанные образцы полностью удовлетворяют всем необходимым условиям оценки годности, а именно: термообработка обеспечивает уровень, соответствующий пределу длительной прочности при 565°C для литых деталей из стали 15X1M1ФЛ не ниже 9 кгс/мм^2 за 100000 ч.

5. Металлографический анализ показал, что микроструктура металла с наработкой 206 000 ч состоит из феррита и карбидов, выделившихся по телу и границам зерен, что соответствует стали 15X1M1ФЛ после длительной эксплуатации.

После термообработки структура металла образцов, вырезанных из цилиндра, — сорбитообразный перлит; образцов, вырезанных из стопорного клапана, — перлит с выделением карбидов по телу и границам зерен.

6. Одним из критериев сопротивляемости материалов хрупким разрушениям является критическая температура хрупкости T_{50} , которая определялась по критерию наличия в изломе ударных образцов 50 % волокнистой составляющей.

Для образцов, испытанных до термообработки, T_{50} составила 83°C , после восстановительной обработки T_{50} упала до $43...46^\circ\text{C}$, что соответствует T_{50} для новых отливок из стали 15X1M1ФЛ.

Обобщенные результаты исследований металла после наработки 206000 ч и ВТО приведены в табл. 14.2, 14.3 и 14.4.

Расчеты ресурса, проведенные в соответствии с РД 34.17.440—96, показали, что корпуса ЦВД и стопорного клапана, восстановленные до описанного выше состояния, могут быть использованы повторно на срок не менее 170000 ч без снижения начальных параметров пара.

ВТО подвергли верхнюю и нижнюю половины ЦВД порознь из-за размеров печи. Коробление разъемов не превысило 2 мм для каждой половины. После контроля сплошности металла механической обработкой восстановили плоскостность раз-

ема, при съеме металла до 1 мм были очищены расточки под диафрагмы, обойму направляющего аппарата, обоймы концевых уплотнений и сопловой аппарат.

Цилиндр укомплектовали новыми диафрагмами, новым сопловым и направляющим аппаратами и ввели в состав турбины для повторной эксплуатации (турбина заводской № 26039, стационарный № 7 ТЭЦ-22 Мосэнерго).

Технологический цикл изготовления цилиндра сократился более чем в 2 раза. Не потребовались затраты времени и материалов на литье цилиндра.

Паровые коробки и стопорный клапаны были выполнены из новых заготовок, так как старые были использованы для вырезки большого количества образцов.

Следует сказать, что при описанном выше заводском способе восстановления цилиндра в камере регулирующей ступени (верхняя половина) были обнаружены две трещины протяженностью до 200 мм, уходящие в горловины II и IV клапанов. Сопловые коробки были вырезаны, трещины выбраны по серийной заводской технологии.

Вместо старых сопловых коробок были установлены новые заготовки, что позволило не потерять соосности расточки под сопловой аппарат относительно расточек цилиндра.

В значительной мере процедура замены сопловых коробок была вызвана традиционным технологическим процессом "лечения" отливок — **"обнаруженная трещина должна быть выбрана"**. Это и сделали в данном конкретном случае без анализа характера трещины и исследования металла, в пределах досягаемости на короткой части трещины. Литая поверхность со стороны выборки стала непригодной для инструментальных методов контроля. Прилегающие к трещине участки были вырезаны фрезой, образцы для исследования металла после этого взять не удалось. Тем не менее надо сказать, что однозначно задаваемая последовательность технологических операций, не оставляющая места для вариантов, оправдана для условий большого завода: постоянство технологии уменьшает возможность производственных ошибок.

Исследование металла деталей турбин, отработавших 246 000 ч показало ту же тенденцию к разупрочнению металла и обеднения твердого раствора молибденом, что и в предыдущем случае.

Дополнительно службой металлов Свердловэнерго на вырезках из корпуса стопорного клапана и цилиндра были проведены электронно-микроскопические исследования, для определения критического раскрытия трещины и горячей твердости до и после ВТО. Результаты исследования представлены в табл. 14.5.

Сопоставление результатов двух ВТО (термоциклирование после наработки 206 000 ч и нормализация с отпуском после наработки 246 000 ч) обозначило тенденцию к снижению эффективности ВТО по мере роста наработки. Ясно, что во втором случае (ВТО после наработки 246 000 ч) опасно продлять последующий ресурс цилиндра более чем на 100 000...120 000 ч. Можно предположить, что исходная наработка 220 000...230 000 ч представляет собой предельный срок, после которого ВТО даст максимальный результат, — восстановление ресурса до 170 000...200 000 ч.

Есть и другой путь продления срока работы цилиндра — поэтапное (дробное) продление на срок 30 000...40 000 ч на основе результатов контроля фактического состояния металла в объеме, изложенного в табл. 14.5. Следует, однако, помнить, что после двух-трех таких продлений ресурс проведения ВТО не дает экономически целесообразного результата, цилиндр придется заменить.

Третий способ продления ресурса — снижение температуры свежего пара, что по вполне понятным соображениям существенно замедляет темп снижения всех механических характеристик стали, включая предел длительной прочности и скорость развития процессов ползучести ("снижение температуры пара увеличивает остаточный ресурс вдвое" — так формулируется физическая сущность этого явления в официальных протоколах).

Следует, однако, снижать не только температуру, но и давление свежего пара, т. е. соблюдать сопряженность параметров в соответствии с табл. 14.6.

В любом случае снижение начальных параметров пара приведет к увеличению его удельного объема и, следовательно, к уменьшению пропуска пара через ЦВД и снижению мощности турбины. Восстановление мощности турбины при сниженных параметрах пара требует реализации специальных конструкторских разработок.

Рассогласование начальных параметров приведет к увеличению влажности в конце проточной части, т. е. к снижению экономичности, а кроме того, переместит в зону более высоких давлений точку фазового перехода, что резко увеличивает опасность коррозионно-усталостного растрескивания насадных дисков.

Таким образом, в настоящее время **существуют три направления работ по продлению срока службы литых цилиндров высокого давления**, а именно:

- своевременное проведение ВТО;
- поэтапное продление срока эксплуатации по фактическому состоянию металла цилиндра;
- сопряженное снижение параметров свежего пара перед турбиной.

Выбор между ними в конкретном случае определяется только анализом экономического положения электростанции или энергосистемы.

Для снижения экономического давления при реализации планов реновации турбинного оборудования станции (системы) целесообразно партнерам по этой работе (заказчику и заводу-изготовителю турбин) создать переходящий задел в виде одного-двух новых цилиндров, за счет которых может происходить последовательное восстановление ресурса цилиндров всех однотипных турбин заказчика.

Для того чтобы в условиях электростанции проводить ремонтные мероприятия, полезно иметь некоторое представление о заводском изготовлении литых цилиндров.

В паротурбостроении сложилось следующее распределение труда:

- исполнение отливки (цилиндра, стопорного клапана, паровой коробки, сопловой коробки и подобных элементов) на специализированном металлургическом предприятии;
- механическая обработка отливки, сварка и комплектация литого корпуса на турбостроительном заводе.

Соответственно разделены и технологические мощности.

Таблица 14.2

Изменение механических свойств отливки стопорного клапана

Объект	Кол-во образцов	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ	a_K	HB	C_KCr	C_KMo	C_KV	$\sigma_{д.п}$	T^0_{50}	Процент волокна в излом			
													20°	40°	90°	
Состояние поставки																
Стопорный клапан	6	63...64,5	46,5...48	21,6...23	63,9...65,1	8,3...9,6	179	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Состояние после наработки 204 000 ч																
Нижняя половина	8	52...57	27,4...38,7	18...26	36...52	3,9...6,6	163	23	66,5	46,1	—	82	—	—	—	—
Верхняя половина	21	51...65	28...47,5	12...25	41...69	1,8...7,8	143...187	13,9	62,7	44,5	—	84	6,7	9,6	11,4	—
Структура — феррит и карбиды, выделившиеся по телу зерна и границам зерен																
Состояние после ВТО																
Нижняя половина	9	54,5...57,5	34,2...39,2	16...21	36,2...53,4	4,3...8,8	207	31,5	39,12	57,9	—	43	—	—	—	—
Верхняя половина	10	51,8...58	32,2...38	20...26,6	61,2...61,6	5,9...15,6	163...187	19...22	29,5...39,1	53,0...57,8	>8	46	29	49	70	—
АМТУ 44-57	—	>50	35...55	>14	>30	>3	140...201	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Метод. УЭР	—	—	—	—	—	—	—	<34	<47	>50	—	—	—	—	—	—
Структура — перлит с выделением графита по телу и по границам зерен																

Таблица 14.3

Изменение механических свойств отливки ЦВД

Объект	Кол-во образцов	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ	a_K	HB	C_KCr	C_KMo	C_KV	$\sigma_{д.п}$	T^0_{50}	Процент волокна в излом			
													20°	40°	90°	
Состояние поставки																
Нижняя половина	6	66,5	51,0...51,5	21,0...22,0	65,1	11, 9...12,3	179	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Верхняя половина	6	71...72	45...46,5	21...22	66	4,6...6,0	196	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Состояние после наработки 204 000 ч																
Нижняя половина	9	55,5...56,5	34,7...36,6	21...23	56...61	0,6...6,6	170	39,95	61,97	41,46	—	—	—	—	—	—
Верхняя половина	9	55,5...57	34,7...37	22...23	53...61	3,4...8,6	170	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Структура — феррит и карбиды, выделившиеся по телу зерна и границам зерен																
Состояние после ВТО																
Нижняя половина	18	53,5...57,7	30...35	23...32	51,5...71	7,5...18,7	156	13,4	25,2	56,18	>9	—	—	—	—	—
Верхняя половина	18	47,5...62	32...51,7	21...23	56,7...57,6	6,2...18,7	187...207	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Структура — сорбитообразный перлит																
ТУ 108.961.02-79	—	>50	30...50	>15	>35	>3,0	156...223	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Метод. УЭР	—	—	—	—	—	—	—	<34	<47	>50	—	—	—	—	—	—

Таблица 14.4

Изменение механических свойств паровых и сопловых коробок

Объект	Кол-во образцов	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ	$a_{\text{к}}$	HB	$C_{\text{к}}Cr$	$C_{\text{к}}Mo$	$C_{\text{к}}V$	$\sigma_{\text{д.п}}$	T^0_{50}	Процент волокна в излом		
													20°	40°	90°
Состояние после наработки 204 000 ч															
I клапан	18	45,8...49	22...24,5	26...30	59,6...72	5...11,5	143	—	—	—	—	—	—	—	—
II клапан	18	51...55,4	32...33	20...23,4	49...56,4	3,3...5,2	187	—	—	—	—	—	—	—	—
III клапан	9	53...54	30...31,5	24...26,6	49...64,3	5...8,7	156	—	—	—	—	—	—	—	—
IV клапан	9	54...55	29...32	24	52...60,5	0,8...4,6	149	—	—	—	—	—	—	—	—
Паровая коробка															
II клапана	9	51...51,8	29...30	17...23,3	38...58	1,0...6,8	156	—	—	—	—	—	—	—	—
Паровая коробка															
IV клапана	9	55	31	17...26,6	34...58,3	6,5...6,8	156	—	—	—	—	—	—	—	—
Структура — феррит и карбиды, выделившиеся по телу зерна и границам зерен															
Состояние после ВТО															
Соповая коробка	9	55,2...67,2	33...48	23...31	56,7...65,5	6,7...12,5	159...207	—	—	—	—	—	—	—	—
Паровая коробка	27	53,2...68	32...46,6	20...30	47,3...66,9	5,8...11,5	159...187	—	—	—	—	—	—	—	—
Структура — сорбитообразный перлит															
ТУ 108.961.02-76		50	30...50	>15	>35	>3,0	156...223	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. О состоянии поставки сведений нет.

Таблица 14.5

Результаты исследования стопорного клапана и цилиндра

Состояние металла после наработки 246000 ч	Состояние металла после ВТО (нормализация и отпуск)
1. Механические свойства удовлетворяют требованиям ОСТ 108.961.02, за исключением отдельных значений ударной вязкости (при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$)	1. Механические свойства улучшились, за исключением отдельных значений ударной вязкости (при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) ниже нормативных Переиспытания ударной вязкости при $t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ дали удовлетворительные результаты
2. Наблюдается переход Мо из твердого раствора в карбиды, что снижает жаропрочные свойства	2. Наблюдается переход Мо из карбидов в твердый раствор
3. Переходная температура хрупкости 103...115 $^{\circ}\text{C}$	3. Переходная температура хрупкости 90...110 $^{\circ}\text{C}$
4. Структура металла неоднородна по строению, есть участки, состоящие из феррита и карбидов, есть участки, в которых сохранился бейнит, но зернистого строения. Величина ферритного зерна соответствует 5...6-му баллу шкалы ЦНИИТМАШ. Повреждаемость в виде микропор размером 0,3...0,5 мм (в высокотемпературной зоне) и 0,7...0,9 мм (в низкотемпературной зоне) соответствует второй половине фазы установившейся ползучести	4. Структура металла соответствует 2...4-му баллам шкалы ЦНИИТМАШ
5. Критическое раскрытие удовлетворяет требованиям РД 34.17.421-92 и находится на достаточно высоком уровне	5. Критическое раскрытие удовлетворяет требованиям РД 34.17.421-92
6. Горячая твердость достаточно высокая, удовлетворяет требованиям РД	6. Горячая твердость повысилась
7. Длительная прочность — нет данных	

Таблица 14.6

Сопряженные параметры свежего пара

Давление, КГС/см (МПА)	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Давление, КГС/см (МПА)	Температура, $^{\circ}\text{C}$
130 (12,8)	555	110(10,8)	535
125 (12,3)	550	105 (10,3)	530
120(11,8)	545	100 (9,8)	520
115(11,3)	540		

Последовательность изготовления цилиндров на турбинном заводе такова:

1. Предварительная обработка и контроль отливки

При этом отрезаются пробные планки, с разъемов цилиндра удаляются литейные раковины и остатки прибылей, производится "черновое" фрезерование разъема и "черновое" точение внутренней полости, зачищаются радиусные переходы.

Проводятся следующие контрольные операции.

Контроль механических характеристик материала на образцах, вырезанных из пробных планок. При удовлетворительных результатах продолжаются операции мехобработки, при неудовлетворительных — отливка цилиндра возвращается на перетермообработку. При повторяющихся случаях неудовлетворительных результатов входного контроля металла турбинный завод проводит термообработку отливки до отрезки пробных планок либо самостоятельно, либо под наблюдением своих специалистов на литейном заводе.

Контроль геометрических размеров отливки, составление паспорта отливки. Устанавливаются величины припусков для окончательной мехобработки, измеряются фактические толщины стенок цилиндра в нескольких поперечных сечениях. Наиболее часто встречается значительное превышение фактической толщины стенок цилиндра относительно чертежного значения, иногда далеко выходящее за пределы допуска точности литья, причинами которого являются:

- невысокий класс точности литья — это следствие фактического диктата литейного производства по отношению к "закрепленному" турбинному заводу, а выход за пределы достаточно широкого поля допуска возникает из-за технологических нарушений в литейном производстве, как-то:

- технически неоправданное упрощение способа литья цилиндра- "в землю", а не в кокиль;

- коробление модельной оснастки из-за неправильного хранения, несвоевременного ремонта, отсутствие контроля оснастки перед формовкой;

- грубое отступление от литейной базы при установке стержней;

- неверное выполнение системы литников;

- невысокое качество операций формовки и заливки, всплытие стержня;

- низкое качество формовочной смеси.

Отмечены случаи превышения чертежной толщины стенки цилиндра более чем в два раза (например, турбина Т-100/120-130 ст. № 3 Красноярской ТЭЦ-3, ЦСД) от номинальной величины. В случае значительных отступлений толщины стенок от номинальной величины — пара отливок — верхняя половина цилиндра и нижняя половина цилиндра — подбираются селекцией из имеющегося задела отливок так, чтобы разница не превышала бы 20 % фактического значения. При отсутствии задела допустимая разница достигается дополнительной обработкой внутренних расточек и плоскости разъема и наплавкой обратной поверхности фланцев.

2. Контроль сплошности литого корпуса

- γ -контроль спинки цилиндра на участке шириной 500 мм;
- УЗК фланцев и кантовочных цапф;
- γ -контроль и УЗК концов патрубков;
- МПД радиусных переходов.

Нередко происходит нарушение чередования операции "УЗК разъема" и "предварительное сверление отверстий для шпилек горизонтального разъема". При наличии выполненных отверстий результат УЗК недостоверен, его приходится заменять специфическим контролем металла внутри фланца через отверстие — по керну, по дроблению стружки, визуально.

МПД радиусных переходов выявляет трещины и поверхностные раковины, которые выбираются до чистого металла и завариваются, причем если объем заварок по цилиндру не превышает 2000 см², то термообработка не проводится.

γ -контроль выявляет главным образом трещины — сквозные и несквозные. Несквозные трещины выбираются до чистого металла. Неглубокие выборки (глубиной до 15...20 % от фактической толщины стенки) завариваются одновременно с выборками на радиусных переходах с общей термообработкой цилиндра при повышении указанных выше предельных объемов заварок, не требующих термообработки.

Глубокие выборки и сквозные трещины целесообразно "лечить" трепанацией стенки цилиндра, т. е. обработкой стенки насквозь с удалением не только самой трещины, но и металла рядом с трещиной. Сквозной выборке придается правильная форма (круг, прямоугольник с округлыми торцами). В выборку помещается кованая вставка, по периметру которой выполнена разделка под сварку с двух сторон, с минимальными зазорами до стенки выборки. Затем проваривается корень шва и последовательно то с наружной, то с внутренней стороны заполняется сварочная ванна.

Проводится объемная термообработка цилиндра и контроль шва — МПД, УЗК и γ -контроль. В отдельных случаях из-за ошибок в организации и проведении γ -контроля спинки цилиндра сквозные трещины обнаруживаются после окончательной мехобработки.

Это особенно опасно для цилиндров из стали 15X1M1ФЛ. Ликвидация сплошных трещин трепанацией, как правило, требует термообработки, которая в свою очередь может привести к короблению цилиндра и его полной переточке. Однако при грамотно проведенной заварке удается избежать столь опасных последствий. Так, у турбины Т-110/120-130-5 заводской № 26037 на нижней половине цилиндра высокого давления в районе камеры регулирующей ступени после стендовых испытаний была обнаружена сквозная трещина длиной около 570 мм, идущая в поперечном направлении между патрубками для сопловых коробок и имеющая ответвление ориентировочно вдоль оси турбины.

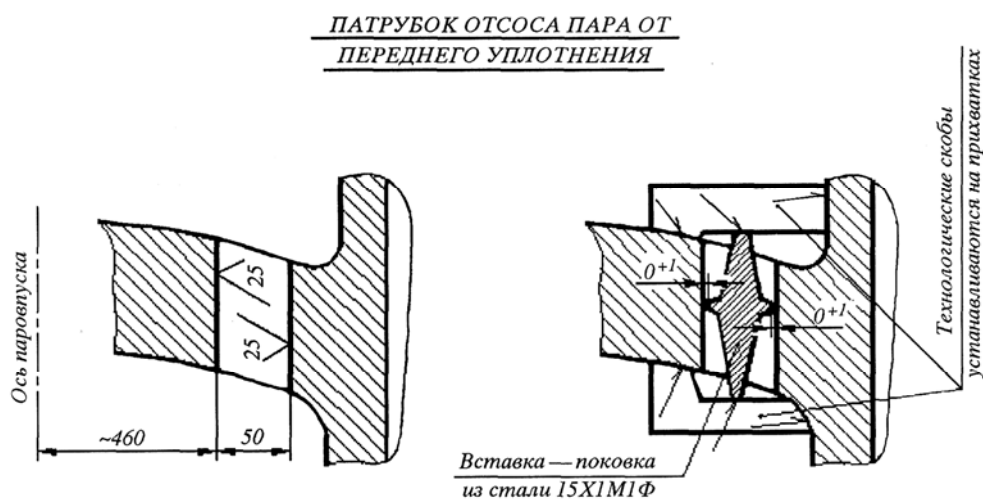


Рис. 14.1. Выборка и заварка трещины в нижней половине ЦВД турбины Т-110

Процедура исправления цилиндра изображена на рис. 14.1. При этом была выполнена следующая последовательность операций:

- 1) сквозная выборка зоны трещины механическим путем (трепанация цилиндра);
- 2) изготовление кованой вставки по размерам выборки, пригонка вставки по выборке, зазор по периметру 0^{+1} ;
- 3) выставление вставки в выборке на технологических скобах (электроды Э-50А, диаметр 3 мм, катет шва 3 мм, ток 80... 100 А);
- 4) общий нагрев цилиндра в печи до 350...400 °С, сопутствующий подогрев до 350 °С;

- 5) заварка корня шва, электрод ЦЛ-45 (Э-09ХМФЛ), диаметр 4 мм, ток 180...220 А, визуальный контроль;
- 6) приварка вставки электродом ЦЛ-45, ток 200...250 А, продольными швами послойно, валиками 10... 12 мм, с перекрытием предыдущего валика на 1/3 ширины; очистка каждого слоя; заполнение сварочной ванны на 1/3 глубины;
- 7) кантовка, повторение работ на обратной стороне;
- 8) заполнение сварочной ванны, кантовка;
- 9) термообработка цилиндра.

Остается добавить, что правильно разработанный техпроцесс и его тщательное исполнение обеспечили минимальное коробление цилиндра — раскрытие разъема увеличилось на 0,8 мм при свободном наложении верхней половины на нижнюю, и было легко устранено механической обработкой.

На примере цилиндров паровых турбин ТМЗ рассмотрим зоны максимально вероятного возникновения трещин.

На рис. 14.2. изображен ЦВД турбины Т-100 (Т-110). Зоны D — вероятные зоны растрескивания. В этих же зонах возникают максимальные напряжения в стенке цилиндра от внутреннего давления, что установлено расчетом и тензометрическими исследованиями. Основная особенность трещин, возникающих в зонах D_1 и D_2 , — их развитие по внутренней поверхности в полости патрубков для установки сопловых коробок, а следовательно, затрудненность визуального и инструментального обследования трещин. В зоне D_2 вероятен выход трещины на горизонтальный разъем и в шпильчатое отверстие.

Для изображенного на рис. 14.3 ЦВД турбины Т-100 (Т-110) технологические дефекты чаще всего выявляются на радиусных переходах от наружной поверхности к патрубкам, а на внутренней поверхности стенки — к радиально направленным приливам для расточек под установку обойм. В пересечениях радиальных приливов и стенки чаще всего обнаруживаются газовые раковины. Наиболее часто встречаются трещины в радиусных переходах зоны D_4 . Их появление связано с внутренними литейными дефектами. Трещины в зонах D_3 вызываются значительными отклонениями толщины стенки и относитель-

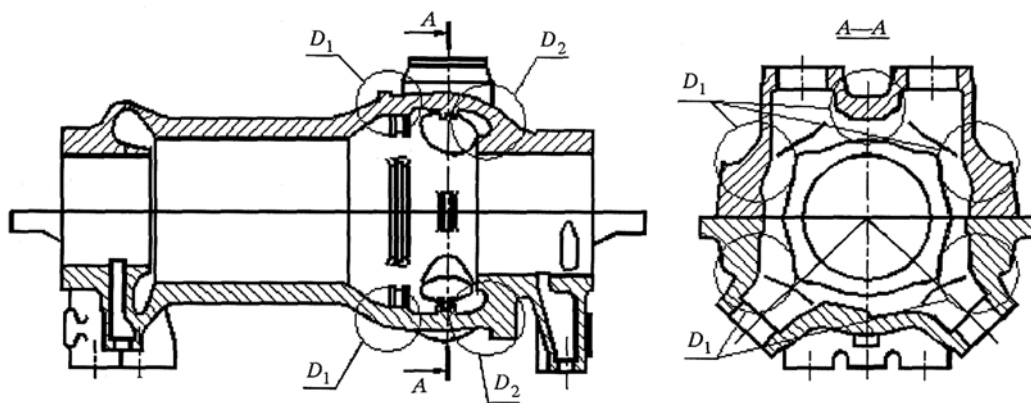


Рис. 14.2. ЦВД турбины Т-110/120-130. Зоны максимально вероятного возникновения трещин

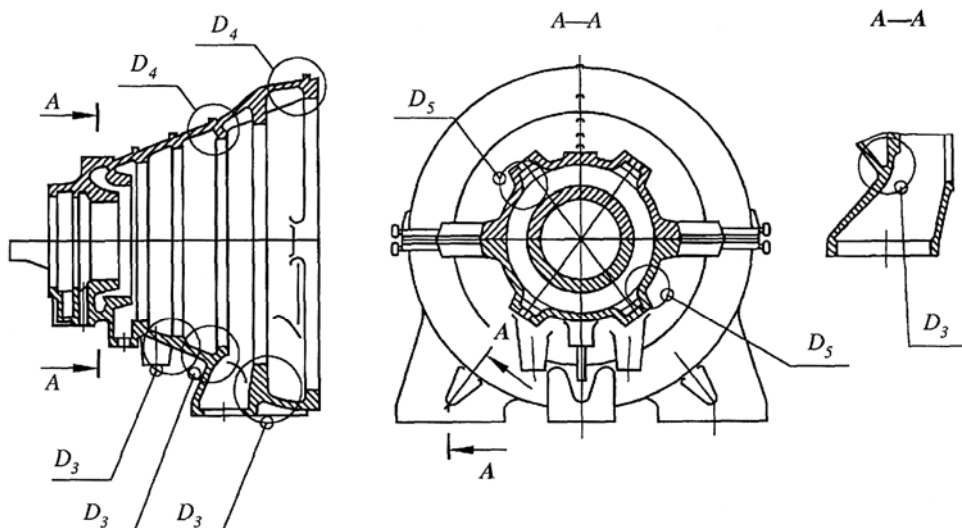


Рис. 14.3. ЦСД турбины Т-110/120-130. Зоны максимально вероятного растрескивания

Как правило, для выявления трещин достаточно бывает визуального контроля с применением 6-кратной лупы, при ярком освещении контролируемого участка литых и механически обработанных поверхностей, а также керосиново-меловой пробы или МПД литых поверхностей. Более надежна керосиново-меловая проба, проводимая способом "на себя". При этом контролируемая поверхность интенсивно промазывается керосином в течение 20...30 мин, затем насухо протирается ветошью, а затем покрывается мелом. На поверхность напыляется водомеловая суспензия. После высыхания из каждой трещины, если они есть, керосин отсасывается меловым слоем. Трещина отчетливо прорисовывается на белой поверхности. Керосиново-меловая проба выявляет трещины, имеющие минимальное раскрытие не менее 0,1 мм.

Меньшие по ширине трещины выявляются при МПД, однако полнота контроля поверхности МПД во многом зависит от личных качеств персонала (квалификации, ответственности, тщательности выполнения работы), что не всегда обеспечивает полноту контроля.

Другие методы контроля поверхности (травление, цветная дефектоскопия, токовихревой метод) требуют специальной обработки поверхности до технологически необходимой шероховатости $R_a - 6,3$, что вряд ли целесообразно выполнять в условиях ремонта. Доступные концы трещины кернятся или засверливаются на глубину 3...5 мм, аналогично фиксируются видимые точки разветвления трещины. Затем поверхность зоны растрескивания зачищается до металлического блеска, конфигурация и по возможности глубина трещины уточняются с помощью ТВК, цветной дефектоскопии и УЗК.

Составляется паспорт контроля поверхности, в котором указываются точные координаты расположения трещины относительно продольной оси цилиндра и выбранной произвольно плоскости, перпендикулярной оси, например, от оси паровпуска или от торца цилиндра, или от ближайшей механически обработанной поверхности. Кроме того, в паспорте необходимо указать наработку турбины, число пусков турбины из холодного и горячего состояния, температуру свежего пара, а также, по возможности, приложить копию сертификата материала цилиндра или копию документа, содержащего информацию турбинного завода о механических характеристиках металла и переданного заводом при поставке турбины в составе эксплуатационной документации. Как известно, турбинный завод должен при поставке турбины давать такую информацию для всех деталей, работающих при $t > 450^\circ\text{C}$, а для других деталей — в объеме, оговоренном в документации на поставку турбины.

Любым способом (УЗК, прямым измерением, сквозным сверлением и др.) должна быть определена фактическая толщина стенки в месте расположения трещины.

Таким образом, для определения объема последующих работ и прогнозирования результата определяются:

- S — толщина стенки в зоне трещины;
- L — длина трещины;
- H — глубина трещины;
- $S_{\text{раб}} = S \cdot H$.

Глубину трещины можно приблизительно оценить соотношением $H = 0,2L$, а затем уточнить засверловкой в середине

но короткими патрубками отборов. Трещины в зонах D_5 обнаруживаются только при их выходе на наружную поверхность. Зафиксирован также случай обнаружения газовой раковины протяженностью по дуге 1200 мм и диаметром вписанной окружности 40 мм. Вся полость газовой раковины оказалась заполненной дендритами, сходящимися примерно в середине сечения раковины. Рисунок сходящихся дендритов представляет собой многоконечную звезду (на заводском жаргоне "ежик"). Совершенно очевидно, что такое образование после превышения некоторого "критического диаметра" ведет к образованию трещины в металле цилиндра при эксплуатации. По наблюдениям, величина "критического диаметра" не более 10 мм. Более 200 цилиндров среднего давления турбины Т-110/120-130 имеют конфигурацию, изображенную на рис. 14.3. При каждом капитальном ремонте турбины необходимо проводить контроль сплошности металла литых цилиндров, прежде всего на внутренней поверхности.

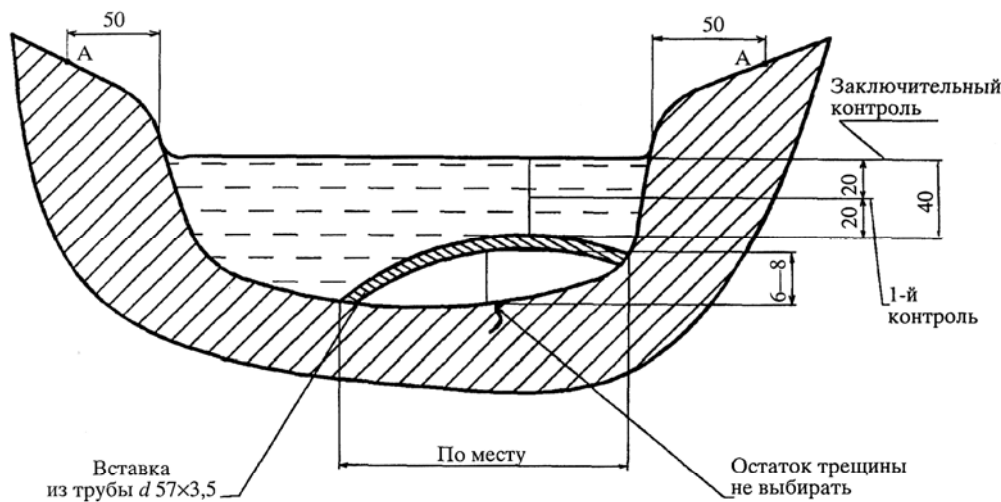


Рис. 14.4. Ремонт ЦСД турбины Т-110/120-130



Рис. 14.5. Ремонт паровой коробки IV клапана турбины Т-110/120-130

При $S_{\text{раб}}/S < 0,3$ целесообразно на дно выборки установить вставку в виде арки, выполненную из части трубы (материал стали — 12ХМ, 15ХМ, 12ХМФ) и прихватить кромки арки сваркой к основному металлу. Заполнить сварочную ванну над вставкой наплавленным металлом. Толщина заварки не более $0,8 S$. При этом создается бездефектный (или малодефектный) несущий слой наплавленного металла, расположенный выше дефектного участка стенки. Предполагается, что слой дефектного литья не воспринимает нагрузку от внутреннего давления. Такое допущение несколько повышает надежность отремонтированной стенки, потому что и дефектный слой не лишается несущей способности.

При установке вставки создается полость, которая прерывает развитие трещины в направлении восстановленной стенки (аналогично известной засверловке концов трещины).

Примеры "лечения" стенок с трещиной показаны на рис. 14.4 и 14.5.

Характеристика трещины, показанной на рис. 14.4:

1. Расположение — нижняя половина цилиндра, возле патрубка отбора на ПВД5.
2. Протяженность — более 350 мм в направлении $\sim 60^\circ$ относительно оси турбины.
3. Толщина стенки — чертежная 60 мм, фактическая 160 мм, глубина выборки — более 75 мм, ширина около 60 мм, трещина до конца не выбрана.

При заварке трещины в точках А установлены термопары для контроля разогрева основного металла.

Выборка трещины, показанной на рис. 14.5, выполнена ремонтным персоналом до обращения на завод.

1. Приварка вставки прерывистым швом 10x50, электрод ЦТ-28 0 3, ток 130...140 А. Облицовочный слой — электроды ЦТ-28, 0 4, ток 110...130 А. Заполнение — электрод ЭА-395/9, 05, ток 130...150 А.

2. Нагрев зоны сварки не более 100°C по термопаре, установленной в 70...100 мм от кромки выборки.

3. Укрыть законченный шов двумя-тремя слоями асбестового полотна. Не менее 1 ч прогревать полотно газовой горелкой, замедляя процесс остывания.

Электроды, применяемые для заварки выборок, должны быть прокалены не более чем за 4...6 ч до начала сварочных работ и храниться в сушильных шкафах. Разогрев основного металла в зоне заварки не должен превышать 200°C . Контроль разогрева вести двумя-тремя термопарами, установленными на расстоянии 50...70 мм от края выборки. При превышении указанной температуры заварку остановить. Через каждые три-четыре наложенных слоя поверхность наплавленного металла контролировать УЗК.

Технология заварки выборок изложена в нормативных документах [71, 72], не требует термообработки шва и основного

трещины на глубину $H = 5$ мм. Измерением устанавливается точное значение H .

Первое важное замечание! Необходимо отказаться от мысли, что всегда и во всех случаях обнаруженная трещина обязательно должна быть выбрана, а выборка полностью заварена.

Существование трещины в стенке цилиндра вовсе не исключает возможности продолжения эксплуатации, но делает необходимым контроль металла в зоне трещины, периодический контроль развития трещины и измерение прочностных характеристик металла при увеличении наработки.

Если, тем не менее, ответственными работниками электростанции принимается решение о выборке трещины, то и в этом случае необязательна заварка выборки на полную глубину — заварка может не производиться или производиться частично в зависимости от соотношения $S_{\text{раб}}/S$.

При $S_{\text{раб}}/S > 0,8$ выборку можно не заваривать, предварительно убедившись в полноте удаления трещины. Край выборки необходимо плавно вывести на литую поверхность ("развалить выборку").

При $S_{\text{раб}}/S = 0,3...0,8$ достаточно довести толщину заварки до $S_{\text{раб}}/S = 0,8$.

металла цилиндра. Но описанный метод по устранению трещины не гарантирует, что от границ заварки или от участков вблизи заварки не начнется через 3...5 лет развитие новой трещины. Процедуру "лечения" цилиндра придется вести заново. Это обстоятельство заставляет вновь вернуться к мысли о целесообразности продолжения эксплуатации цилиндра с обнаруженной и неудаляемой трещиной.

Исключение необходимо сделать для сквозных трещин в стенке, для трещин, выходящих на разъем цилиндра, и шпилечных отверстий, а также трещин возле дренажных отверстий. Такого рода трещины необходимо выбрать, а выборки заварить. Ситуация усложняется тем, что достаточно часто трещины в камере регулирующего колеса уходят во внутреннюю полость патрубков для сопловых коробок, становятся труднодоступными для осмотра и обмера и практически недоступными для выборки.

В качестве первичного критерия для оценки работоспособности цилиндра вновь принимается $S_{раб}/S$ или H/S .

Таблица 14.7

	$S_{раб}/S$ (H/S)	Максимально допустимая наработка, ч (лет)
1	0,6 (0,4)	50 000 ч (7—8)
2	0,5 (0,5)	35 000 ч (5—6)
3	0,3 (0,7)	30 000 ч (4—5)
4	<0,3 (>0,7)	14 000 ч (2)

По оценкам ВТИ и ЛМЗ максимально допустимая наработка цилиндра с трещиной с упомянутыми выше критериями определяется следующим образом (табл. 14.7).

По опыту эксплуатации турбин ТМЗ, указанные величины максимальных наработок для поз. 1...3 должны быть уменьшены на 30...40 %, а для поз. 4 необходима полная выборка трещины.

Последовательность работ с трещиной такова:

1. Выявление трещины при контроле поверхности (визуальном, при 6-кратном увеличении может быть керосиновомеловом).
2. Кернение доступного конца трещины (базовое).
3. Очистка поверхности вдоль трещины на технологически возможную протяженность.
4. Фиксация наиболее удаленной от базового кернения точек трещины.
5. Продолжение поиска траектории трещины эндоскопированием поверхности.
6. Зачистка наружной поверхности и его патрубка (-ков) в зоне трещины. Шероховатость не грубее R_a 6,3.
7. УЗК с наружной стороны, определение и фиксация траектории трещины неглубоким кернением или краской, в том числе фиксация точек разветвления и траектории отверстий. Определение УЗК глубины расположения трещины от наружной поверхности.
8. Засверловка концов трещины, в том числе ответвлений и точек разветвления, снаружи, насквозь. Диаметр засверловки не более 20 мм. Засверловка траектории отверстиями \varnothing 10 с шагом 30...40 мм.
9. Измерение глубины залегания трещины в каждом сверлении.
10. Установка гужонов в каждое сверление.
11. Засверловка траектории трещины (снижает интенсивность развития трещины или вовсе останавливает его).

Во всех случаях целесообразно разобраться в причинах появления трещины. Методические указания о проведении необходимых исследований изложены в [66].

Таким образом, методическими указаниями рекомендуются следующие процедуры:

1. Вырезка проб и сколов для определения качества металла из участка поверхности цилиндра, максимально приближенного к зоне трещины по эскизам, разработанным заводом-изготовителем либо согласованным с ним.
2. Изготовление образцов в количестве, достаточном для исследований (не менее двух образцов — на разрыв, не менее двух образцов — на удар, а также микрошлиф).

Желательно, чтобы продольная ось образцов была ориентирована перпендикулярно плоскости трещины.

3. Измерение предела текучести.

Максимально допустимые значения σ_{02}

для стали: 15Х1М1ФЛ — 260 МПа (25 кг/мм²);

20ХМФЛ — 245 МПа (24 кг/мм²);

20ХМЛ — 235 МПа (23 кг/мм²);

4. Определение хрупкой составляющей в изломе ударного образца, испытанного при 150°C (не более 3...5%).

5. Измерение горячей твердости.

6. Определение критического раскрытия надреза при рабочей температуре и ударном на-гружении.

В качестве примера дезинтенсификации трещины на рис. 14.6 показаны работы по ремонту ЦВД турбины Т-110/120-130 Набережночелнинской ТЭЦ.

Эти работы состояли из нескольких этапов:

- 1-й этап — измерение трещины (эндоскопирование внутренней полости, УЗК наружной поверхности);

- 2-й этап — измерение глубины трещины (засверловка изнутри \varnothing 8...10, УЗК снаружи);

- 3-й этап — засверловка концов \varnothing 20, засверловка трещины с шагом 30...40 мм, установка гужонов.

К сожалению, анализ состояния металла был проведен неудовлетворительно, и достоверные результаты не получены. В связи с этим эксплуатация турбины продлена только на 50000 ч, с обязательной проверкой поведения трещины через каждые 10 000—15 000 ч эксплуатации. Предписано проведение полного металлографического анализа зоны трещины по окончании установленного срока.

В практике ремонтов цилиндров чаще всего приходится сочетать дезинтенсификацию и заварку по той причине, что трещины в зоне камеры регулирующей ступени часто выходят на плоскость горизонтального разреза и в шпилечные отвер-

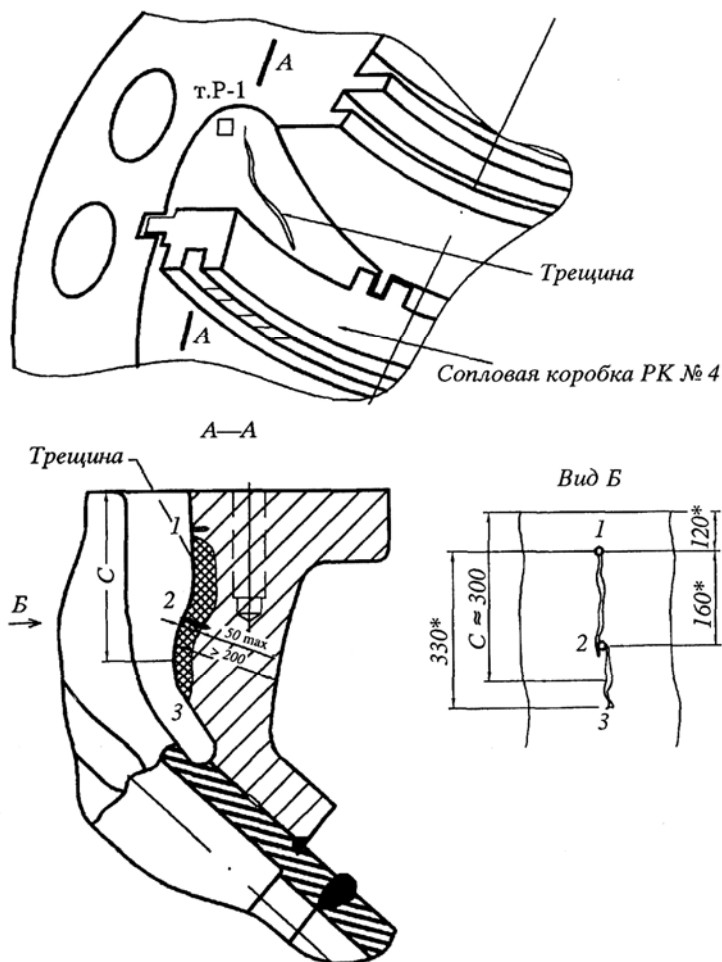


Рис. 14.6. Ремонт ЦВД турбины Т-110/120-130

альные фиксирующие штифты. В этом случае сорвавшееся с места седло необходимо извлечь, гнездо расточить, новое седло на штатном натяге и установить новые штифты. Можно рекомендовать установку седла на гибкой опоре.

Не рекомендуется фиксировать седло от поворота сваркой стыка между седлом и корпусом клапана. Такую сварку электростанции практикуют не так уж редко, но забывают при этом о растрескивании металла корпуса после сварки и возможном развитии сварочных трещин.

- Проворот соплового аппарата под действием реактивных сил паровой струи. Фиксирующие штифты при этом срезаются. Чаще всего это связано с исполнением фиксирующих штифтов из металла, не соответствующего чертежу — по качеству самого металла и точности посадки штифта.

Срезанные штифты необходимо высверлить, освобожденное отверстие развернуть, установить новые штифты большего размера, соблюдая требования заводского чертежа к установке штифта и качества металла.

- Обрыв подвесок уплотняющей обоймы регулирующей ступени

Происходит примерно при наработке 150 000 ч в турбинах, работающих на свежем паре с $t = 550...565^\circ\text{C}$ и имеющих одновенечную регулируемую ступень. Среди турбин ТМЗ это турбины типов ПТ-135/165-130 и Т-250/300-240. Заварка смятых опорных поверхностей на цилиндре и установка новых опорных лапок не дают надежного и долговременного результата.

Наиболее надежное решение — удалить штатную уплотнительную обойму, уплотнение установить на специальном кольце, приваренном к направляющему козырьку перед диафрагмой 2-й ступени, либо к сопловым сегментам регулирующей ступени.

Возникают и другие эксплуатационные неполадки и дефекты на литых цилиндрах, но они плохо поддаются систематизации.

В литых корпусах стопорных клапанов исчерпание ресурса жаропрочности происходит на 40 000...50 000 ч ранее, чем в корпусах ВД, из-за более высокой температуры пара (на $40...60^\circ\text{C}$ в зависимости от типа регулирующей ступени).

Процедуры продления эксплуатации по фактическому состоянию металла должны производиться так же, как и для ЦВД.

Возможность проведения ВТО металла корпуса стопорного клапана и продления ресурса на 100 000...120 000 ч достаточно ясны из приведенных в табл. 14.1—14.5 данных. Проблемы растрескивания корпусов и способы ремонта также аналогичны описанным выше.

Отдельные случаи заслуживают особого упоминания.

На рис. 14.7 изображена процедура ремонта корпуса стопорного клапана турбины Т-110 Павлодарской ТЭЦ-3. Корпус отработал 168 000 ч. Трещина образовалась под опорной лапой с наружной стороны, обогнула лапу почти по половине ее периметра, вышла на разъем и в шпилечное отверстие.

Традиционная выборка трещины и ее заварка в станционных условиях без объемной термообработки оказалась невозможной из-за слишком большого (более 6000 см^3) объема заварки, поэтому было принято решение срезать лапу, разделить и заварить трещину, выходящую на разъем, и вновь присоединить лапу на фланцевом соединении. Часть резьбы в шпилечном

стия. Естественно, что эти участки выбираются и завариваются.

Уместно отметить, что растрескивание литого корпуса происходит, в основном, в одно-корпусной конструкции ЦВД (например, турбины Т-50/60-130, Т-110/120-130 ТМЗ, ПТ-60 и ПТ-80 ЛМЗ). В двухкорпусной конструкции ЦВД (например, Р-100-130, ПТ-140-130, Т-185-130, Т-250/300-240 ТМЗ) за 30 лет эксплуатации таких случаев не наблюдалось, за исключением двух случаев отслоения пригара в паровпускной улитке внутреннего ЦВД и ЦСД турбины Т-250/300-240 Киевской ТЭЦ-5. Куски пригара попали в проточную часть и повредили рабочие лопатки. Заварки литых корпусов не потребовалось.

Из числа прочих дефектов, возникающих при эксплуатации, отметим следующие.

- Разрыв расточек дна гребней обойм и диафрагм

Чаще встречается в части среднего и низкого давления. Неплотность прилегания упорной стороны обоймы (диафрагмы) к поверхности расточки в цилиндре возникает из-за коробления обеих деталей. На больших диаметрах при изменении взаимного положения поверхностей неплотность проявляется заметнее. Размытую поверхность расточки цилиндра необходимо выровнять механической обработкой. Сопрягаемую поверхность гребня надо наплавить и доработать, сохраняя неизменными аксиальные зазоры в проточной части.

- Выпрессовка седел регулирующих клапанов

Как правило, выпрессовывается седло одного регулирующего клапана. Чаще всего это связано с быстрым разогревом седла по отношению к корпусу клапана и, как следствие, с пластической деформацией посадочной поверхности седла. В результате в соединении седло—корпус исчезает натяг. Седло под действием парового потока начинает вращаться, разбалтывает и срезает радиальные фиксирующие штифты.

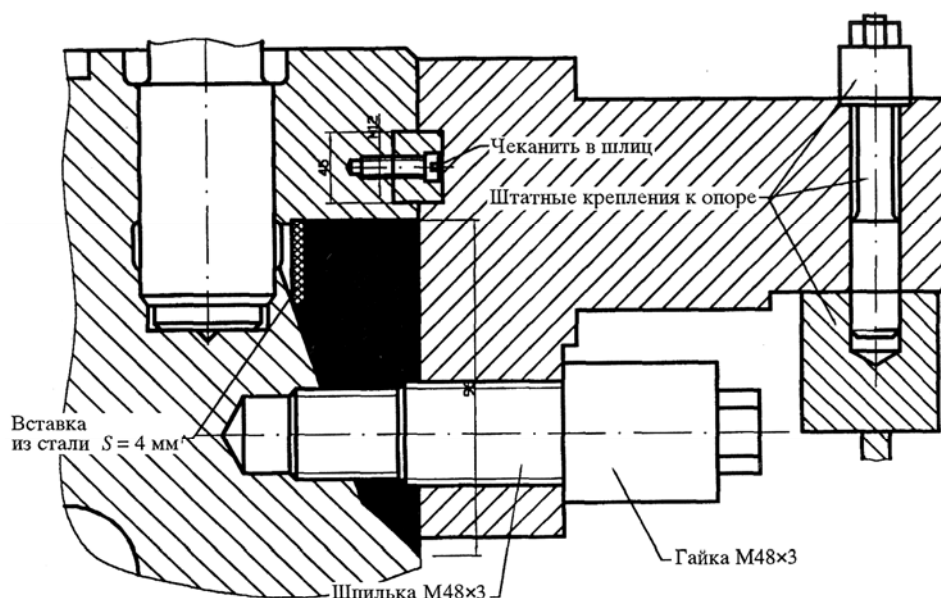


Рис. 14.7. Ремонт стопорного клапана турбины Т-110/120-130

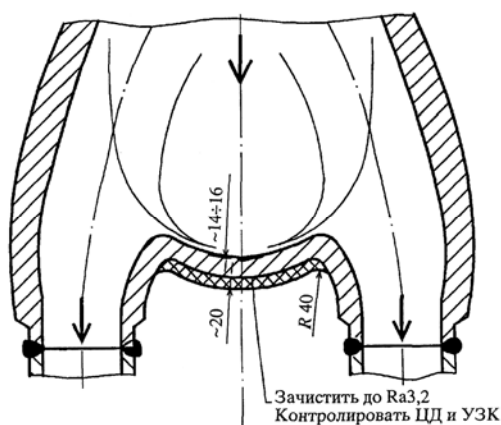


Рис. 14.8. Ремонт корпуса стопорного клапана турбины ВПТ-25-3

корпусов после проведения ВТО. Еще в нескольких случаях были переварены без дефектов швы привязки паропровода острого пара.

В качестве курьеза необходимо упомянуть о следующем. В нижней части корпуса регулирующего клапана турбины Т-250/300-240, входящего составной частью в состав блока стопорно-регулирующих клапанов, был установлен тройник с патрубками для присоединения пароперепускных труб, выполненный из стали марки 20 (вместо 15Х1М1Ф по чертежу). Дефектный тройник, конечно же, был заменен, но до растрескивания успел проработать более 40000 ч.

Еще раз целесообразно изложить порядок действий при обнаружении дефекта в литом корпусе:

1. Установить и зафиксировать размеры и расположение дефекта.
2. Выполнить контроль состояния металла в зоне дефекта.
3. Принять техническое решение о способе устранения дефекта самостоятельно либо с помощью завода-изготовителя или головного института отрасли — ВТИ.

4. Реализовать принятое решение самостоятельно либо с привлечением завода-изготовителя.

5. Установить периодический контроль за состоянием металла цилиндра в зоне устраненного дефекта.

Второе важное замечание.

Описанные способы ремонта корпусов цилиндров и стопорных клапанов нужно рассматривать как технические рекомендации для принятия решения в ходе устранения конкретного выявленного дефекта. Более того, техническое решение о ремонте корпусов в каждом конкретном случае необходимо согласовывать с заводом-изготовителем и с головными институтами РАО "ЕЭС России" — ВТИ и ЦНИИТМАШ.

14.3. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие узлы турбины наиболее целесообразно ремонтировать в заводских условиях?
2. Перечислите основные характерные дефекты литых цилиндров и корпусов клапанов.
3. Перечислите основные направления работ по продлению срока службы литых цилиндров и корпусов клапанов.
4. Перечислите зоны максимально вероятного возникновения трещин в корпусах цилиндров и клапанов.

отверстии при этом удаляется. Пока принято решение о продлении отремонтированного корпуса на 10000 ч.

На рис. 14.8 показан ремонт корпуса стопорного клапана турбины ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-3) Тверской ТЭЦ-3.

При контроле металла после наработки около 250 000 ч в донной части корпуса (между патрубками к перепускным трубам) обнаружен крупный "литейный засор", не удаленный при изготовлении, площадью около 40 % поверхности донца и глубиной до 15 мм.

Было предложено провести ВТО корпуса термоциклированием и наплавить на донце по наружной поверхности слой наплавленного металла толщиной 15...20 мм. Земляной "засор" не следует выбирать, тем более, что доступ для такой операции весьма затруднен, а результат сомнителен.

Фактически станция реализовала лишь вторую часть предложения (наплавку по наружной поверхности). Корпус после ремонта проработал уже более 20000 ч без замечаний, но это не отменяет необходимости контроля металла при очередном капремонте, после чего не исключено принятие радикальных мер, вплоть до замены корпуса.

Кованные корпуса стопорных клапанов практически не нуждаются в ремонте и при длительной эксплуатации, что вовсе не отменяет нормативную процедуру контроля состояния металла.

В известных на сегодня случаях ремонта устранялись последствия дефектов заводского изготовления.

Наибольшие трудности вызвало массовое (более 8 случаев в системе Мосэнерго) растрескивание на турбине Т-250/300-240 паропускных патрубков в районе привязки паропровода острого пара. Основной причиной этого явления была признана недостаточная длина патрубка (вылет), а инициировали растрескивание отдельные дефекты в корне сварного шва. Четыре корпуса были заменены новыми, на четырех были заменены только верхние половины корпусов стопорных клапанов с повторным использованием остальных частей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ состояния систем организации ремонта паровых турбин в условиях ТЭС, а также в условиях заводов — изготовителей выявил ряд проблемных вопросов, которые, с точки зрения авторов, требуют дальнейшей углубленной проработки и совершенствования.

К таким вопросам по мнению авторов относятся (укрупненно):

- Разработка технических условий на ремонт и ремонтных формуляров всего парка турбин.
 - Совершенствование оснастки, применяемой для ремонта турбин.
 - Применение новых материалов, а на их основе уточненных технологий для восстановления деталей турбин, обеспечения плотности соединения сопрягаемых деталей и так далее.
 - Разработка технологий восстановительной термообработки литых деталей турбин, отработавших свой ресурс.
 - Совершенствование алгоритмов расчета влияния теплового состояния трубопроводов и их опорно-подвесной системы на работу турбоустановки, так как на большинстве эксплуатируемых турбоагрегатов наблюдаются повышенные усилия от присоединенных трубопроводов, что приводит к нарушениям в работе турбин (повышенная вибрация, стесненность тепловых расширений).
 - Автоматизация задач сетевого планирования ремонтных работ.
 - Решение комплекса вопросов по поузловому заводскому ремонту оборудования.
 - Разработка, апробация и реализация комплексной системы мониторинга состояния турбоустановки, которая позволит обоснованно перейти к организации ремонта оборудования ТЭС, в частности паровой турбины, по состоянию [151, 152].
- При этом авторы считают мониторинг состояния более широким понятием, включающим в себя как одну из задач — диагностику.

Считаем, что вышеприведенный перечень может (и должен) сориентировать студентов (будущих инженеров), а также слушателей курсов переподготовки и повышения квалификации персонала ТЭС на активизацию разработок в указанных направлениях.

ГЛОССАРИЙ

Адгезия — слипание разнородных твердых или жидких тел (фаз), соприкасающихся своими поверхностями. Адгезия обусловлена межмолекулярным взаимодействием.

Акт "скрытых работ" — документ, составляемый на все конструкции и их элементы, закрываемые в процессе производства работ, к которым в дальнейшем не будет доступа.

Борштанга — оправка для крепления сменных резцов при обработке (расточке) отверстий на токарных, сверлильных, расточных и других станках. При ремонте борштанга применяется для определения взаимного расположения деталей статора и ротора турбины.

Выработка посадочного места — любые механические повреждения посадочной поверхности в результате перемещения сопрягаемых деталей в процессе эксплуатации механизма.

Дефектация — выявление всех дефектов и отклонений геометрических размеров и формы.

Обработать "как чисто" (пропылить поверхность) — исправление геометрии поверхности детали механической обработкой (токарная, фрезерная, шлифовальная) с минимальным съемом стружки с обрабатываемой поверхности.

Кантовка (от немецкого *kanten* — переворачивать) — операция по изменению пространственного положения детали с помощью грузоподъемных механизмов.

Контрольная плита — средство измерения плоскостности поверхности.

Колено (коленчатость) — несовпадение взаимно параллельных осей пары роторов.

Маятник — излом осей (угловое несовпадение осей) пары собранных роторов с жесткой муфтой.

Наброс нагрузки — резкое увеличение нагрузки турбоагрегата.

"Наделка" — установка дополнительной неподвижной прокладки (с помощью сварки, резьбового соединения и т. д.) на деталь с целью изменения ее геометрических размеров.

Натяг — разность между диаметром вала и отверстия, когда диаметр вала превышает диаметр отверстия (до сборки). Применяется для получения неподвижного соединения путем нагревания детали с отверстием перед посадкой на вал.

Натянутый металл (баббит) — пластические изменения формы поверхности металла в результате механических воздействий (ударов).

Обтяжка "на горячо" (крепежа) — создание натяга в резьбовом соединении с помощью удлинения шпильки (болта) нагреванием и подтяжкой гайки в горячем состоянии.

Окалина — продукт окисления, образующийся на поверхности стали и некоторых других сплавов при нагреве на воздухе или в других средах, содержащих кислород. Окалина состоит из окислов металлов; она ухудшает качество поверхности и приводит к потерям металла. Удаляют окалину механическим и химическим путем.

"Подрез" — локальное уменьшение линейного размера детали в результате механических воздействий (проточки, ударов, газовой резки, воздействия рабочей среды и т. д.).

Пины — цилиндрические стержни, устанавливаемые в одну из деталей для фиксации ее положения относительно другой детали при сборке.

Проверка по краске — технологическая операция по определению прилегания одной поверхности к другой или правильности геометрической формы поверхности. При выполнении проверки на одну из поверхностей собираемых деталей или контрольный инструмент (контрольную плиту, калибр и т. д.) наносится краска, и качество прилегания проверяется по отпечаткам краски на ответной поверхности.

Призонные болты (отверстия) — цилиндрический или конический болт для неподвижного соединения деталей и фиксации их взаимного расположения при сборке.

Пригонка зазоров — технологическая операция по доведению зазоров в уплотнениях до требований чертежа или ремонтного формуляра.

Рым — металлическое кольцо, закрепляемое на машинах (и их частях) и предназначенное для захвата и перемещения их при монтаже, разборке или транспортировании.

Разделка паза — финишная обработка поверхности шпоночного паза (или другого паза), предварительно обработанного резанием, снятием тонкой стружки шабером вручную или механическим путем. Применяется для точного сопряжения шпоночного соединения.

Растолкать ротор — переместить ротор, находящийся в собственных подшипниках, в осевом направлении с целью определения парового, масляного разбега ротора или создания зазора между муфтами для беспрепятственной выемки ротора из проточной части.

Сборка "насухо" — контрольная сборка механизма без применения уплотняющих материалов.

Свищ — сквозное повреждение трубопровода или сосуда.

Сдача "на чистоту" — стандартная операция по проведению скрытых работ; заключается в предъявлении заказчику (или другому ответственному лицу) внутренних полостей собираемого механизма (сосуда, трубопровода и т. д.) на отсутствие посторонних предметов.

Талреп — приспособление для натягивания снастей (морской), для настройки грузоподъемного приспособления.

Траверса — приспособление для подъема в нужном пространственном положении груза с несимметричным расположением центра тяжести.

Формуляр (паспорт) — бланк для занесения сведений о результатах контроля состояния узлов оборудования перед ремонтом и после проведения ремонтных и пригоночных работ.

Холостой ход — движение механизма или машины, при котором не совершается полезная работа.

Шабровка (шабрение) — отделочная обработка поверхности, предварительно обработанной резанием, снятием тонкой стружки шабером вручную или механическим путем. Применяется для точного сопряжения деталей, например для герметизации соединений. Шабрят плоские или цилиндрические поверхности деталей подвижных или неподвижных соединений, когда необходимо обеспечить точное сопряжение, точное относительное положение деталей или создать герметичное соединение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС / Под ред. А.И. Андриященко. М.: Высшая школа, 1991. 303 с.
2. Штромберг Ю.Ю., Терентьев И.А. Итоги работы энергоблоков ТЭС в период 1993—1997 годов // Электрические станции. 1998. № 5. С. 11—12.
3. Терентьев И. А. Оценка надежности турбин энергоблоков мощностью 300, 800 и 1200 МВт // Электрические станции. 1998. № 6. С. 2—5.
4. Штромберг Ю.Ю., Понасечкин С.А., Копсов А.Я. Повреждаемость теплоэнергетических блоков мощностью 300 МВт // Электрические станции. 2000. № 3. С. 16—18.
5. Бродов Ю.М., Мурманский Б.Е., Мительман М.М. и др. Анализ показателей надежности турбоустановок и энергоблоков в целом АО "Свердловэнерго" // Теплоэнергетика. 1997. № 1. С. 9—14.
6. Показатели надежности основного и вспомогательного оборудования турбоустановок ТЭС Свердловэнерго / Бродов Ю.М., Мурманский Б.Е., Мительман М.М. и др. // Электрические станции. 1997. № 5. С. 12—15.
7. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. М.: Энергоиздат, 1990. 640 с.
8. Паровые и газовые турбины / Трубилов М. А., Арсеньев Г. В., Фролов В. В. и др.; Под ред. А. Г. Костюка и В.В. Фролова. М.: Энергоиздат, 1985. 352 с.
9. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Издательство МЭИ, 2000. 480 с.
10. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1986. 272 с.
11. Паровые турбины малой мощности КТЗ / Кирюхин В. И., Тараненко Н. М., Огурцова Е. П. и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. 216 с.
12. Инденбаум В.С., Случаев М. А. Ревизия и ремонт паровых турбин коммунальных электростанций. М.: М-во коммунал. хоз. РСФСР, 1954. 211 с.
13. Сверчков А.Н. Ремонт и наладка паровых турбин. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1954. 532 с.
14. Северов Н.Н. Ремонт роторов паровых турбин. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1959. 295 с.
15. Молочек В.А. Ремонт паровых турбин. М.: Энергия, 1968. 376 с.
16. Новиков Б.Б., Леонтьев Е. В., Дроздов В. И. Ремонт корпусов паровых турбин. М.: Энергия, 1977. 72 с.
17. Дон Э.А., Осоловский В.П. Расцентровка подшипников турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1994. 192 с.
18. Гольдин А.С. Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях М.: Энергия, 1980. 96 с.
19. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999. 344 с.
20. Абалаков Б.В., Банник В.П., Резников Б.И. Монтаж и наладка турбоагрегатов и вспомогательного оборудования. М.; Л., Энергия, 1966. 320 с.
21. Правила организации технического обслуживания и ремонта оборудования зданий и сооружений электростанций и сетей РДПр34-38-030-92. М., 1994. 406 с.
22. Методические указания по совершенствованию системы технического обслуживания и ремонта энергоблоков и энергоустановок ТЭС на основе ремонтного цикла с назначенным межремонтным ресурсом М. У.РД 34.20.601-96 РАО "ЕЭС России" с 01.06.96. 21 с.
23. Методика оценки технического состояния паротурбинных установок до и после ремонта и в период между ремонтами РД 34.20.581-96 СП ОРГРЭС 1998. 27 с.
24. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации / Министерство топлива и энергетики РФ, РАО "ЕЭС России": РД 34.20.501.95. 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996. 274 с.
25. ГОСТ 18322—78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения.
26. Перминов И.А., Орлик В.Г., Гординский А.А. Диагностика состояния проточных частей мощных паровых турбин с применением станционных вычислительных комплексов // Труды ЦКТИ. Л., 1992. Вып. 273.
27. Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Эгерман В.Н. Диагностика состояния радиальных зазоров турбины К-800-240-3 в процессе эксплуатации. Методы диагностирования // Труды ЦКТИ. Л., 1994. Вып. 279. С. 89—96.
28. Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины // Теплоэнергетика. 1995. № 4. С. 36—40.
29. Опыт внедрения системы вибродиагностического контроля турбоагрегатов / Зиле А.З., Руденко М.Н., Томашевский С.Б. и др. // Энергетик. 1999. № 3. С. 21—24.
30. Алгоритм подсистемы диагностики термонапряженного состояния корпусов ЦВД и ЦСД турбины К-300-240-2 ХТЗ / Трухний А.Д., Грак В.Г., Берлянд В.И. и др. // Тезисы докл. Всес. науч.-техн. совещ. вг. Горловка. 1988. С. 47.
31. Опыт создания и освоения автоматизированных систем и подсистем диагностического контроля энергоблоков ТЭС / Лейзерович А.Ш., Сафонов Л.П., Гординский А.А. и др. // Труды ЦКТИ. Л., 1994. Вып. 279. С. 3—9.
32. Разработка и внедрение системы функционирования АСТД в составе АСУТП энергоблока 800 МВт Запорожской ГРЭС / Сафонов Л.П., Журавель А.М., Литвинов В.К. и др. // Труды ЦКТИ. Л., 1994. Вып. 279. С. 10—15.
33. Лейзерович А.Ш. Первый опыт создания экспертных систем для тепловых электростанций // Электрические станции. 1990. № 5. С. 1—7.
34. Expert system, flexible software maintain high performance levels at powerplant / Elliot Tom // Hjwer. 1989. V. 133, N 9. С. 95—97.
35. Андрияшин А.В. Совершенствование планирования и управления проведением ремонтных работ на энергетическом оборудовании // Вестник МЭИ. № С. 56—59.
36. Методические указания по разработке и применению системы сетевого планирования и управления при ремонте оборудования электростанций / Минэнерго СССР 30.06.76. 120 с.
37. Пути совершенствования системы ремонта энергетических установок / Андрияшин А.В., Стенин В.А., Тимошенко Н.Н., Терещенко О.Г. // Вестник МЭИ. 1997. № 3. С. 27—31.
38. РД 34.20.602-98 Основные положения и требования договора на выполнение работ по ремонту оборудования электростанций. 40 с.
39. ГОСТ 3.1109—82. ЕСТД. Термины и определения основных понятий.
40. Физический энциклопедический словарь. М.: Советская энциклопедия, 1960. Т1. 664 с.

41. Физический энциклопедический словарь. М.: Советская энциклопедия, 1963. Т3. 624 с.
42. Физический энциклопедический словарь. М.: Советская энциклопедия, 1966. Т5. 574 с.
43. Неразрушающие испытания: Справочник: В 2 т / Под ред. Мак-Мастера. М.; Л.: Энергия, 1965.
44. ГОСТ 27.002—89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
45. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т / Под ред. А. И. Рембезы. М.: Машиностроение, 1986. Т. 1. 224 с.
46. РД 34.20.801-93. Инструкция по расследованию и учету технологических нарушений в работе электростанций, сетей и энергосистем / ОРГРЭС. М., 1993, 20 с.
47. Указания по заполнению кодированной части акта расследования нарушения работоспособности теплоэнергетического оборудования / ОРГРЭС. М., 1991. 60 с.
48. РД 34.08.552-93. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрофикации о тепловой экономичности оборудования / ОРГРЭС. М., 1993. 124 с.
49. Методические указания по составлению отчета электростанции об использовании оборудования энергоблока / ОРГРЭС. М., 1971. 26 с.
50. РД 34.20.801-2000. Инструкция по расследованию и учету технологических нарушений в работе энергосистем, электростанций, котельных, электрических и тепловых сетей. М.: Энергосервис 2001. 31с.
51. Жученко Л.А., Кортенко В.В., Данда В.И. Организация сбора и обработки информации по повреждаемости элементов проточной части // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта / Екатеринбург: УГТУ—УПИ, 2002. С 189—195.
52. Анализ работы энергетических блоков мощностью 150—1200 МВт за 1986—95 годы / СПО ОРГРЭС. М.
53. Обзоры повреждений тепломеханического оборудования электростанций с поперечными связями и тепловых сетей за 1986—95 годы / СПО ОРГРЭС. М.,
54. Анализ показателей надежности теплообменных аппаратов ТЭС / Бродов Ю.М., Резникова Р.С., Краснова Г.И., Чайка А.И. // Энергомашиностроение. 1982. № И. С. 35—39.
55. Жирицкий Г.С. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1960. 311с.
56. Лосев С.М. Паровые турбины и конденсационные устройства. Теория, конструкции и эксплуатация. М.: Госэнергоиздат, 1954. 368 с.
57. Трухний А.Д., Крупенников Б.Н., Петрунин С.В. Атлас конструкций паровых турбин. М.: МЭИ, 2000. 148 с.
58. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергоатомиздат, 1982. 272 с.
59. Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ / Под ред. В.Н. Саввина. М.: Энергоатомиздат, 1984. 264 с.
60. Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / Под ред. А.П. Огурцова, В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 384 с.
61. Бауман Н.Я., Яковлев М.И., Свечков И.Н. Технология производства паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение, 1973. 464 с.
62. Бодашков Н.К. Аварии паровых турбин и борьба с ними. М.: Госэнергоиздат, 1948. 160 с.
63. Швецов П.Д. Предупреждение аварий паровых турбин М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1953. 237 с.
64. РД 153.34.1.17.421-98 РД 10-262-98. Типовая инструкция по контролю и продлению срока службы металлоосновных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций / ОРГРЭС. М., 1999 г. 115 с.
65. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. М.: ВТИ, 1996. 153 с.
66. РД 34.17.436-92. Индивидуальный контроль металла литых корпусных деталей паровых турбин тепловых электростанций / МУ АОТ ВТИ. М., 1995.
67. Инструкция по контролю поверхности литых корпусных деталей паровых турбин электростанций до начала эксплуатации: 108.2700-01-87 РД 34.17.402-87 Минэнерго 15.01.87 Минэнергомаш 26.01.87.
68. Методические указания по проведению ультразвукового контроля крепежа энергооборудования МУ 34-70-081-84 СПО Союзтехэнерго 1985 г.
69. РД 34.17.415-96. Инструкция по проведению ультразвукового контроля крепежа энергооборудования/СПО ОРГРЭС. М., 1998 г.
70. Ремонт покоробленных корпусов паровых турбин РТМ 108.021.55—77 Минэнерго СССР. М. 1977. 47 с.
71. Исправление дефектов в литых корпусных деталях паровых турбин и арматуры методом заварки безтермической обработкой. РД 108.021.112-88 МУ НПО ЦКТИ с 01.07.88.
72. Инструкция по технологии ремонта литых корпусных деталей паровых турбин и арматуры перлитными электродами без термической обработки. И 34-70-020-85 РД 34.17.206-85 с изм. 1 Главтехуправление Минэнерго СССР, 12.02.85.
73. РД 153.34.1-17-458-98. Методика определения возможности эксплуатации с трещинами и выборками литых корпусов деталей турбин с давлением пара более 9 МПа / АОТ ВТИ 1999.
74. Быстрицкий Н. Д. Диафрагмы паровых турбин. М.: Машгиз, 1958. 163 с.
75. Пат. 5895205 США, МПК F 01 D^{1/2}. Технология ремонта турбинных диафрагм.
76. Анализ повреждаемости роторов, подшипников и систем маслоснабжения паровых турбин / Мурманский Б.Е., Плотников П.Н., Руденко А.С., Демшин В.И. // Совершенствование турбин и турбинного оборудования: Регион, сб. науч. ст. Екатеринбург, 2000. С. 142—150.
77. РД 34-30-506-90. Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций / Гл. научно-техническое управление Минэнерго. М., 1990. 40 с.
78. РД 34.17.406-82. Инструкция по контролю роторов паровых турбин со стороны осевого канала / Главтехуправление Минэнерго. М., 1982.
79. О предупреждении повреждений роторов высокого и среднего давления турбин ТЭС (центральных полостей роторов) Ц-05-97 (т) // РАО "ЕЭС России". М., 1997.
80. РД 34.30.507-92. Методические указания по предотвращению коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата паровых турбин в зоне фазового перехода / Управление научно-технического развития корпорации Росэнерго 03.04.92. М., ВТИ, 1993. 110 с.
81. РД 34.17.450-98. Методические указания по ультразвуковому контролю без разлопачивания обода диска в районе

верхних концентраторов Т-образного паза. М.: ВТИ, 1999. 7 с.

82. РД 153-34.1-17.457-99. Методические указания по проведению акустико-эмиссионного контроля цель-нокованных роторов паровых турбин ТЭС. М., 1999. 6 с.

83. МУ 34-70-167-87. Методические указания по магнитопорошковой дефектоскопии коррозионно-поврежденных рабочих лопаток паровых турбин в зоне фазового перехода. М.: ВТИ, 1987.

84. Инструкция по ультразвуковому контролю эрозийно-изношенных выходных кромок рабочих лопаток турбин СПО Союзтехэнерго, 1979. 10 с.

85. РД 34.17.449-97. Методика вихретокового контроля лопаток паровых турбин тепловых электростанций дефектоскопом "Зонд ВД-96". М., ВТИ, 1997. 27 с.

86. Левин А.В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. М.: Машиностроение, 1981. 710 с.

87. Ц-01-00. О повреждениях рабочих лопаток последних ступеней роторов низкого давления.

88. Амелюшкин В. Н. Эрозия лопаток паровых турбин: прогноз и предупреждение: Учебное пособие. СПб.: Энерготех, 2000. 70 с.

89. О восстановлении ресурса рабочих лопаток и дисков паровых турбин / Жученко Л.А., Кортенко В.В., Сахнин Ю.А., Ермолаев В.В. // Электрические станции. 2001. № 5. С. 21—24.

90. РД 153-34.1.17.424. Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровой турбины. М., ВТИ, 2001. 76 с.

91. РД 34.30.605. Технологическая инструкция по замене лопаток паровых турбин. ВПО. М.: Союзтехэнерго, 1985. 63 с.

92. РД 153-34.1-17.462-00. Методические указания о порядке оценки работоспособности рабочих лопаток паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта. М.: ВТИ: 2001.

93. Технология подварки шипов лопаток ИП 510-107 ЛМЗ.

94. МУ 34-70-088-84. Методические указания по определению расцентровок валопроводов турбоагрегатов: Изменение № 1 к вышеуказанному документу РД 34.30.601-84 Главтехуправление Минэнерго СССР, 10.08.89 Главтехуправление Минэнерго СССР, 24.10.91. 16 с.

95. Шостакович Б.В. Методика центровки паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1950. 159 с.

96. О сборке, центровке муфт и системы РВД-РСД турбин К-300-240 ХТЗ и К 200-130 ЛМЗ эксплуатационный циркуляр Ц-05-84 (т) Главтехуправление по эксплуатации энергосистем, апрель 1984 г.

97. Центровка подшипников турбоагрегата без разборки муфтовых соединений валопровода / Дон Э.А., Контарович Т.С., Олимпиев В.И., Мейерович Г.М. // Теплоэнергетика. 2000. № 2. С. 21—24.

98. Сушко Е.А., Авруцкий Г.Д. Центровка валопровода турбоагрегатов взвешиванием без разборки муфт // Энергетик. 2000. № 1. С. 14—17.

99. Бодашков Н.К. Эксплуатация паровых турбин. М.; Л.: Государственное энергетическое издательство, 1955.

100. Шаргородский В.С., Хоменок Л.А., Курмакаев М.К. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин // Электрические станции. 1996. № 6. С. 12—19.

101. Нормализация тепловых расширений паровых турбин / Авруцкий Г.Д., Дон Э.А., Людомирский Б.Н., Савенкова И.А., Березин М.Г. // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1999.

102. Сборник распорядительных документов по эксплуатации энергосистем. СПО ОРГРЭС. М., 1998. 239 с.

103. Курмакаев М.К. Мероприятия, обеспечивающие свободу тепловых расширений цилиндров мощных паровых турбин // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1999. С. 26—32.

104. О скольжении корпусов подшипников паровых турбин / Авруцкий Г.Д., Браун Э.Д., Дон Э.А. и др. // Теплоэнергетика. 1991. № 1. С. 18—24.

105. Опыт освоения головных турбоустановок энергоблоков мощностью 800 МВт / Моногаров Ю.И., Орлов И.И., Розенберг С.Ш. и др. // Энергомашиностроение. 1980. № 7.

106. Исследование силового взаимодействия корпусов цилиндров и подшипников турбин К-800-240-3 / Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Кметь А.И. и др. // Теплоэнергетика. 1981. № 9. С. 27—29.

107. Водичев В.И., Губанов Д.Е., Суриц П.Л. О работе поперечных шпоночных соединений цилиндров и корпусов подшипников паровых турбин // Теплоэнергетика. 1981. № 9. С. 30—33.

108. Улучшение эксплуатационных характеристик турбин Т-250/300-240 на ТЭЦ-22 / Шаргородский В.С., Ковалев И.А., Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Козлов И.С., Кочуров С.Н., Зуев О.Г. // Электрические станции. 2000. № 11. С. 46—50.

109. Розенберг С.Ш., Хоменок Л.А., Ильин В.И. О силовом взаимодействии цилиндров и корпусов подшипников турбины К-300-240 ЛМЗ // Электрические станции. 1985. № 8. С. 34—36.

110. Розенберг С.Ш., Сафонов Л.П., Хоменок Л.А. Исследование мощных паровых турбин на электростанциях. М.: Энергоатомиздат, 1994. 270 с.

111. Обеспечение температурных расширений цилиндров турбин при реконструкции энергоблоков / Дон Э.А., Авруцкий Г.Д., Потапов Е.Н., Бурлака Л.В., Лучников В.А., Сорока В.Ф. // Энергетик. 1995. № 2. С. 23—25.

112. Жорник В.И., Калиниченко А.С., Кезик В.Я., Кобзарь Ю.В., Кот А.А. Рекомендации по ремонту и реконструкции тяжело нагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов. Минск: Институт технической кибернетики НАН Беларуси, 2000.

113. Авруцкий Г.Д., Дубровский С.Л., Савенкова И.А. Металлофторопластовая лента на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин // Теплоэнергетика. 1995. № 5. С. 62—65.

114. Совершенствование (восстановление) показателей температурных расширений цилиндров паровых турбин при пуско-остановочных режимах / Дон Э.А., Авруцкий Г.Д., Михайлова А.Н., Савенкова И.А., Буглаев К.Е. // Электрические станции. 1999. № 2. С. 12—15.

115. ТУ РБ 100649721.030-2000. Элементы пар скольжения из литого композиционного материала.

116. Применение твердосмазочных покрытий для нормализации температурных расширений цилиндров паровых турбин / Дон Э.А., Михайлова А.Н., Складчиков В.П., Назимов Е.И. // Энергетик. 1997. № 11. С. 17—19.

117. Пат. 1617159 РФ. Опора корпуса турбомашины / Л.А. Хоменок, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В. Н. Ильин, А. Т. Коган // Б. И. 1990. № 48.
118. Ремезов А.Н., Куличихин В.В., Хоменок Л.А. Исследование силового взаимодействия элементов турбины К-1200-240-3 на Костромской ГРЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 1999. № 1. С. 15—18.
119. Пат. 2123603 РФ. Устройство для обеспечения теплового расширения турбоагрегата / Я.И. Евсеев Б.И. 1998. № 35.
120. Курмакаев М.К., Новиков В.М., Рабинович Э.М. Новая подвеска клапанов ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ // Теплоэнергетика. 1997. № 6. С. 67—69.
121. А. с. 1321846 СССР. Опора цилиндра турбины / В.А. Персидский Б.И. 1987. № 25.122. Липсман С.И., Музыка А.Т., Липсман В.С. Предупреждение и устранение вибрации роторных машин. Киев: Техника, 1967. 175 с.
123. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982. С. 352.
124. Кальменс В.Я. Обеспечение вибронадежности роторных машин на основе методов подобия и моделирования. СПб.: СЗПИ, 1992. С. 373.
125. Урьев Е. В. Основы надежности и технической диагностики турбомашин: Учеб. пособие / Екатеринбург: УГТУ, 1996. 71 с.
126. РД 24.033.04-88. Методика комплексных вибрационных испытаний энергетических паротурбинных агрегатов / Минэнерготяжмаш. 1988.
127. ГОСТ 23364—88. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации и общие технические к проведению измерений / Госстандарт. 1988.
128. Олимпиев В.И. Влияние погрешностей изготовления и монтажа на спектр вибрации турбоагрегата // Труды ЦКТИ, 1980. Вып. 178.
129. Мутуль В.В., Орлик В.Г. Влияние люфтов в сочленениях подвески на вибрационную надежность регулирующих клапанов паровых турбин // Труды ЦКТИ, 1980. Вып. 178. С. 85—92.
130. Коваль Г.С., Кузнецов Б.Д. Контроль величины колебаний роторов при пуске турбоагрегатов // Повышение надежности и экономичности энергоблоков. Сб. науч. тр. / УралВТИ. Челябинск, 1973. Вып. 1. С. 70—79.
131. Рунов Б.Т. Причины повышенного уровня составляющих второй гармоники в спектре колебаний опор мощных турбогенераторов // Вибрационная надежность паротурбинных агрегатов. Сб. науч.-тр. / ВТИ. 1986. С. 48—55.
132. Салимон А.В., Рузский В.А., Полищук Г.А. Диагностика места изменения распределенного дисбаланса валопровода турбоагрегата и задеваний ротора о статор // Вибрационная надежность паротурбинных агрегатов: Сбор. науч. тр. / ВТИ. 1986. С. 62—71.
133. Коваль Г.С., Урьев А.В., Львов М.И., Манькович Я.Д. Влияние дефектов соединения роторов на их вибрационное состояние / Вибрационная надежность паротурбинных агрегатов: Сб. науч.тр./ВТИ. 1986. С. 71—75.
134. Израилев Ю.Л., Зиле А.З., Микунис О.С., Лубны-Герцык А.Л., Тривуш В.И. // Вибрационный контроль за развитием трещин в роторах паровых турбин / Вибрационная надежность паротурбинных агрегатов: Сб. науч. тр. / ВТИ. 1986. С. 76—81.
135. Дон Э.А., Авруцкий Г.А. Выявление повреждений муфтового соединения трехопорной системы РВД-РСД паровых турбин средствами вибрационной диагностики // Вибрационная надежность паротурбинных агрегатов: Сб. науч. тр. / ВТИ. 1986. С. 81—84.
136. Банник В.П., Случаев М.А. Монтаж паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1959. 320с.
137. Винокуров И.В. Опыт диагностики состояния турбоагрегата по спектру вибрации // Труды ЦКТИ. 1989. № 251. С. 43—48.
138. Олимпиев В.И., Голод И.Л. Влияние подшипников скольжения на полигармоническую вибрацию энергетического турбоагрегата // Труды ЦКТИ. 1991. Вып. 265.
139. Олимпиев В.И. Фоновый спектр вибрации и вибродиагностика неисправностей энергетического турбоагрегата // Труды ЦКТИ. 1992. Вып. 273. С. 34—42.
140. Олимпиев В.И., Голод И.Л. Анализ спектра вибрации математической модели ротора с трещиной на подшипниках скольжения // Труды ЦКТИ. 1992. Вып. 273. С. 43—49.
141. Винокуров И.В., Медведь В.С. Диагностические признаки в вибрационном поведении действующих паротурбинных агрегатов // Труды ЦКТИ. 1992. Вып. 273. С. 9—26.
142. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Госиздатфизматлитературы, 1959. 436 с.
143. МУ 34-70-162-87. Методические указания по балансировке многоопорных валопроводов турбоагрегатов на электростанциях / Союзтехэнерго, 1988.
144. Методические указания по динамической балансировке роторов на станке маятникового типа РД34.30.602 ОРГРЭС 1975.
145. Агапов А.П., Балашов А.М., Фрегейт Р.А. Ремонт, наладка и испытания систем регулирования паровых турбин. М.: Энергия, 1976. 120 с.
146. Энгель-Крон И.В. Ремонт паровых турбин. М.: Энергоиздат, 1981. 240 с.
147. Карасюк В.А., Балашов А.М. Ремонт и наладка систем регулирования теплофикационных турбин. М.: Энергоиздат, 1994. 128 с.
148. Щегляев А.В. Регулирование и автоматизация паровых турбин. М.; Л.: ОНТИ, 1938.
149. Леснов В.А. Регулирование и автоматизация турбин. М.: Машиностроение, 1980. 232 с.
150. Щегляев А.В., Смелницкий С.Г. Регулирование паровых турбин. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 255с.
151. Урьев Е.В., Агапитова Ю.Н. Проблемы создания систем технической диагностики турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 2001. № 11. С. 24—28.
152. Концепция комплексной системы мониторинга состояния оборудования энергоблока / Аронсон К. Э., Акифиева Н.Н., Бродов Ю.М. и др. // Теплоэнергетика. 2002. № 2. С. 47—53.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ПРЕДИСЛОВИЕ

1. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА ТУРБИН

- 1.1. Система технического обслуживания и ремонта оборудования электростанций. Основные понятия и положения
- 1.2. Объемы и последовательность операций при ремонте
- 1.3. Особенности организации ремонта оборудования на ТЭС и в энергоремонтном предприятии
- 1.4. Подготовка к ремонту оборудования
- 1.5. Основные положения планирования производства ремонтных работ
- 1.6. Основные документы, используемые в процессе подготовки и проведения ремонта оборудования
- 1.7. Основные методы контроля металла, применяемые при ремонтах турбин
- 1.8. Инструмент, применяемый при ремонтных работах
- 1.9. Вопросы для самопроверки

2. АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТУРБИН

- 2.1. Основные показатели надежности энергетического оборудования
- 2.2. Методика сбора информации по надежности в энергетике
- 2.3. Основные неисправности узлов и деталей турбин
- 2.4. Вопросы для самопроверки

3. РЕМОНТ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРОВ

- 3.1. Типовые конструкции и основные материалы
 - 3.1.1. Типы цилиндров
 - 3.1.2. Применяемые материалы
 - 3.1.3. Узлы крепления
- 3.2. Характерные дефекты цилиндров и причины их появления
- 3.3. Вскрытие цилиндров
- 3.4. Основные операции, выполняемые при ремонте цилиндров
 - 3.4.1. Ревизия
 - 3.4.2. Контроль металла
 - 3.4.3. Проверка коробления цилиндров, определение поправок для центровки проточной части
 - 3.4.4. Определение величин вертикальных перемещений деталей проточной части при затяжке фланцев корпуса
 - 3.4.5. Определение и исправление реакции опор цилиндров (исправление их положения относительно оси валопровода)
 - 3.4.6. Устранение дефектов
- 3.5. Контрольная сборка
- 3.6. Закрытие
- 3.7. Сборка и уплотнение фланцевых соединений присоединенных трубопроводов
- 3.8. Вопросы для самопроверки

4. РЕМОНТ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ

- 4.1. Типовые конструкции и основные материалы
- 4.2. Характерные дефекты диафрагм и обойм и причины их появления
- 4.3. Основные операции, выполняемые при ремонте диафрагм и обойм
 - 4.3.1. Разборка и ревизия
 - 4.3.2. Устранение дефектов
 - 4.3.3. Сборка и центровка
- 4.4. Вопросы для самопроверки

5. РЕМОНТ УПЛОТНЕНИЙ

- 5.1. Типовые конструкции и основные материалы
- 5.2. Характерные дефекты уплотнений и причины их появления
- 5.3. Основные операции, выполняемые при ремонте уплотнений
 - 5.3.1. Ревизия
 - 5.3.2. Ремонт и сборка корпусов концевых уплотнений
 - 5.3.3. Проверка и регулировка радиальных зазоров
 - 5.3.4. Пригонка линейного размера кольца сегментов уплотнения
 - 5.3.5. Замена усиков уплотнений, устанавливаемых в ротор
 - 5.3.6. Пригонка аксиальных зазоров
 - 5.3.7. Восстановление зазоров в надбандажных уплотнениях
- 5.4. Вопросы для самопроверки

6. РЕМОНТ ПОДШИПНИКОВ

6.1. Ремонт опорных подшипников

- 6.1.1. Типовые конструкции и основные материалы опорных подшипников
- 6.1.2. Характерные дефекты опорных подшипников и причины их появления
- 6.1.3. Основные операции, выполняемые при ремонте опорных подшипников
 - 6.1.3.1. Вскрытие корпусов подшипников, их ревизия и ремонт
 - 6.1.3.2. Ревизия вкладышей
 - 6.1.3.3. Проверка натягов и зазоров

6.1.4. Перемещение подшипников при центровке роторов

6.1.5. Закрытие корпусов подшипников

6.2. Ремонт упорных подшипников

- 6.2.1. Типовые конструкции и основные материалы упорных подшипников
- 6.2.2. Характерные дефекты упорной части подшипников и причины их появления
- 6.2.3. Ревизия и ремонт
- 6.2.4. Контрольная сборка опорно-упорного подшипника

6.3. Проверка осевого разбега роторов

6.4. Перезаливка баббита вкладышей опорных подшипников и колодок упорных подшипников

6.5. Напыление расточек вкладышей

6.6. Ремонт масляных уплотнений

6.7. Ремонт валоповоротного устройства (ВПУ)

6.8. Вопросы для самопроверки

7. РЕМОНТ РОТОРОВ

7.1. Типовые конструкции и основные материалы

7.2. Характерные дефекты роторов и причины их появления

7.3. Разборка, проверка боев и выемка роторов

7.3.1. Проверка боев

7.3.2. Выемка роторов из цилиндра

7.4. Основные операции, выполняемые при ремонте роторов

7.4.1. Ревизия

7.4.2. Контроль металла

7.4.3. Устранение дефектов

7.5. Укладка роторов в цилиндр

7.6. Вопросы для самопроверки

8. РЕМОНТ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

8.1. Типовые конструкции и основные материалы рабочих лопаток

8.2. Характерные повреждения рабочих лопаток и причины их появления

8.3. Основные операции, выполняемые при ремонте рабочих лопаток

8.3.1. Ревизия

8.3.2. Контроль металла

8.3.3. Ремонт и восстановление

8.3.4. Переоблопачивание рабочего колеса

8.3.5. Установка связей

8.4. Вопросы для самопроверки

9. РЕМОНТ МУФТ РОТОРОВ

9.1. Типовые конструкции и основные материалы муфт

9.2. Характерные дефекты муфт и причины их появления

9.3. Основные операции, выполняемые при ремонте муфт

9.3.1. Разборка и ревизия

9.3.2. Контроль металла

9.3.3. Особенности снятия и посадки полумуфт

9.3.4. Устранение дефектов

9.3.5. Особенности ремонта пружинных муфт

9.4. Сборка муфт после ремонта

9.5. "Маятниковая" проверка роторов

9.6. Вопросы для самопроверки

10. ЦЕНТРОВКА ТУРБИН

10.1. Задачи центровки

10.2. Проведение замеров центровки роторов по полумуфтам, определение положения ротора относительно статора турбины

10.3. Расчет центровки пары роторов

10.4. Особенности центровки двух роторов, имеющих три опорных подшипника

10.5. Способы расчета центровки валопровода турбины

10.6. Расчет центровки валопровода на персональном компьютере

10.7. Вопросы для самопроверки

11. НОРМАЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ТУРБИН

- 11.1. Устройство и работа системы тепловых расширений
- 11.2. Основные причины нарушения нормальной работы системы тепловых расширений
- 11.3. Способы нормализации тепловых расширений
- 11.4. Основные операции по нормализации тепловых расширений, выполняемые во время ремонта турбины
- 11.5. Вопросы для самопроверки

12. НОРМАЛИЗАЦИЯ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА

- 12.1. Основные причины возникновения вибрации
- 12.2. Вибрация как один из критериев оценки состояния и качества ремонта турбины
- 12.3. Основные дефекты, влияющие на изменение вибрационного состояния турбины, и их признаки
 - 12.3.1. Дисбаланс ротора
 - 12.3.2. Прогиб ротора
 - 12.3.3. Нарушение геометрии шеек ротора
 - 12.3.4. Дефекты баббитовой расточки подшипников
 - 12.3.5. Неудовлетворительное состояние упорного подшипника
 - 12.3.6. Дефекты сопряжения муфт
 - 12.3.7. Расцентровка опор
 - 12.3.8. Задевания в проточной части турбины
 - 12.3.9. Стесненность тепловых цилиндров
 - 12.3.10. Ослабление соединений опор и фундамента
 - 12.3.11. Поперечная трещина ротора
- 12.4. Методы нормализации параметров вибрации турбоагрегата
- 12.5. Вопросы для самопроверки

13. РЕМОНТ И НАЛАДКА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

- 13.1. Особенности организации ремонтного обслуживания систем регулирования, защит и парораспределения
- 13.2. Материалы, применяемые в системах регулирования и парораспределения
- 13.3. Ремонт и наладка отдельных узлов системы автоматического регулирования
 - 13.3.1. Структурная схема системы автоматического регулирования
 - 13.3.2. Общие требования к системам регулирования
 - 13.3.3. Некоторые правила приемки турбины в капитальный ремонт
 - 13.3.4. Ремонт датчиков-регуляторов скорости
 - 13.3.4.1. Грузовые датчики-регуляторы скорости
 - 13.3.4.2. Всережимные упругие бесшарнирные датчики-регуляторы скорости
 - 13.3.4.3. Гидродинамические датчики
 - 13.3.5. Ремонт автоматов безопасности
- 13.4. Ремонт элементов системы парораспределения
 - 13.4.1. Ремонт кулачкового распределительного механизма
 - 13.4.2. Ремонт регулирующих клапанов
- 13.5. Сервомоторы
- 13.6. Вопросы для самопроверки

14. РЕМОНТ ТУРБИН В УСЛОВИЯХ ЗАВОДА

- 14.1. Особенности заводского метода ремонта
- 14.2. Ремонт и восстановление
- 14.3. Вопросы для самопроверки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

ГЛОССАРИЙ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ