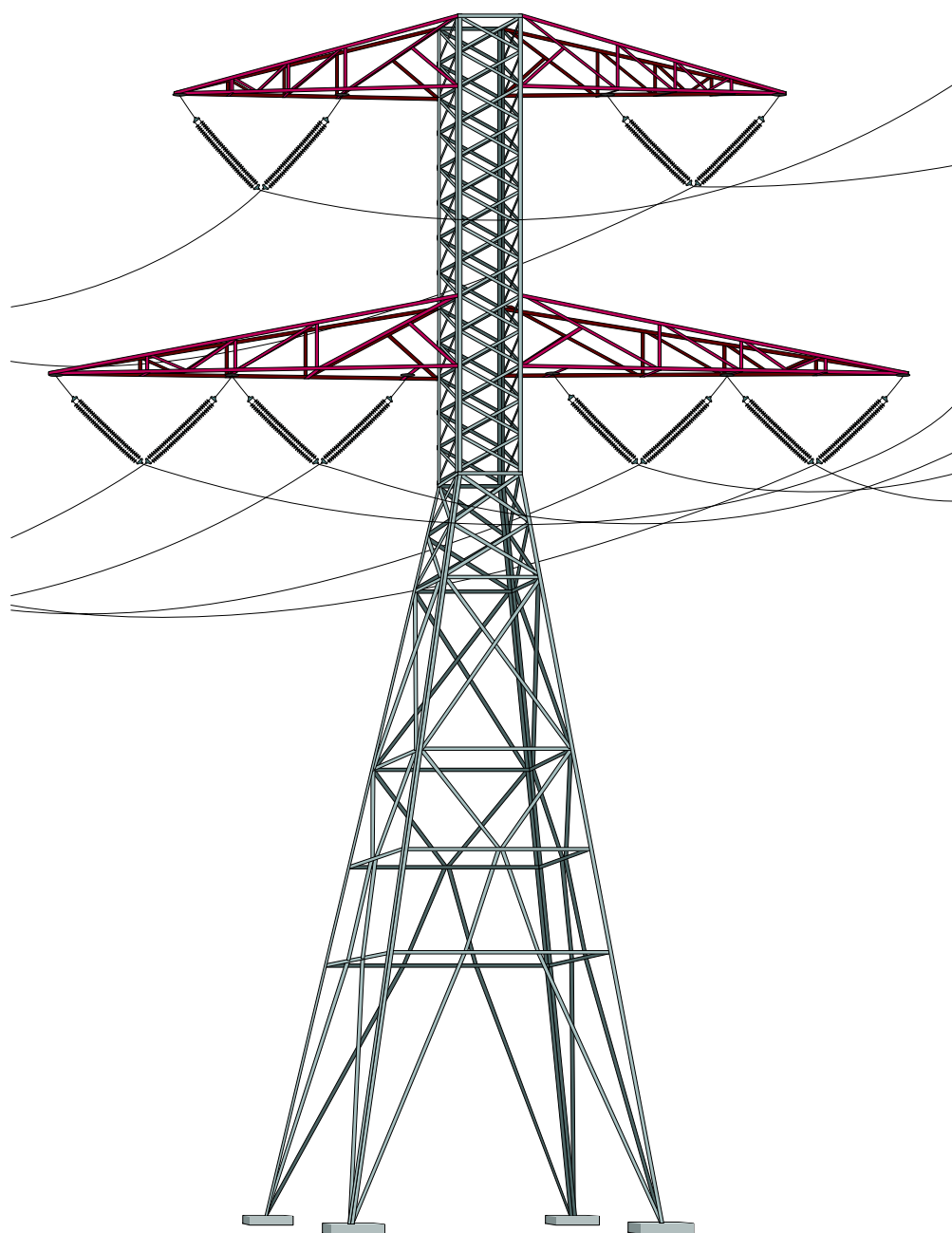


# РЕМОНТ ПАРОВЫХ ТУРБИН.





## ПРЕДИСЛОВИЕ

Большие задачи, стоящие перед работниками электростанций по бесперебойному обеспечению электрической и тепловой энергией непрерывно растущих потребностей народного хозяйства СССР, требуют повышения технического уровня эксплуатации, сокращения продолжительности ремонта и увеличения межремонтных сроков работы энергетического оборудования.

Паровые турбины являются одним из наиболее сложных видов современного энергетического оборудования; они работают в сложных условиях эксплуатации, вызванных большими скоростями вращающихся частей, большими напряжениями в металле, высокими давлениями и температурами пара, вибрациями и другими особенностями.

Условия работы турбоагрегатов особенно усложнились в связи с переходом на высокие (100 ат и 510° С) и сверхвысокие (170—255 ат и 550—585° С) параметры пара и увеличенные единичные их мощности (300, 500, 800 МВт); за счет ввода таких агрегатов в составе энергоблоков планируется и осуществляется в СССР дальнейшее развитие тепловых электрических станций.

Применение особых высококачественных легированных сталей для изготовления цилиндров, роторов, паропроводов, арматуры и крепежа, значительный рост габаритов, усложнение конструкций отдельных механизмов, узлов и деталей основного и вспомогательного оборудования, средств защиты и автоматики определяют особенности технологии и высокие требования к правильной организации и качественному выполнению ремонта современных паровых турбин.

Эти требования поставили перед ремонтниками ряд новых задач, с решением которых им не приходилось сталкиваться при ремонте паротурбинного оборудования низких и средних параметров пара. В настоящее время от персонала, занятого ремонтом паротурбинного оборудования электростанций, требуются не только хорошие знания конструкций и устройств турбины, понимание назначения отдельных узлов и деталей ремонтируемой установки, но и правильное применение при ремонтах металлов и материалов в соответствии с их назначением, свойствами и условиями работы, знание технологии производства разборочных и сборочных работ, знание допустимых изменений размеров деталей, положений и зазоров, умение определять степень и причины износов, выбирать правильные методы восстановления и т. д.

Такой комплекс знаний необходим не только для правильной организации ремонта, выявления и устранения отдельных износов, дефектов и недостатков, но и для полного восстановления надежности работы всех деталей, узлов, механизмов и турбоустановки в целом, что обуславливает длительную межремонтную эксплуатацию с высокими экономическими показателями.

При написании книги, чтобы она достаточно систематически и полно освещала указанные вопросы организации и технологии ремонта современного паротурбинного оборудования, автором использованы большой опыт работы электростанций и энергоремонтных предприятий, руководящие указания, инструктивные и информационные материалы директивных и специализированных организаций, личный опыт и различные литературные источники по отдельным вопросам технологии ремонта.

Содержание, расположение и изложение материала в предыдущих изданиях книги оказались удачными для усвоения и использования при ремонте; такой вывод явствует из рецензий на книгу, опубликованных в печати, и письменных отзывов, полученных автором. Исходя из этого, автор стремился, по возможности, сохранить структуру книги, круг охватываемых вопросов и соответствующий иллюстративный материал (рисунки, таблицы, схемы), который облегчает усвоение излагаемых технологических процессов.

Книга рассчитана на инженеров, техников, мастеров и бригадиров, под руководством которых выполняется ремонт и ведется эксплуатация паротурбинных установок электростанций. Такая книга, охватывающая широкий круг вопросов ремонта паровых турбин и предназначенная для большого круга читателей, конечно, не свободна от недостатков и неточностей. Автор надеется, что выход в свет настоящего, третьего издания книги, полностью переработанного с учетом новых конструкций оборудования и более совершенной технологии ремонта, будет встречен не менее благожелательно, чем первые издания, деловая критика которых помогла исправить многие замеченные недостатки.

Автор заранее признателен за все замечания по исправлению возможных недостатков и просит пожелания необходимых изменений и предложения относительно построения, полноты изложения и содержания книги направлять по адресу: Москва, В-420, Профсоюзная ул., д. 58, корп.2, кв. 10.

В заключение автор считает своим долгом выразить глубокую благодарность инженерам С. И. Молоканову, Б. Б. Новикову, И. М. Вайсбланду и руководству Черепетской, Луганской и Каширской ГРЭС за деловую помощь в подборе материалов и предоставленные возможности детального ознакомления с технологией ремонта современных паротурбинных установок, инженерам В. И. Бункину, В. Х. Бахрову и М. В. Попову за ряд ценных указаний по содержанию книги при ее просмотре в рукописи, а также А. А. Турбиной и Л. А. Молочек за большую помощь в подготовке книги к изданию.

В.Молочек.

## **Часть первая: ОБЩАЯ ЧАСТЬ**

### **1. ПЛАНИРОВАНИЕ, НОРМЫ И ДОКУМЕНТАЦИЯ.**

#### **1.1. СИСТЕМА ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНЫХ РЕМОНТОВ.**

Бесперебойная и экономичная эксплуатация оборудования электростанций является важнейшей народно-хозяйственной задачей. Решение этой задачи требует проведения таких организационных и технических мероприятий по уходу и надзору, обслуживанию и ремонту, которые обеспечивали бы длительное содержание оборудования в постоянно надежном рабочем состоянии при наилучших экономических показателях, без unplanned остановок на ремонт.

Практика эксплуатации электростанций показывает, что эффективное использование котлов, турбин, генераторов и другого оборудования может быть достигнуто только при правильной организации эксплуатации и систематическом проведении профилактических, текущих и капитальных ремонтов, измерений и испытаний. Такая система мероприятий дает возможность своевременно устранять неисправности и повреждения и предупреждать unplanned выходы из строя работающего оборудования, обеспечивает общее сокращение простоев оборудования, улучшает его эксплуатационные показатели и снижает затраты на ремонт оборудования.

Известны многие электростанции, которые правильной организацией эксплуатации и неуклонным проведением системы планово-предупредительных ремонтов добились изжития аварийных простоев и ремонтов и уже на протяжении многих лет работают безаварийно, с высокими показателями экономичности и большим числом часов использования оборудования в год.

Система планово-предупредительных ремонтов позволяет вести тщательную и своевременную подготовку к ремонту, обеспечивает проведение ремонта в короткие сроки и в такие периоды года, когда производство ремонта не сказывается на общем ходе эксплуатации и

на выполнении электростанцией производственного плана.

«Нормы простоя оборудования тепловых электростанций в планово-предупредительном ремонте», утвержденные в ноябре 1964 г., предусматривают три основных вида ремонта:

капитальный, расширенный текущий и текущий. Эти виды ремонта составляют одну общую неразрывную систему профилактики, направленную на поддержание оборудования в постоянно надежном эксплуатационном состоянии. Этими же нормами обусловлены сроки проведения и продолжительность простоев основных видов оборудования электростанций, в том числе турбоагрегатов при типовых ремонтах, в зависи-

мости от мощности, параметров пара и с учетом межремонтных кампаний.

Вопрос об увеличении продолжительности простоев при необходимости выполнения нетиповых работ при капитальном ремонте основного оборудования представляется на решение организации, утверждающей график ремонта.

Капитальным ремонтом называется ремонт со сложным технологическим процессом, связанным с полной разборкой турбоагрегата, со вскрытием цилиндров и выемкой роторов для выявления всех дефектов, определения причин преждевременного износа тех или иных деталей и устранением не только самих дефектов, но и причин, их вызывающих.

Если в отчетном году капитальный ремонт не производится, вместо него в этом году может производиться расширенный текущий ремонт, продолжительность которого по Нормам равна 0,4 продолжительности простоя при типовом капитальном ремонте;

такая продолжительность обеспечивает возможность вскрытия одного из цилиндров турбины и производство текущего ремонта большим объемом ремонтных работ.

Текущим ремонтом называется ремонт, производимый без вскрытия цилиндров и направленный на ликвидацию выявленных в процессе эксплуатации дефектов, для поддержания оборудования в нормальном рабочем состоянии. При этом виде ремонта производится вскрытие, осмотр и чистка отдельных деталей и узлов турбоустановки от ржавчины и загрязнений (регулирование, маслоохладители, подшипники, конденсаторы, вспомогательные насосы и прочие устройства), проверка степени износа с заменой отдельных поврежденных деталей, ремонт арматуры и общая проверка состояния агрегата

Капитальный, расширенный текущий и текущий виды ремонта, как видно из сказанного выше, отличаются один от другого сложностью, трудоемкостью и объемом производимых работ. Несмотря на эти различия в части, касающейся организации, планирования, составления документации, заготовки запасных деталей, расстановки персонала, подготовки рабочих мест и самого хода работ, капитальные, расширенные текущие и текущие виды ремонта должны в принципе производиться одними и теми же способами и средствами, независимо от того, производятся ли эти ремонты силами ремонтного персонала турбинного цеха, ремонтного цеха электростанции или ремонтным предприятием энергосистемы

При такой системе всякий ремонт, потребовавший unplanned остановки турбоагрегата для устранения дефектов, неполадок или повреждений, неожиданно появившихся и угрожающих безопасной работе турбоагрегата или его вспомогательных устройств, должен рас-

смагиваться как вынужденный. Простои для проведения вынужденного ремонта включаются в общие нормативные сроки простоя турбинного оборудования в ремонте.

В то время как проведение плановых капитальных и текущих ремонтов полностью согласуется с режимом работы электростанции и поэтому не отражается на надежности энергоснабжения, вынужденные ремонты, производимые вне зависимости от режима работы электростанции, вызывают недовыработку электроэнергии и тепла. При отсутствии резерва в энергосистеме вынужденные ремонты ведут к расстройству нормального энергоснабжения потребителей.

Важную роль в повышении эффективности использования мощности, снижении затрат на ремонты оборудования и уменьшении численности ремонтного персонала играет установленная Нормами продолжительность межремонтной кампании. Для турбоагрегатов продолжительность межремонтных кампаний установлена 2—3 года и для блочных установок—2 года, в случае, если межремонтная кампания длится меньше 1,5 лет, простой турбоагрегата в капитальном ремонте сокращается на 12%, соответственно сокращается и общая продолжительность ремонта.

Удлинение межремонтной кампании зависит от состояния цилиндров, обойм, диафрагм, лопаточного аппарата, лабиринтовых уплотнений, упорных и опорных подшипников, конденсационной установки и других устройств турбоустановки

Общее число ремонтов в году по Нормам принято из следующего расчета:

1. Для блочных установок с начальным давлением пара у турбин 130 ат и выше. Один капитальный и три текущих ремонта или один расширенный текущий и три текущих ремонта.

2. Для паровых турбин с давлением пара 120 ат и ниже (исключая турбины ПТ50). Один капитальный и один текущий ремонт или один расширенный текущий и один текущий ремонт.

3. Для турбин Т 100 и турбин ПТ 50. Один капитальный и два текущих ремонта или один расширенный текущий и два текущих ремонта

Сроки и длительность первого капитального ремонта турбоустановки после ее монтажа и пуска в эксплуатацию Нормами не устанавливаются, срок этого ремонта определяется главным инженером электростанции и должен быть произведен не позже чем через 18 месяцев после ввода в эксплуатацию. Длительность простоя зависит от фактического объема предстоящих работ и определяется организациями, утвердившими графики ремонта

Такой порядок установления срока и длительности первого капитального ремонта дает возможность перед переводом турбоустановки на 2—3-годовалую межремонтную кампанию предварительно выявить и принять меры к устранению всех слабых мест, обнаруженных в период эксплуатации, а также осуществить такие меро-

приятия, которые позволят не производить ежегодного вскрытия проточной части турбоагрегата

## **1.2. РЕКОНСТРУКЦИЯ И МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ.**

В связи с преимущественным вводом в СССР турбин больших мощностей на высоких параметрах пара роль турбин среднего и низкого давления в общей выработке электроэнергии снижается с каждым годом. Тем не менее, на ряде электростанций, особенно в промышленности и коммунальных хозяйствах, имеются турбоустановки устаревших конструкций, которые по ряду причин не могут быть демонтированы в ближайшие годы; такие турбоустановки в большинстве случаев требуют модернизации или реконструкции отдельных элементов и узлов с учетом передового опыта эксплуатации, новых разработок и рационализаторских предложений.

Целеустремленное выполнение реконструкции и модернизации многих турбоустановок позволило полностью решить такие задачи как повышение надежности их работы, удлинение межремонтного периода, уменьшение времени простоев оборудования в ремонте, повышение экономичности эксплуатации, сокращение численности эксплуатационного и ремонтного персонала, сокращение материальных и финансовых затрат на эксплуатацию и ремонт оборудования.

Особенно необходимы реконструкция и модернизация тех турбоустановок отечественного и зарубежного производств, которые из-за наличия органических дефектов отдельных узлов не могут быть переведены на удлиненную межремонтную кампанию или не могут обеспечить соответствующую экономичность эксплуатации турбоустановки.

К числу таких работ в первую очередь относятся следующие: замена рабочих лопаток, имеющих неудовлетворительную вибрационную характеристику и сильное коррозионное и эрозийное разъедание; реконструкция упорных подшипников для повышения устойчивости их работы; замена неудовлетворительно работающей системы регулирования; переделка конденсаторов с изменением расположения трубок и заменой сальниковых уплотнений трубок развальцовкой и др. В ряде случаев целесообразным оказывается перевод конденсационных турбин среднего и низкого давления на теплофикационный режим и использование тепла отработанного пара для целей теплофикации городов, населенных пунктов и промышленных предприятий.

Характер и объем работ по реконструкции и модернизации определяются на основании предварительно разработанных проектов и анализа качественных показателей и технических возможностей производства указанных работ. Принято считать, что производство работ по реконструкции и модернизации целесообразно производить при условии, если они окупаются в 2—3 года.

Для проведения работ по реконструкции и модернизации обычно используются остановки

турбоагрегатов на капитальный ремонт. Необходимость проведения этих дополнительных работ в каждом отдельном случае определяется главным инженером электростанции и начальником турбинного цеха по согласованию с представителями завода-изготовителя или специализированных организаций (ЦКБ, ВТИ, ОРГРЭС).

Программа проведения и проект крупных работ по реконструкции, требующих удлинения срока проведения капитального ремонта, утверждаются вышестоящей организацией.

### **1.3. ПЛАНИРОВАНИЕ РЕМОНТОВ ПАРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ.**

В конце текущего года, не позднее сентября, турбинным или турбо-котельным цехом (в случае если эти цехи объединены совместно с ремонтным участком при централизованном ремонте) составляется ориентировочный календарный план капитальных и текущих ремонтов турбоагрегатов и их вспомогательного оборудования на следующий год.

Для удобства пользования этот план составляется только на основные крупные объекты оборудования цеха; для турбинного цеха этими объектами являются турбоагрегаты в целом, указываемые под своими станционными номерами; при этом предполагается, что данный турбоагрегат ремонтируется одновременно со всеми своими вспомогательными устройствами, механизмами и аппаратами.

При составлении плана за основу принимаются следующие данные: нормы простоя, годичный опыт работы оборудования, данные последних капитальных и текущих ремонтов, обеспеченность необходимыми запасными частями, оборудованием и материалами, а также данные промфинплана следующего года. В плане должны быть указаны: очередность ремонта и календарное время каждого простоя каждой турбоустановки, учитывающего предполагаемые объекты и объемы работ по ремонту и модернизации оборудования.

При составлении плана следует учитывать, что проведение всех основных ремонтных работ в течение нескольких летних месяцев (сезонность) имеет ряд серьезных недостатков, к числу которых следует отнести: неравномерную загрузку ремонтного персонала в течение года, большую перегрузку заготовительно-снабженческого аппарата, перегрузку механических мастерских электростанции, большой фронт работ при ограниченных сроках их проведения и др.

При составлении плана необходимо стремиться к равномерному проведению ремонтов на протяжении всего года; это достигается соответствующей расстановкой по времени ремонтов, как основного, так и вспомогательного оборудования цеха. На современных электростанциях, где установлено по 10—15 мощных турбоагрегатов, уже практически почти невозможно проведение капитальных ремонтов только в период летнего спада электрических нагрузок.

Согласно Правилам технической эксплуатации (ПТЭ) ремонт вспомогательных механизмов, непосредственно связанных с основными агрегатами, должен производиться одновременно с ремонтом последних; при наличии резерва в производительности вспомогательных механизмов допускается проведение их ремонта до вывода в капитальный ремонт основного агрегата.

К числу вспомогательных механизмов и устройств, допускающих производство отдельного их ремонта от основного оборудования, относятся: испарительные, паропреобразовательные, редуционно-увлажнительные установки, а также резервные насосы, эжекторы и другие механизмы и устройства агрегата, если они без остановки основного агрегата и без ущерба для надежности его работы могут быть отремонтированы в периоды года, менее напряженные по условиям ремонта и эксплуатации.

В отдельных случаях для указанных целей целесообразно проведение таких организационно-технических мероприятий, которые позволили бы производить ремонт этих механизмов при работающем турбоагрегате без снижения мощности и надежности.

Еще одним источником разгрузки графика капитальных ремонтов турбоустановки, практикуемым на электростанциях, является возможность не при каждом капитальном ремонте вскрывать все цилиндры и вынимать все роторы данного турбоагрегата. Если недостаточная надежность лопаточного аппарата (лопатки не отстроены от резонанса) или другие причины заставляют при каждом капитальном ремонте вскрывать тот или иной цилиндр турбины, это не значит, что при этом одновременно должны вскрываться все цилиндры. Если практика эксплуатации и предыдущее вскрытие цилиндров показывают надежное состояние хотя бы одного из цилиндров (отсутствие дефектов конструкции и хорошее состояние проточной части), то целесообразно его вскрывать для профилактического осмотра при каждом капитальном ремонте, даже если этот ремонт производится только один раз в 2—3 года.

При переносе сроков ремонта отдельных выделяемых объектов на другое время года или даже на период следующего капитального ремонта следует основательно продумать и проверить обеспечение безусловной надежности работы основного агрегата.

Сроки ремонта выделяемых объектов, не являющихся непосредственной частью вспомогательного оборудования того или иного турбоагрегата, заносятся в особый график, составляемый для всего оборудования цеха; ремонт этих объектов цеха планируется с расчетом выполнения в течение всего года, в периоды между ремонтами основных агрегатов.

Подобное раздельное планирование является важным организационным мероприятием, которое повышает ритмичность и качество ремонта, уменьшает потребность в ремонтном персонале, сокращает время простоев оборудования

в ремонте и облегчает работу инженерно-технического персонала по руководству работами и контролю за качеством их выполнения

Составленный цехом ориентировочный годовой план ремонта основного оборудования турбинного цеха поступает на рассмотрение планово-производственного отдела и руководства электростанции, где он увязывается с планом ремонта котлов и другого основного оборудования электростанции.

Составленный руководством электростанции годовой календарный план остановок на ремонты всего основного оборудования электростанции с пояснительной запиской, содержащей обоснование продолжительности, объемов и содержания остановок на ремонты, направляется в управление энергосистемы, где он подлежит утверждению за два месяца до начала года. Утвержденный годовой календарный план является для электростанции обязательным к исполнению заданием, любое изменение утвержденного графика капитальных ремонтов, вызывающее изменение величины находящейся в ремонте мощности, без разрешения управления энергосистемой не допускается.

Годовой план ремонта вспомогательного оборудования цеха, производимого на протяжении всего года в периоды между ремонтами основного оборудования, составляется цехом и увязывается по времени с планом ремонта основного оборудования, этот план окончательно утверждается главным инженером электростанции по согласованию с ремонтным предприятием, если последним выполняется ремонт и вспомогательного оборудования. Для практического проведения в жизнь намеченных годовым планом ремонтных работ целесообразно на его основании составлять ежемесячные оперативные графики ремонтов: эти графики должны давать полную картину последовательности работы отдельных звеньев и бригад ремонтников и их загрузки на каждый день. Такие графики позволяют постоянно следить за ходом выполнения плана ремонта и за своевременным проведением необходимых подготовительных работ, обеспечивающих отсутствие простоев и полную загрузку ремонтного персонала вне зависимости от системы его подчиненности.

В целях повышения технического уровня эксплуатации и своевременного определения объемов предстоящих ремонтных работ, установления характера повреждений и ненормальностей в работе, которые подлежат устранению в период капитальных и текущих ремонтов, в турбинном цехе должна вестись точная запись всех работ по ремонту оборудования.

В первую очередь это относится к ведению эксплуатационных журналов; записи в них должны быть краткими и четкими. Нередко такие журналы заполняются небрежно, карандашами, многое в них перечеркнуто, имеются помарки и т.

д. Персонал должен понимать, что журналы, ведущиеся в процессе эксплуатации, являются основными отчетными документами, по которым можно судить не только об эксплуатации, но и о состоянии оборудования.

Для производства указанных записей в цехе должны содержаться примерно следующие журналы: 1) ремонтный журнал (на каждый отдельный агрегат или на группу одинаковых аппаратов и механизмов цеха) для записи всех обнаруживающихся по агрегатам и механизмам дефектов, неполадок и описания ремонтных работ, производимых при остановках агрегата или механизма на плановые и внеплановые текущие ремонты; 2) оперативный журнал для записи произведенных за смену операций, переключении и ремонтных работ; 3) журнал распоряжений для записи, имеющих постоянный характер или срок действия более суток, распоряжений вышестоящего технического персонала; 4) журнал дефектов и неполадок работы оборудования (общий на все оборудование цеха) для записи замеченных во время смены дефектов и неполадок работы оборудования, устранение которых не может быть произведено силами смены; 5) журналы проверок предохранительных выключателей, реле осевого сдвига, вакуум-реле и других автоматических защитных устройств основных агрегатов и вспомогательного оборудования цеха; 6) журнал проверок водяной и воздушной плотности конденсаторов по данным контроля качества конденсата, производимого химической лабораторией, и по данным периодически снимаемых кривых падения вакуума; 7) журнал температурных расширений, кривых выбега и вибраций для записи данных замеров вибрации отдельных подшипников, показаний приборов и контрольных указателей температурных расширений агрегата и кривых выбега, периодически снимаемых при остановках турбоагрегата; 8) журнал контроля качества работающих масел для записи (по каждому агрегату в отдельности) систематически производимых химической лабораторией анализов масел, дат введения в систему антиокислительных присадок, включения и выключения из работы центрифуги и фильтр-пресса, количества откачиваемой или спускаемой из масляной системы воды, количества и времени добавок масла, дат произведенных чисток масляных систем с указанием способов чистки и, наконец, дат смены масла с указанием анализов сменного и вновь залитого масла.

На обложке или заглавном листе каждого журнала должно быть записано название журнала и его назначение. На обороте заглавного листа или обложки должен быть приведен образец записи и помещены краткие указания, кто в журнале производит записи и кто их обязан контролировать. Журнал должен быть пронумерован и прошнурован, на последней странице должно быть записано общее число имеющихся в книге листов.

## 2. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА, РЕМОНТНЫЕ СРЕДСТВА И МАТЕРИАЛЫ.

### 2.1. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ФОРМЫ РЕМОНТА.

Основными формами организации ремонта турбинного оборудования является ремонт, производимый силами и средствами: 1) турбинного цеха; 2) объединенного ремонтного цеха электростанции или 3) специальных ремонтных организаций.

При цеховой организации ремонта руководство всеми ремонтными работами осуществляется инженерно-техническим персоналом турбинного цеха и ведется ремонтными силами и средствами, находящимися в подчинении цеха. Для этой цели в турбинном цехе мощной электростанции имеется несколько специализированных ремонтных участков, возглавляемых мастерами под общим руководством старшего турбинного мастера или заместителя начальника турбинного цеха по ремонту. Начальник цеха организует, руководит и отвечает как за эксплуатацию, так и за ремонт всего оборудования цеха.

При организации на электростанции единого ремонтного цеха ремонтный персонал всех цехов электростанции, за исключением электроцеха, объединяется в единый самостоятельный общестанционный ремонтно-механический цех, подчиненный непосредственно руководству электростанции. Этому цеху для проведения всех капитальных и текущих ремонтов оборудования, а также для устранения возникающих дефектов и проведения профилактических ремонтных работ, придаются конструкторская группа производственно-технического отдела (ПТО) и все ремонтные средства электростанции (цеховые мастерские, инструментальные кладовые, общестанционные механические мастерские, компрессорные, сварочные станции и другие подсобные хозяйства, находившиеся в пользовании цехового ремонтного персонала).

Организация централизованного ремонтного цеха с объединением ремонтного персонала и всех ремонтных средств электростанции в единую службу ремонта улучшает организационную структуру электростанции с блочными установками, увеличивает возможности маневрирования ремонтным персоналом и повышает мощность механических мастерских.

При организации единого ремонтного цеха у руководства турбинного или объединенного котлотурбинного цеха, не имеющих ремонтного персонала, появляются большие возможности не только усилить контроль за качеством проведения ремонтных работ, но также заниматься вопросами повышения общей культуры производства, улучшения качественных показателей эксплуатации (надежность и экономичность), повышения квалификации эксплуатационного персонала и др.

В этих условиях заводы-изготовители и специализированные ремонтные предприятия

обычно привлекаются только для проведения крупных специальных и сложных ремонтов и работ по реконструкции и модернизации.

К числу работ, к выполнению которых электростанциям следует привлекать ремонтные предприятия энергосистем или другие специализированные ремонтные организации, вне зависимости от организационных форм ремонта, относятся такие крупные специальные работы, выполняемые при капитальных ремонтах, как-то: правка роторов, снятие и насадка дисков, смена рабочих и направляющих лопаток, вибрационная настройка лопаточного аппарата, замена диафрагм, концевых уплотнений, соединительных муфт, перезаливка подшипников, перецентровка агрегатов, динамическая балансировка роторов на станках и в собранной турбине, устранение повышенной вибрации, шабровка разъемов цилиндров, ремонт и наладка регулирования, реконструкция конденсаторов и другие трудоемкие работы, требующие высокой квалификации исполнителей.

Необходимость привлечения для указанных работ других организаций диктуется тем, что каждая электростанция в отдельности не может содержать достаточное количество ремонтного персонала, имеющего опыт проведения таких редко встречающихся в ее практике работ; в то же время ремонтные предприятия энергосистем и Союзэнергоремонта, деятельность которых распространяется на многие электростанции, имеют и большой опыт и практические возможности для квалифицированного проведения указанных работ, часто повторяющихся в их практике.

В зависимости от сложности и объема ремонтных работ с ремонтными предприятиями и организациями заключаются соответствующие договоры:

а) на техническую помощь, когда привлекаемая ремонтная организация осуществляет техническое руководство при выполнении различных сложных работ по ремонту или реконструкции (шефская помощь);

б) на узловую ремонт, когда ремонтная организация производит своими силами специализированный ремонт или реконструкцию отдельных узлов турбины со сложными технологическими операциями, например, по замене лопаток, диафрагм, трубок конденсаторов, по реконструкции и наладке системы регулирования, по исследованию причин и устранению повышенной вибрации агрегатов и другим специализированным работам;

в) на агрегатный ремонт, когда ремонтная организация принимает на себя все работы по капитальному ремонту и реконструкции турбоагрегата.

Привлекая в качестве подрядчиков ремонтные организации, ремонтный цех электростанции несет определенные обязанности по



организации работ подрядчика и контролирует их производство. Электростанция обеспечивает подрядчика электроэнергией, сжатым воздухом и водой и производит в своих лабораториях химические и металлографические анализы по заявкам подрядчика.

На обязанности электростанции лежит также обеспечение пожарной безопасности и сохранности оборудования, находящегося в ремонте, в периоды перерывов в работе (в ночное время и в праздничные дни). Кроме того, электростанция обеспечивает необходимую после ремонта масляной системы замену турбинного масла, устройство лесов и подмостей, требующихся подрядчику, а также выполняет изоляционные, штукатурные и другие работы по объектам ремонта, выполняемого подрядчиком.

Еще более прогрессивной формой организации ремонта в условиях непрерывного роста числа и единичной мощности электростанции является централизация ремонта в пределах энергосистемы. Такая организационная форма уже получила определенное развитие и применение в энергосистемах и на электростанциях СССР.

Такая централизация требует применения новых организационных форм привлечения специализированных предприятий, ремонтных предприятий и механических заводов энергосистем (ЦПРП и ЦРМЗ) к ремонту оборудования электростанций, оснащенных мощными котлотурбинными блоками.

Наиболее прогрессивными и эффективными формами организации централизованного ремонта являются следующие:

1. Организация в цехе электростанции постоянного ремонтного участка ЦПРП, который комплектуется в основном за счет передаваемого ему полностью ремонтного персонала цеха; ремонтному участку передаются находящиеся в ведении цеха мастерские, инструментальные, такелажные приспособления и инвентарь, а также предоставляется право пользования измерительными приборами и аппаратурой электростанции для проведения ремонтных и профилактических испытаний и измерений.

Задачей ремонтного участка ЦПРП является проведение своими силами на договорных началах капитальных, текущих и вынужденных ремонтов, а также проведение работ по реконструкции и модернизации оборудования, направленных на повышение экономичности и надежности эксплуатации. Двусторонний договор между электростанцией и ЦПРП на производство полного ремонтного обслуживания цеха заключается ежегодно и является документальным основанием для финансовых расчетов между ними.

При такой организации комплексного ремонта всего оборудования турбинного цеха для полного обеспечения правильных взаимоотношений между электростанцией и ЦПРП,

а также для удовлетворения всех ремонтных нужд цеха, возникающих в процессе эксплуатации и в первую очередь тех, которые могут влиять на бесперебойность эксплуатации, ре-

монтный участок ЦПРП оперативно подчиняется турбинному или котлотурбинному цеху. Руководство турбинного цеха осуществляет технический надзор и контроль за выполнением работ; прием того или иного агрегата из ремонта и оформление соответствующих документов производятся представителями цеха совместно с представителями ремонтного участка; ими же устанавливаются сроки устранения ремонтным участком дефектов оборудования, являющихся следствием плохого качества ремонта.

Инженерно-технический состав ремонтного участка ЦПРП обязан производить систематический контроль за работой закрепленного за ним оборудования с целью выявления и своевременного устранения дефектов и неисправностей и составления совместно с эксплуатационными инженерно-техническими работниками ведомостей объема работ на предстоящие ремонты.

2. Ремонтному участку ЦПРП передается не весь ремонтный персонал цеха. Небольшая часть ремонтного персонала оставляется в непосредственном подчинении цеха для повседневного выполнения мелких работ, возникающих в процессе эксплуатации, и для ремонта оборудования, не передаваемого для централизованного ремонта. Основные виды ремонтных работ, такие как капитальные, текущие и вынужденные ремонты и работы по реконструкции, проводятся ремонтным участком ЦПРП, как и при первой форме организации ремонтов, в объемах и в сроки по годовым планам вывода оборудования в ремонт.

Годовой план ремонта составляется цехом по согласованию с ремонтным участком, но это, конечно, не значит, что очередность и сроки выполнения работ не могут быть изменены по условиям режима эксплуатации электростанции; эти изменения производятся при своевременном предупреждении об этом ремонтного участка ЦПРП.

Такая организация более оперативно обеспечивает выполнение ремонтных работ по безотлагательному устранению мелких дефектов, возникающих в процессе эксплуатации оборудования, не отрывает ремонтный участок ЦПРП от выполнения плановых работ, а наличие небольшого количества ремонтного персонала в составе цеха не оказывает существенного влияния на общие затраты по ремонту, так как этот персонал имеет достаточную повседневную загрузку.

При указанных формах организации централизованного ремонта диспетчерские заявки на вывод в ремонт основного оборудования и внутристанционные заявки на вывод вспомогательного оборудования оформляет цех; ремонтный участок ЦПРП приступает к производству работ только после получения наряда и оформления допуска на производство работ согласно Правилам технической эксплуатации.

Эксплуатационный персонал цеха обязан контролировать все стадии ремонта и имеет право приостановить работу ремонтного участка ЦПРП при нарушении последним в процессе ремонта

тех или иных технических и технологических норм и правил производства работ.

Организация централизованного комплексного ремонта дает наибольший технико-экономический эффект в том случае, если ремонтное предприятие имеет квалифицированные ремонтные кадры, хорошо оснащенные ремонтные мастерские, лабораторию металлов, производственную базу для изготовления средств малой механизации и ремонтной оснастки, хорошо укомплектовано ремонтными контрольно-измерительными приборами и инструментами, имеет обменный фонд и специализированные производства для ремонта и испытания отдельных механизмов, узлов и деталей турбоагрегатов для восстановления обменного фонда.

В этом случае электростанции отправляют подлежащие ремонту, дефектные и изношенные механизмы, арматуру и отдельные узлы и детали на указанные специальные производства ЦПРП и получают обратно из имеющихся в резерве на этих производствах готовые, уже отремонтированные и испытанные в заводских условиях механизмы и прочее оборудование с паспортами, гарантирующими их качество. Таким образом, эти производства, где производительность труда и качество выполнения работы должны соответствовать заводским и быть значительно выше, чем при выполнении в условиях электростанций, должны стать базой для восстановления, накопления и хранения запасных деталей, узлов, арматуры и механизмов однотипного оборудования, установленного на электростанциях энергосистемы, обслуживаемой ЦПРП.

Ремонтное предприятие планирует и размещает заказы на запасные части и ремонтные материалы, их получение и хранение, поэтому должно иметь свою материально-техническую центральную базу для хранения и комплектования запасных частей, материалов, инструмента, подъемно-транспортных механизмов и пр. Территориально эта база, также как и центральные мастерские ЦПРП, может быть размещена на одной из электростанций энергосистемы.

Кроме указанного, ремонтное предприятие должно иметь проектно-конструкторское и технологическое бюро (КТБ) для разработки передовой технологии, новых методов и графиков ремонта, производства работ по реконструкции, обмена опытом, информационными материалами и отчетами по ремонту, применения и разработки новых прогрессивных ремонтных приспособлений, инструментов и средств малой механизации.

Без такой большой организационной и хозяйственной подготовки, без технической базы и надлежащего уровня организации ремонтного предприятия переход на централизованный комплексный ремонт силами этого предприятия не может дать должного технико-экономического эффекта.

При создании указанных условий организация комплексного централизованного ремонта силами и средствами специализированных энергоремонтных предприятий и организаций обеспе-

чит повышение технико-экономических показателей ремонта за счет:

ведения ремонта по заранее разработанным единым технологическим процессам, что создает условия для повышения культуры и качества ремонта;

улучшения подготовки и переподготовки кадров, значительного повышения квалификации и специализации ремонтных коллективов;

сокращения необходимого резервного количества запасных частей и других материальных ценностей в связи с централизацией заказов и централизованным их хранением;

широкого применения средств механизации и повышения уровня ремонтного производства;

внедрения прогрессивных индустриальных методов производства ремонтов, которые должны сводиться в основном к разборке и сборке оборудования и замене изношенных механизмов, узлов и деталей резервными, уже отремонтированными и проверенными. Это достигается при обеспечении ремонта механизмами обменного фонда, запасными частями, ремонтными комплектами, деталями нулевого этапа (литье и поковки с технологическими припусками на обработку), крепежом, арматурой, унифицированными изделиями производственной оснасткой и приспособлениями;

уменьшения общей численности ремонтного персонала за счет указанных мероприятий имеющихся больших возможностей маневрирования квалифицированной рабочей силой.

## **2.2. РЕМОНТНЫЙ ПЕРСОНАЛ.**

В зависимости от организационных форм всякий ремонт оборудования цеха производится под руководством начальника цеха или начальника ремонтного участка ЦПРП имеющимися в их распоряжении силами и ремонтными средствами с использованием соответствующих подсобных служб и цехов электростанции.

Подготовка и проведение ремонта оборудования осуществляются силами специального ремонтного и подсобного персонала, количество и квалификация которого определяются объемом, видом и точностью работ, производимых в цехе в намеченные планом сроки.

Годовой объем работ по ремонту всего оборудования цеха может быть подсчитан по годовым графикам ремонта и затратам рабочего времени на выполнение объема работ, намеченного на каждый месяц; эти данные, с учетом применения средств новой ремонтной техники, позволяют подсчитать общую потребность в ремонтном персонале по количеству и квалификации.

Общая схема организации ремонтной части определяется, исходя из твердого прикрепления ИТР к важнейшим участкам ремонта, что способствует повышению их ответственности, уровня технического надзора и инструктажа ремонтного состава.

Ремонтный персонал должен быть специализирован на выполнении определенных видов ремонтных работ, это обеспечивает: 1) повышение качества работ, так как за ремонт отдельных частей турбоагрегата отвечают определенные лица (брак на участке сразу показывает, кто этот брак допустил); 2) повышение квалификации рабочих, создаваемое большой выучкой от частого повторения одной и той же работы; 3) повышение производительности труда, так как рабочие, хорошо изучив свой объект (конструкцию, металл, размеры отдельных деталей, а также допуски их износа и необходимые зазоры), создают всевозможные приспособления рационализаторского порядка.

При организации труда на ремонте надлежит уделять большое внимание инструктажу персонала по вопросам техники безопасности. Этот инструктаж должен включать разъяснения непосредственно на рабочих участках; рабочим должны выдаваться на руки соответственно разработанные инструкции по ремонту, включающие раздел по технике безопасности; кроме того, для постоянного напоминания о наиболее важных правилах по технике безопасности в мастерской цеха и на рабочих участках должны вывешиваться инструкции, плакаты и отдельные выдержки из инструкций.

Периодически следует производить проверку знаний и усвоения персоналом инструкций по технике безопасности. Время и результаты проверок должны записываться в соответствующих книгах и фиксироваться подписями проверяющих и проверяемых.

Необходимо требовать от персонала немедленного сообщения руководителю ремонта или мастеру о всех замеченных им случаях нарушения инструкций, а также о всех неисправностях в подъемных приспособлениях, в освещении, о беспорядке на рабочих участках и других фактах, которые представляют опасность для людей и оборудования. При получении распоряжения, противоречащего правилам техники безопасности, рабочий обязан указать на это лицу, от которого им получено распоряжение и, в случае разногласий, сообщить об этом вышестоящему руководству для получения окончательных указаний.

Не меньшее внимание должно быть уделено вопросам дисциплины, которая на электростанции, и, особенно на ремонте, имеет первостепенное значение. Несоблюдение твердой трудовой дисциплины и отсутствие четкого порядка на ремонте нередко приводят не только к плохому качеству ремонтов, но и к несчастным случаям с людьми, к авариям с оборудованием и к потере ответственности за выполнение порученных работ на ответственном участке народного хозяйства. На ремонте каждый должен четко знать, что он обязан делать и как делать, чего он не имеет права делать, кому он подчинен, чьи распоряжения он обязан выполнять и кто из персонала находится в его подчинении.

### **2.3. РЕМОНТНАЯ МАСТЕРСКАЯ ЦЕХА.**

Независимо от формы организации ремонта и наличия на электростанции центральной механической мастерской, турбинный цех должен иметь свою ремонтную мастерскую для производства различных работ по подготовке и ремонту отдельных деталей, узлов турбин, насосов и другого вспомогательного оборудования цеха.

Для более оперативного ведения ремонта и во избежание излишних непроизводительных потерь рабочего времени ремонтным персоналом мастерская и отдельные ее участки должны располагаться непосредственно в цехе или поблизости от входа в цех. Мастерская должна быть приспособлена для любой работы по ремонту, встречающейся в турбинном цехе, и должна быть оборудована исправно действующими вентиляцией, отоплением, водопроводом, освещением и противопожарным оборудованием.

Верстаки и оборудование располагаются в мастерской с таким расчетом, чтобы возможно большая часть пола оставалась свободной, так как многие работы приходится производить на полу. Верстаки обычно располагаются группами вдоль стен, имеющих окна, чтобы обеспечить достаточное освещение дневным светом тисков, укрепляемых на верстаках; у каждого верстака для проведения работ и в ночное время должны еще иметься местные источники электрического освещения. Верстаки должны быть прочными, достаточно массивными и тяжелыми, чтобы во время слесарных работ они не могли качаться и прогибаться, так как это ведет к неправильной обработке деталей и снижению производительности труда.

Мастерская турбинного цеха средней и крупной по мощности электростанции должна иметь примерно следующие" станки и приспособления: токарный станок для небольших поделок, проточки клапанов и седел мелкой арматуры и пр.; небольшой строгальный станок (типа Шепинг); сверлильный станок для сверления отверстий диаметром до 20—25 мм; настольно-сверлильные станки; наждачные точила для заправки инструментов; наковальню небольшого размера (при ее отсутствии часто используются тиски, что вызывает их порчу); ножовочный станок; проверочные плиты. Кроме того, при мастерской должны находиться инструментальная для хранения и выдачи слесарно-монтажных и контрольно-измерительных инструментов и кладовая для хранения различных материалов, такелажных приспособлений и запасных частей.

Размеры мастерской зависят в основном от мощности оборудования цеха. Например, для электростанции мощностью 1 200 МВт, оборудованной турбинами К-200-130, для мастерской цеха должна быть отведена площадь не менее 150—160 м<sup>2</sup>, а для инструментальной 35—40 м<sup>2</sup>.

Для снижения потерь рабочего времени на различное приспособление и изыскание материалов и для улучшения условий труда при про-

изготовлении соответствующих работ необходимо ко всем турбинам иметь: 1) постоянную разводку сжатого воздуха для работы пневмоинструментом и обдувки деталей (целесообразно применение собственного цехового компрессора); 2) постоянные подводы источников электрического тока для осциллографирования, подключения электроинструментов, электросварки, освещения дневного света и низкого напряжения (36 и 12 В); 3) постоянные подводы ацетилена и кислорода с отпайками к ремонтным площадкам по всему цеху на различных отметках.

В цехе должны быть также оборудованы ремонтные и промывочные площадки с подводом пара и горячего конденсата, площадки для укладки такелажных приспособлений, установки козел балансировочного станка, переносные столы с настольными сверлилками, переносные верстаки с тисками и т. д.

## **2.4. ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ.**

Инструмент составляет основную часть оборудования ремонтной мастерской цеха и в значительной степени определяет производительность труда на ремонте, поэтому подбору его и уходу за ним должно уделяться особое внимание. Недостаточно внимательное отношение к инструментальному хозяйству вызывает частые простои рабочих, потери времени на отыскание требующегося инструмента, поломки инструмента вследствие небрежного содержания и ремонта, а также нерациональное и неэкономное использование наличных запасов инструмента.

Хранение, выдача и эксплуатация инструмента должны быть хорошо продуманы и организованы. Инструментальная должна постоянно пополняться теми инструментами, которые употребляются в турбинном цехе.

Помещение инструментальной должно быть сухим, светлым, отапливаемым и изолированным от проникновения пыли; оно не должно иметь загроможденных проходов и должно поддерживаться в надлежащей чистоте. Инструментальная должна быть оборудована стеллажами, полками и шкафами; полки высотой до 2 м должны быть использованы для ходового инструмента, а полки высотой больше 2 м — под редко употребляющийся инструмент.

Места хранения должны давать возможность свободного расположения инструмента в надлежащем порядке, предохраняющем его от забоин и повреждений. Стеллажи и полки должны иметь неглубокие ячейки, чтобы хранимый инструмент располагался в один, максимум в два ряда, так как иначе обслуживание становится затруднительным. На каждой ячейке стеллажей и полок прибиваются крючки, на которые вешаются марки рабочих, взявших тот или иной инструмент, и делаются надписи, указывающие наименование и размер инструментов, для которых ячейки предназначены.

Ремонт инструмента должен поручаться квалифицированным слесарям по заявке, передаваемой раздатчиком мастеру цеха.

Инструментальщик не должен допускать, чтобы у рабочего на руках накапливались ненужные ему инструменты, помимо нормального выдаваемого ему на длительное время ходового инструмента. Выдаваемый слесарям под отчет на длительное время ходовой инструмент, который заменяется по мере износа, должен храниться слесарями в запираемых индивидуальных ящиках верстаков; кроме того, слесарям следует выдать легкие переносные ящики для переноски инструментов к участкам работ.

Ходовой индивидуальный инструмент состоит из следующего набора:

слесарный молоток, несколько зубил, крейц-мейселей, напильников, отверток, комплект гаечных и разводных ключей ходовых размеров, шаберы, ножовка, кернеры, линейка, кронциркуль, ручные тиски, складной метр и пр.

При капитальных ремонтах необходимо организовать работу инструментальной так, чтобы слесари были освобождены от хождения за инструментом, весь необходимый инструмент они должны получать около ремонтируемого агрегата из передвижной инструментальной, которую можно организовать в специальных шкафах или ящиках передвижных верстаков, устанавливаемых у ремонтируемого агрегата.

Набор слесарно-механических и универсальных инструментов, который необходимо иметь в инструментальной, включает в себя общеизвестный инструмент: режущий — резцы, сверла, метчики, плашки, развертки, раззенковки, напильники, шаберы, ножовки и пр.;

ударно-режущий — зубила, крейцмейсели, кернеры и пр.; абразивный — точильные круги, шкурки и пр.; монтажный — отвертки, гаечные ключи, ключи торцевые, накидные и разводные, воротки, кусачки, плоскогубцы, кувалды, молотки слесарные, молотки свинцовые, медные выколотки, бородки, чертилки, щетки стальные, паяльники, паяльные лампы и пр.

Для максимальной механизации производства трудоемких работ и широкого применения на ремонте инструментальная должна иметь универсальный и специальный механизированный инструмент с пневмо- и электроприводами и другие средства механизации.

К таким инструментам и средствам механизации относятся:

1) пневматические гайковерты для разбалчивания и сбалчивания фланцевых соединений подогревателей, арматуры, цилиндров низкого давления, крышек подшипников и др. Гайковерты, работающие при давлении воздуха 5,0–5,5 ат, выпускаются двух видов: вертикального действия и углового — для труднодоступных мест. При применении переходных колпачковых ключей гайковерты, выпускаемые свердловским заводом «Пневстроймашина», могут использоваться для диаметров болтов или шпилек до 65—70 мм;

2) различные приспособления с электроприводом для вращения роторов на малых оборотах, используемые при шлифовании шеек ротора,

при проточке бандажей лопаток после перелопачивания, при проточке гребней лабиринтовых уплотнений и т. д. В настоящее время для вращения легких роторов находят применение и специальные сопла, работающие на сжатом воздухе;

3) электрошлифовальные машинки типа И-54 с гибким шлангом и с карборундовым тонким кругом на конце для резки бандажной проволоки после переоблоачивания. Такие же машинки применяются для высверливания лопаточных заклепок в дисках;

4) механические развертки с электроприводом и специальные самозатягивающиеся развертки для развертывания отверстий под заклепки лопаток,

5) переносные радиально-сверлильные станки для сверления и райберования отверстий;

6) ручные переносные шлифовальные машинки с гибкими валиками привода стальных шарошек или абразивных кругов для опиловки плоскостных поверхностей;

7) пневмошлифовальные машины ШР-02, ШР-06, угловые типа РСУ-8, малогабаритные электрошаберы и ручные шаберы со съемными пластинками для шабровки горизонтальных разъемов цилиндров, шлифовки дисков и диафрагм;

8) механизированные вальцовки с пневмоили электроприводом для развальцовки трубок в трубных досках конденсаторов.

Кроме этих инструментов, в ведении инструментальной должны находиться контрольно-измерительные инструменты, инструменты для трубопроводных работ (ключи трубные, вальцовки и пр.), различные стяжные приспособления, такелажные средства (тросы, стропы, канаты, рымы, восьмерки, тали, домкраты, приспособления для подъема роторов и цилиндров), детали и узлы балансировочного станка и другие механизмы и приспособления, применяемые при ремонте турбины.

**Контрольно-измерительные инструменты и приборы.** Необходимость обеспечения высокой точности при сборке турбины и точного выяснения степени износа деталей при ремонте требует применения, кроме нормального ходового измерительного инструмента (метры, циркули, кронциркули, нутромеры, металлические линейки, угольники, рейсмусы и пр.), также и точного измерительного инструмента.

Этот измерительный инструмент может быть разделен на две основные группы: 1) измерительный инструмент с постоянно установленными размерами и 2) измерительный инструмент для измерения переменных размеров.

К первой группе инструментов, имеющих более простую конструкцию, относятся простые ленточные и клиновые щупы, резьбомеры, шаблоны, калибры, масштабные и проверочные линейки и призмы,

Вторая группа измерительных инструментов отличается от первой большей сложностью. В нее входят: измерительный инструмент, показывающий линейные размеры измеряемой детали (обычно в долях миллиметра), например, микро-

метры, штангенциркули, микрометрические нутромеры (штихмасы) и др. и измерительный инструмент, показывающий, на какую величину отклоняются размеры и положение измеряемой детали от нормальных размеров и положения (индикаторы и уровни).

Для производства различных проверочных и наладочных работ, производимых до останковки, в процессе ремонта и при пробном пуске турбоустановки инструментальная должна быть укомплектована и такими переносными портативными контрольно-измерительными инструментами и приборами, как гидростатический уровень, прибор Польди, ручной тахометр, виброметр, виброграф, ультразвуковой дефектоскоп, газовый те-чскаатель, моментные весы и др.

Имея набор перечисленных выше измерительных инструментов и приборов, следует помнить, что только при тщательном уходе за ними и бережном обращении обеспечивается надлежащая точность производимых измерений. Во время работы инструмент можно класть только на деревянные подкладки, оберегая его от случайных ударов, толчков, забоин и царапин о другие детали, находящиеся на верстаках и агрегатах.

Для предохранения от ржавления измерительный инструмент после употребления необходимо тщательно протирать и покрывать тонким слоем костного масла или качественного, не содержащего кислот, вазелина. Перед употреблением инструмента смазочные вещества необходимо удалять с измерительной поверхности чистой тряпочкой, ватой или промыванием в уайт-спирите или бензине, а измеряемая деталь должна очищаться от грязи и масла.

Для измерительных инструментов и приборов в инструментальной должен быть выделен специальный шкаф с полками, который следует располагать дальше от отопления и сырых мест, так как резкие колебания температуры и влажность влияют на состояние поверхностей измерительных инструментов и приборов и точность производимых замеров.

Все точные измерительные инструменты и приборы должны иметь плотно закрывающиеся деревянные футляры и ящики, специально приспособленные для хранения только данного прибора. Такие инструменты как линейки, угольники, кронциркули и нутромеры должны развешиваться по стенкам шкафов или лежать на определенных местах деревянных полок.

В случае износа и неисправностей в показаниях точные инструменты и приборы должны отправляться для ремонта и настройки в специальные мастерские или ремонтироваться на месте специалистом по этим приборам. Только при тщательном уходе и бережном обращении измерительные приборы служат долго, обеспечивая надлежащую точность измерений и оправдывая свою высокую стоимость.

## 2.5. ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ И УПЛОТНЯЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ.

**Запасные части.** Высокое качество ремонтов не может быть обеспечено без своевременной и соответствующей материальной подготовки. В этой подготовке одно из первых мест занимает вопрос о наличии и создании парка запасных частей, оборудования и вспомогательных материалов, строго в соответствии с действительной потребностью. Использование при проведении ремонтов метода замены изношенных узлов и отдельных частей предварительно подготовленными запасными или отремонтированными сменными узлами и отдельными частями обеспечивает минимальные простои и высокое качество ремонта.

Для правильной подготовки запасных частей и оборудования и проведения самого ремонта необходимо знать полную характеристику работающих агрегатов и механизмов, а также узлов и деталей, из которых они состоят; необходимо знать размеры, вес и материалы, из которых выполнены детали, а также их количество в данном узле и механизме, чертежи, по которым они изготовлены, и как долго они служат в данном механизме.

Указанные данные дают возможность определить, какое количество тех или иных деталей необходимо держать на складе как единовременный запас на случай ремонтов.

Запасные части и материалы должны заказываться на основе опыта и анализа прохождения последних ремонтов; израсходованные во время ремонта запасные части и вспомогательные материалы должны пополняться новыми.

Недостаточный набор запасных частей и материалов, неправильная и несвоевременная подготовка и их низкое качество не дают возможности достигнуть полного упорядочения ремонта, поэтому сроки получения запасных частей и вспомогательных материалов должны быть согласованы со сроками остановок агрегатов для ремонта. Нельзя допускать остановок оборудования для ремонта без наличия на месте всех необходимых запасных частей и вспомогательных материалов, так как получение деталей в процессе ремонта или изготовление их в механической мастерской станции после остановки турбины на ремонт вызывает увеличение длительности простоя.

При поступлении с завода и от собственных механических мастерских необходимо произвести тщательную техническую приемку запасных частей для получения полной уверенности в их пригодности. Приемка запасных частей должна заключаться в детальном осмотре для установления отсутствия раковин, трещин и других пороков металла и в проверке по чертежам соответствия металла и размеров деталей. О приемке составляется акт, в котором должны быть отражены все обнаруженные дефекты; при наличии дефектов заводу—поставщику запасных

частей предъявляются соответствующие претензии согласно акту приемки.

**Уплотняющие материалы.** Для устранения пропусков пара, воды, смазки и других жидкостей и газов через стыки при соединении деталей оборудования между собой, например, через фланцевые соединения цилиндров турбины или трубопроводов, а также через зазоры сальниковых уплотнений вентилях, задвижек, трубок конденсаторов и валов насосов, применяются различные уплотняющие материалы — прокладки, мастики и набивки.

Вопросам правильного выбора и применения уплотняющих материалов в турбинном цехе должно уделяться самое серьезное внимание, так как неправильное применение уплотняющих материалов вызывает порчу уплотняемых стыков, порчу масла, износ валов и штоков, затруднения при разборке и необходимость неплановых ремонтов вследствие ненормальной работы указанных уплотнителей.

Выбор этих материалов зависит от чистоты обработки уплотняемых поверхностей, от правильности посадки фланцев, отсутствия перекосов штоков и валов и от условий работы (температуры, давления, среды, скорости движения в уплотнении).

**Прокладки.** Прокладки для фланцевых соединений трубопроводов и стыкуемых поверхностей различных механизмов изготавливаются из листовой стали, красной меди, паронита, картона, бумаги, резины и др. Выбор материала прокладок может быть произведен по данным табл. 2.1.

Точные зубчатые стальные прокладки, имеющие на обеих сторонах по несколько рядов концентрических гребешков, равных по высоте и шагу, применяются главным образом для паропроводов и питательных линий высокого давления.

Материал прокладки должен быть жаростойким, сохранять в длительной эксплуатации упругие свойства и должен иметь твердость меньшую, чем твердость фланцев, что обеспечивает необходимую плотность соединения при меньшей натяжке шпилек и не портит уплотнительных поверхностей фланцев. На паропроводах с высокими параметрами пара применяются точные прокладки из нержавеющей хромистой стали 1X13 и из хромоникелетитановой стали марки 1X18H9T; прокладки из нержавеющей стали 1X13 применяются также на питательных линиях с давлением до 320 ат. Перед установкой между фланцами металлические прокладки должны быть тщательно промыты керосином от грязи, стружки и проверены лупой с 5-10-кратным увеличением на отсутствие трещин, заусенцев, забоин, раковин и шероховатости обработки в виде рваных зубцов. Не допускаются к установке прокладки из стали несоответствующих марок, с корродированными зубцами и покоробленные после обработки. Рабочие поверхности зубчатых прокладок проверяются на контрольной плите по краске и подлежат шабровке или притирке для получения

равномерных отпечатков на зубцах; ширина при-  
тупления зубцов должна быть не меньше 0,2 мм, а  
разница в толщине прокладки в двух диаметрально  
противоположных точках не должна превы-  
шать 0,05—0,10 мм.

Прокладки натираются серебристым че-  
шуйчатым графитом, ставятся на хорошо при-  
шабранные фланцы паропроводов, и плотность  
соединения создается за счет большого удельного  
давления, вызывающего сжатие небольшой по-  
верхности верхней части зубцов. При сильном  
смятии зубцов и отсутствии запасных прокладок  
старые прокладки могут быть установлены с на-  
несением на зубчатую поверхность с обеих сто-  
рон слоя мастики. Состав мастики по весу: свин-  
цовый глет 45%, железная пудра 21%, охра золо-  
тистая 17%, магнезии или молотый мел 12% и  
чешуйчатый графит 5%; эти компоненты разме-  
щаются на натуральной олифе до сметанооб-  
разного состояния.

Для трубопроводов питательной воды вме-  
сто мастики с обеих сторон зубчатой прокладки  
можно ставить на графите паронитовые проклад-  
ки толщиной 0,3—0,5 мм и шириной, равной ши-  
рине зубчатой прокладки.

Качество листового паронита (ГОСТ  
481-58), применяемого для прокладок, прове-  
ряется загибом на 180° вокруг стержня диаметром  
12 мм для паронита толщиной 0,5—0,8 мм, диа-  
метром 24 мм для паронита толщиной до 1,25 мм  
и диаметром 42 мм для паронита толщиной до  
2,5 мм. При этой проверке и при вырубке прокла-  
док паронит не должен растрескиваться и рас-  
слаиваться; паронит с изломами, трещинами и

волнистостью (морщины) для изготовления про-  
кладок не пригоден.

Прокладка по наружному диаметру при из-  
готовлении должна быть вырезана на 1-2 мм  
меньше диаметра окружности, описанной по  
внутренним кромкам болтовых отверстий фланца;  
это обеспечивает должное центрирование про-  
кладки, устанавливаемой во фланцевое соедине-  
ние. Внутренний диаметр прокладки (отверстия)  
вырезается больше внутреннего диаметра трубы  
на 2—5 мм; это гарантирует от уменьшения сече-  
ния трубопровода выступающей прокладкой, уве-  
личивает срок службы прокладки и предохраняет  
от попадания отрывающихся кусочков прокладки  
в трубопровод, что может, например, в маслопро-  
водах, привести к аварии из-за закупорки трубо-  
провода и отверстий малых диаметров.

Чем лучше обработаны и подогнаны одна к  
другой соединяемые поверхности, тем меньшей  
толщины следует применять прокладки, так как  
при этих условиях лучше обеспечивается соеди-  
нение без перекосов.

Перед установкой новой прокладки по-  
верхности фланцев должны быть тщательно очи-  
щены шабером от остатков старой прокладки,  
грязи, ржавчины и следов коррозии; при этом  
необходимо соблюдать осторожность, чтобы не  
повредить обработанную поверхность.

Паронитовые прокладки при установке на  
место смачиваются горячей водой и тщательно  
натираются сухим серебристым графитом с обеих  
сторон, что обеспечивает их легкое отделение от  
фланцев при необходимости замены.

Таблица 2.1. Мягкие и металлические прокладки и область их применения.

| Прокладочные мате-<br>риалы          | Пре-<br>дельное<br>дав-<br>ление,<br>кг/см <sup>2</sup> | Предель-<br>ная тем-<br>пература,<br>°С | Толщина<br>прокладки,<br>мм | Назначение  | Примечание  |
|--------------------------------------|---|---|-----------------------------|---|---|
| Для воды:                            |   |   |                             | Циркуляционные, конденсат-<br>ные, питательные, пожарные,<br>сливные и другие трубопро-<br>воды, а также крышки и люки<br>конденсаторов и других аппа-<br>ратов, работающих под ва-<br>куумом. Трубопроводы кон-<br>денсата, питательной воды и<br>другие трубопроводы горячей<br>воды с указанными парамет-<br>рами давления и температуры | При диаметрах тру-<br>бопроводов свыше<br>500 мм применяется<br>резина с металличе-<br>ской сеткой<br><br>ГОСТ 481-58<br>Точеные зубчатые |
| Резина сплошная                      | 3   | 40                                      | 1—6                         |   |   |
| Резина с парусино-<br>вой прокладкой | 6   | 60                                      | 3—6                         |   |   |
| Резина с металличе-<br>ской сеткой   | 10  | 75                                      | 3—6                         |   |   |
| Паронит                              | 50  | 120-160                                 | 0,5-2,0                     |   |   |
| Сталь 10                             | 185   | 230                                     | 3—4                         |   |   |
| Сталь 1X13                           | 320   | 275                                     | 3—4                         |   |   |
| Для пара:                            |   |   |                             | Паропроводы нормального и<br>высокого давления  | Точеные зубчатые  |
| Паронит                              | 50  | 450                                     | 0,5—2                       |   |   |
| Сталь 1X13                           | 100   | 540                                     | 3—4                         |   |   |
| Сталь 1X18Н9Т                        | 140   | 570                                     | 3—4                         |   |   |
| Для масла:                           |   |   |                             | Трубопроводы и аппараты ма-<br>сляной системы   |   |
| Бумага чертежная                     | 10  | 80                                      | 0,15—0,20                   |   |   |
| Картон прокладоч-<br>ный             | 16  | 100                                     | 1—4                         |   |   |

Смазка паронитовой прокладки мастикой, применяемой для фланцев горизонтального разъема цилиндров турбин, или графитом, смешанным с маслом, вызывает пригорание прокладок к фланцам; такие же дефекты вызывает и установка непрографиченных прокладок.

Прокладки из технического картона и прессшпана толщиной от 0,2 до 1,0 мм используются во фланцевых соединениях маслопроводов и аппаратов масляной системы с недостаточно обработанными плоскостями; последнее относится к таким плоскостям, сборка которых без прокладки или на прокладке из бумаги не обеспечивает необходимой плотности. Прокладки, используемые в маслосистемах, смазываются шеллачным или бакелитовым лаком с таким расчетом, чтобы лак не стекал во внутренние полости. Необходимую плотность фланцевых соединений маслопроводов обеспечивают прокладки из специальной маслостойкой резины, а также маслостойкие хлорвиниловые прокладки, устанавливаемые без смазки; стыки хлорвиниловых прокладок свариваются нагревом разделанных стыкуемых краев.

Прокладки из несоответствующих материалов (обыкновенной резины, свинцовой проволоки и материалов, содержащих каучук) не должны применяться, так как они разъедаются маслом и вызывают его утечки; например, прокладки из паронита через некоторый период эксплуатации прорываются, так как содержат примесь каучука, который разъедается маслом. Применять для смазки прокладок, ставящихся на фланцевые соединения маслопровода и механизмов масляной системы, зеленое мыло, сурик, олифу и белила также не рекомендуется ввиду их резко отрицательного влияния на качество турбинного масла.

Прокладки из плотной чертежной бумаги толщиной 0,1—0,25 мм с пропиткой их шеллачным или бакелитовым лаком применяются для шаброванных фланцев корпусов масляных шестеренчатых насосов. Это необходимо для обеспечения правильных торцевых зазоров между шестернями насоса и его корпусом.

Стыки крышек регуляторов, масляных золотников, сервомоторов, фланцевых соединений корпусов, крышек и вкладышей подшипников обычно хорошо пришабрены и собираются на промазке разведенным шеллаком или бакелитовым лаком без прокладок. При наличии небольшой неплотности в эти стыки устанавливаются прокладки из чертежной бумаги, пропитанной шеллаком

Во фланцевых соединениях всех циркуляционных, пожарных, конденсатных и других трубопроводов с температурой воды не выше 75° С, а также во фланцах трубопроводов и аппаратов, работающих под вакуумом, используются прокладки из резины или прорезиненной парусины толщиной до 6 мм. Резина, дающая при сгибании трещины, для прокладки непригодна. Для длительного сохранения уплотняющих свойств резиновые прокладки не должны подвергаться сжа-

тию во фланцевых соединениях более чем на одну треть их толщины.

**Мастики.** Для фланцев разъема цилиндров турбин употребляются разнообразные по составу мастики, основными составляющими частями которых являются серебристый чешуйчатый графит и вареное масло. Например, графитовая мастика ЛМЗ состоит повесу из 40% графита, 40% свинцового сурика и 20% белил; эти компоненты разводятся в льняном вареном масле до густоты сметаны и мастика накладывается на фланец горизонтального разъема тонким слоем (0,2—0,5 мм).

Наиболее употребительна мастика, составленная из вареного масла, смешанного только с просеянным графитом, или даже одного вареного масла. Эта мастика при высыхании создает эластичную пленку, неплавящуюся под влиянием высокой температуры, и при хорошо пришабренных и очищенных фланцах разъема турбин, работающих на самом широком диапазоне параметров пара (вплоть до сверх высоких), надежно держит внутреннее давление (при равномерной натяжке плоскостей), не портит разъема и легко очищается с фланцев после вскрытия цилиндров.

Применение присадок в вареном маслосвинцовых белил, глета, сурика, железных опилок и других—плотности пришабренных фланцев разъема не улучшает, и поэтому их применение в качестве компонентов вареного масла вряд ли целесообразно.

Вареное масло готовится из натуральной технической олифы, являющейся быстросохнущим растительным (льняным) маслом. Олифа содержит влагу и белковые вещества, которые удаляются путем варки ее при температуре 250—270° С. Вначале олифа в течение 1—2 ч греется при 110—130° С при интенсивном помешивании и из нее выпаривается вода; затем проводится выдержка при температуре 230—260° С в течение 2—3 ч, что обеспечивает выпадение белков на дно сосуда. После отделения белкового осадка вновь производится подогрев масла до 250—270° С. Подогрев прекращается, когда вареное масло достигнет мазеобразного, тягучего и липкого состояния, при котором оно тянется в виде нитей. Во время варки масла ведется температурный контроль путем погружения в него термометра; повышение температуры выше указанной, а также недостаточная варка масла ведут к тому, что масло становится непригодным для применения в качестве мастики (не тянется в нить, слишком жидкое или густое, как замазка).

Толщина слоя мастики, накладываемой на фланец нижней части цилиндра непосредственно перед закрытием цилиндра, должна быть не больше 0,5 мм, так как при большой толщине возможен пробой стыка или выдавливание мастики внутрь цилиндра. При шарованных плоскостях фланцев разъема цилиндров турбин применение дополнительно к мастике всякого рода прокладок (асбестовый шнур, проволока, хлопчатобумажная тесьма, красномедная сетка) не рекомендуется.

Для уменьшения трения и для предохранения резьбовых соединений, работающих при вы-



соких температурах, от срачивания окисных пленок, в зазорах резьбы между гайками и шпильками и между торцевыми поверхностями гаек и поверхностью фланца и особенно для облегчения последующего отвертывания резьбового соединения резьба шпилек, болтов и гаек, а также торцевые поверхности гаек и поверхности, к которым прилегают гайки, должны быть тщательно обработаны (не ниже 7-го класса чистоты), обезжирены и натерты. Для натирания применяется сухой графит, разведенный на глицерине в объемном соотношении 1:1, чистый графит, меловой порошок, разведенный до состояния жидкой кашицы на денатурированном спирте или авиационном бензине, чистый мел или ртутная мазь (см. ниже).

Рекомендуется также применение специальных смазок, к которым относятся: 1) графитомедистая смазка, состоящая (по весу) из 15—20% порошковой меди, 20—25% чешуйчатого графита, 65—55% глицерина; смазка готовится смешением порошковой меди и графита с последующим разведением смеси глицерином; 2) дисульфидмолибденовая смазка, состоящая по весу из 46% глицерина и 54% дисульфидмолибдена; эта смазка, приготовленная в виде пасты со стеарином (5-10%), может применяться для смазки резьбы, работающей при температурах до 550—570° С; 3) смазка из серебристого графита или сернистого молибдена, просеянного через сито с размером частиц меньше 25 мк и смешанного с силиконовой жидкостью № 5 до консистенции густой сметаны; смазка с сернистым молибденом применяется при рабочих температурах до 400—450° С, смазка с графитом—при более высоких температурах.

Производить покрытие резьбы слоем какой-либо мастики, разведенной на олифе, вареном масле и т. п., не следует, так как это приводит к пригоранию, заеданиям в резьбе и серьезным трудностям при отвертывании резьбовых соединений.

Перед натиранием графита, мела или нанесением смазки следует обезжировать резьбовые поверхности шпилек и гаек бензином или ацетоном. Само нанесение смазки следует производить путем тщательного натирания указанных поверхностей мягкой льняной тряпкой; натирание производится до тех пор, пока не будет получен тонкий, равномерно распределенный слой смазки, хорошо приставшей к резьбе и опорным поверхностям шпильки и гайки.

Разъемные соединения подогревателей низкого давления, конденсаторов и испарителей покрываются мастикой, состоящей из смеси свинцовых белил, сурика и вареного масла в пропорции 0,6—0,8 кг сурика на 1 кг свинцовых белил. Приготовление мастики производится путем смешивания свинцовых белил с маслом до состояния пасты, после чего добавляется сурик до тех пор, пока мастика перестанет прилипать к пальцам

Паровая сторона трубных досок и крышек подогревателей и испарителей, работающих при температуре выше 95° С, уплотняется мастикой,

составляемой из 75% магнезита и 25% графита, разведенных вареным маслом до состояния густой сметаны.

Опорные фундаментные поверхности рам, на которые устанавливаются скользящие опоры подшипников, для улучшения скольжения и во избежание ржавления натираются сухим графитом или ставятся на тонкий слой мастики, известной под названием ртутной мази.

Состав ртутной мази (по весу) следующий: ртуть 30%, коровье масло 5%, свиное сало 65%; после смешения указанных компонентов добавляется графитный порошок по объему, равному объему получившейся смеси. Обращение с этой мазью должно быть аккуратным во избежание попадания ртути в порезы и царапины на руках.

**Набивочные материалы** (ГОСТ 5152-16). Сальниковые набивки (сплошные, плетеные, оплетенные с сердечником) изготавливаются из растительных волокнистых веществ (лен, пенька, хлопок, джут), из минеральных веществ (асбест), из сплавов цветных антифрикционных металлов и из металлизированных материалов, не оказывающих коррозионного воздействия на соприкасающиеся с ними металлические поверхности (шток, сальниковая коробка и др.).

В турбинном цехе большое применение имеют простые мягкие плетеные, сухие и пропитанные асбестовые, хлопчатобумажные и пеньковые набивки. Эти набивки изготавливаются различных размеров круглого или квадратного сечения; набивка круглого сечения применяется только при низких давлениях и в неотчетственных случаях, так как она неплотно заполняет сальниковое пространство и неравномерно обжимает вал или шток.

Для сальниковых уплотнений водяных задвижек, вентилях трубопроводов и валов циркуляционных, конденсатных, дренажных питательных, пожарных и других насосов с температурой воды до 100° С применяются пропитанные хлопчатобумажные набивки квадратного сечения и хлопчатобумажные манжеты.

Для температур пара до 150° С применима плетеная тальковая сухая и пропитанная набивка, а для температур от 150 до 200° С— самосмазывающая графитированная тальковая набивка или набивка асбестовая плетеная.

Для сальников штоков вентилях и задвижек, работающих на перегретом и насыщенном паре с температурой выше 200° С, применяются термостойкие, высококачественные асбестовые и металлические набивки. Для этих условий пригодны набивки, выпускаемые под маркой «Рациональ»—асбестовая, графитированная, пропитанная антифрикционной массой, с медной проволокой, выдерживающая перегретый пар до 400° С, и под маркой «Циклон»—асбестовая, графитированная, самосмазывающая с медной или свинцовой проволокой, выдерживающая перегретый пар до 450° С. Кольца этих набивок при укладке пересыпаются слоями сухого серебристого чешуйчатого графита толщиной 4—5 мм.

Для питательных насосов высокого давления применяются сальниковые набивки по специальным указаниям заводов-изготовителей, так, для питательных насосов 5Ц10 на давление 150 кг/см<sup>2</sup> и температуру питательной воды 150° С применяется указанная выше набивка типа «Рациональ», а для насосов ПЭН-430-200 применяется комбинированная асбестовая набивка с резиновым сердечником по специальным техническим условиям.

Для работы при высоких температурах пара применяются специальные набивки: из прессованных графитовых полуколец; из колец сухого прографиченного асбестового плетеного шнура, пересыпаемых графитом; из смеси графита (60% по объему) и асбестовой пушонки (40% распушенного асбеста); комбинированные из асбестовых колец и графита, укладываемых последовательно в коробку сальника один за другим; чисто графитовые уплотнения из чешуйчатого графита.

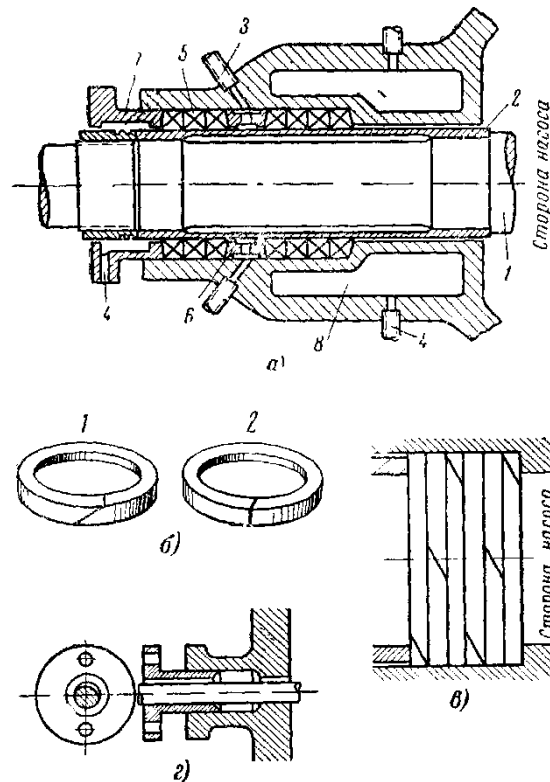
Надежной и универсальной для параметров пара до 90—100 ат и 500—520° С является набивка, изготавливаемая из указанной выше смеси чешуйчатого графита и асбестовой пушонки; после тщательного перемешивания эта смесь закладывается в сальник порциями, с обжимом каждой порции и постепенным заполнением коробки сальника до верха (для крышки сальника оставляется 4—5 мм высоты сальниковой коробки).

В качестве сальниковой набивки для аппаратуры сверхвысоких параметров пара применяется также чисто графитовое уплотнение из чешуйчатого, возможно более крупного, хлопьевидного графита первого сорта, содержащего не менее 90% углерода. Такая набивка не теряет эластичности при проникновении конденсата и практически не поддается воздействию как высоких, так и низких температур. Основными предпосылками надежной работы такого уплотнения являются гладкая, зеркальная поверхность штока и достаточно плотное заполнение сальника чешуйчатым графитом; применение порошкообразного, тонко размолотого графита для такого уплотнения недопустимо.

Для предохранения в процессе эксплуатации от потери чешуйчатого графита через зазор между штоком и втулкой сальника, необходимо в основание сальника и после засыпки в него графита в верхнем конце сальника ставить кольца из прографиченного, плетеного асбестового шнура, плотно охватывающие шток.

**Установка набивки.** Ремонт сальника заключается в полной смене сальниковой набивки, что требует полной разборки сальника, тщательной прочистки коробки сальника и штока или вала от остатков старой набивки, грязи и нагара; нельзя ограничиваться сменой части набивки, оставляя нетронутыми последние ее ряды. Если при хорошей работе сальника дальнейшее подтягивание грундбоксы в условиях эксплуатации невозможно из-за упора ее фланца в корпус, допускается как временная мера установка одного-двух колец набивки без полной замены набивки.

Набивка должна входить в сальник туго отдельными кольцами, поэтому сечение набивки должно выбираться соответственно разности радиусов расточки сальниковой коробки и вала или штока (рис. 2.1, а). Набивочный шнур нарезается под углом 45° отдельными кусками такой длины, чтобы получить кольца соответствующего диаметра, не имеющие зазоров в стыке и не имеющие избыточной длины, стыки колец должны иметь чистые косые срезы, необходимые для обеспечения плотности сальника (рис. 2.1, б)



**Рисунок 2.1.** Сальниковые уплотнения центробежного насоса.

а-сальниковая коробка; 1-вал; 2-рубашка вала; 3-подвод холодной воды; 4-отвод протечки; 5-кольцо сальниковой набивки; 6-кольцо гидравлического уплотнения (фонарь); 7-нажимная буска сальника; 8-камера охлаждения; б-заготовка набивочного кольца сальника; 1-правильная; 2-неправильная; в-стыки набивочных колец в сальниковой коробке; з — неправильное положение вала по отношению к расточке.

В очищенную коробку последовательно кольцо за кольцом, косым срезом вперед, вводится новая набивка. Кольца необходимо вводить аккуратно, без большого нажима и укладывать в коробку так, чтобы стыки колец не приходились один над другим, а устанавливались с разбежкой на 90—120° (рис 2.1,в). Пользоваться при закладке набивки острыми металлическими инструментами не следует, так как при этом можно поцарапать шток, лучше всего для этой цели применять деревянные бородки.

Положение фонарного кольца водяного уплотнения после некоторого обжатия заложенной до него набивки должно совпадать с отверстием для подвода воды на сальник, иначе по

мере поджатия гнундбуksы фонарь может окaзаться за отверстием для подвода воды.

Сальниковая нажимная бyкса должна входить в заточку корпуса с зазором 0,2-0,3 мм на диаметр, а по отношению к валу или штоку иметь зазор 0,5—0,6 мм. Отсутствие этих зазоров или нецентральное положение сальниковой втулки (рис. 2.1, з) может быть причиной плохой работы сальника, при которой не будут обеспечены необходимая его плотность и легкость вращения вала (без значительной потери на трение).

В некоторых случаях для предохранения самосмазывающей набивки от действия рабочего тела первое и последнее набивочные кольца в сальниковой коробке арматуры ставятся не самосмазывающие, а из сухой набивки (при паре—асбестовой, при теплой и горячей воде—бумажной).

Сальниковая коробка заполняется набивкой не до самого края, так как это может вызвать перекос нажимной бyксы. Вполне достаточно, если количество положенных набивочных колец будет таким, чтобы нажимная бyкса, будучи подтянута, входила в сальниковую коробку не менее чем на 10-15 мм.

Для предохранения сальника от пропаривания, а штоков и валов от заеданий и износов набивка сальников и их затяжка производятся очень тщательно, равномерно и без перекосов. Нажимную бyксу следует зажимать плотно, но не туго, при чрезмерно сильном нажиме шток или вал будут вращаться туго, смазывающая масса набивки будет выдавливаться, набивка потеряет упругость и способность к самосмазыванию, что приведет к износу штока и самой набивки.

### **3. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СВОЙСТВАХ МЕТАЛЛОВ.**

#### **3.1. ЗНАЧЕНИЕ ПРАВИЛЬНОГО ВЫБОРА МЕТАЛЛОВ.**

Большинство ответственных деталей работает в турбинных установках в весьма тяжелых условиях (постоянные и переменные нагрузки, высокие температуры перегретого пара, среда, оказывающая химическое и механическое воздействие на металлы, и др.).

Правильный выбор металлов для деталей вновь изготавливаемой турбины — одна из важнейших задач, разрешаемых конструкторами и технологами турбостроительных заводов при конструировании турбины. Чтобы сделать окончательный выбор металла для какой-нибудь детали, завод продельывает десятки, а иногда и сотни опытов с различными материалами. Металлы для получения надлежащей прочности и устойчивости износу подвергаются на заводах термической обработке самых разнообразных видов. Процесс даже одной и той же термической обработки (например, закалки) для различных сортов материала и даже для одного и того же материала, но в различных по назначению изделиях, очень разнообразен.

Окончательная регулировка затяжки сальника производится, например, у насосов при их пробном пуске, если сальник пропускает много воды, его следует подтянуть, при отсутствии пропуска сальник следует ослабить. Вновь собранный сальник вначале почти всегда пропускает, но через некоторое время, после приработки набивки, пропуски ликвидируются сами собой.

Сохранить при длительной эксплуатации штоки или валы от износа можно только при правильной и хорошей набивке, центральном положении по отношению к сальниковой коробке и не погнутом, цилиндрической формы, чистом без рисок, забоин, вмятин и выработок штоке или вале, при наличии этих дефектов шток или вал будет быстро изнашивать набивку и изнашиваться сам. Для штоков арматуры высокого давления допускается конусность не больше 0,08 мм на длине 300 мм, овальность не больше 0,03 мм по всей длине и прогиб не больше 0,01 мм на длине 200 мм.

Наличие износа или перекоса определяется путем замеров диаметра штока или вала и их положения по отношению к расточке сальниковой коробки.

Если сечение вала (штока) значительно сработалось и имеет под сальниковой набивкой выработку в виде бугров и канавок, надлежит сменить вал (шток), а при отсутствии такой возможности произвести качественную наварку (металлизацию) для получения после токарной обработки и шлифовки круглого сечения с зеркальной поверхностью.

В современных турбоустановках применение пара высокого давления еще больше повысило значение правильного выбора металла, и проблема металла приобрела основное значение. Многие металлы, хорошо работающие в установках низкого и среднего давления, оказались совершенно непригодными для работы в турбинных установках высокого и сверхвысокого давления. Имевшие место в ремонтной практике случаи, когда для изготовления деталей к ремонтуемому агрегату брался первый оказавшийся под рукой материал, совершенно недопустимы.

Несоблюдение при изготовлении деталей всех требований в отношении марки материала и его термической обработки, которые предъявляются к нему специфическими условиями работы деталей, может свести на нет качество всей работы по ремонту и вызвать не только преждевременный износ, но и поломки (аварии) с тяжелыми последствиями.

Таким образом, основным условием для правильного выбора материала при изготовлении той или иной детали и для качественного ремонта ее является знание назначения и условий работы этой детали в турбоустановке, свойств примененного для ее изготовления металла и свойств, при-

обретаемых им в результате той или иной термической обработки.

Задача правильного выбора материала для ремонтных целей особенно ответственна при изготовлении запасных частей в собственных мастерских электростанции или не на турбостроительных заводах. Знание свойств металлов имеет также важное значение для правильного выбора технологии ремонта при некоторых специфических ремонтных работах (правка вала, посадка деталей с натягом и др.).

Металлы отличаются по своим свойствам; основными являются механические, физические, химические и технологические свойства.

### 3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.

Механическими свойствами называется совокупность свойств, определяющих способность металлов сопротивляться воздействию механических усилий, которые могут прилагаться к детали (изделию) различными способами. Знание механических свойств очень важно, так как позволяет оценивать поведение металла под воздействием различных нагрузок при работе деталей машин в эксплуатационных условиях.

Каждый металл обладает определенными, присущими данному металлу, механическими свойствами (прочностью, упругостью, пластичностью, вязкостью, твердостью, хрупкостью и др.). Для определения механических свойств металлов на электростанциях имеются специальные лаборатории с необходимым оборудованием для различных испытаний.

Действие механических усилий (нагрузки), которым подвергаются детали любой машины в работе, вызывает в металлах, из которых они изготовлены, различные изменения формы и размеров. Эти изменения, которые носят название деформаций, зависят от величины нагрузки, от механических свойств металла и от размеров деталей. При увеличении нагрузки увеличивается деформация данной детали.

Основными видами деформации металла являются растяжение, сжатие, срез или сдвиг, скручивание и изгиб. Под воздействием различных сил и нагрузок в детали могут возникнуть сложные деформации.

Всякий процесс деформации металла состоит из трех этапов: упругая деформация, пластическая деформация и разрушение. Если после прекращения действия нагрузки деформация, полученная деталью, исчезает и деталь принимает свои первоначальные размеры и форму, то такая деформация называется упругой; если же деформация остается в детали и после удаления нагрузки (деталь не возвращается к своим первоначальным размерам и форме), то такая деформация называется пластической, не упругой или остаточной.

Способность металла сопротивляться, не разрушаясь, изменениям своих первоначальных форм и размеров при действии на него внешних

или внутренних сил называется прочностью металла.

Свойство металла восстанавливать свои первоначальные формы и размеры после того, как прекратится действие нагрузки, называется упругостью; в противоположность упругости свойство металла сохранять новую форму, приобретенную под влиянием нагрузки после ее снятия, называется пластичностью, пластичность металла возрастает при его нагреве.

Действие на металл нагрузки вызывает появление внутри металла внутренней силы сопротивления, связанной с наличием внутренних сил сцепления между частицами металла. Внутренняя сила сопротивления возрастает с увеличением нагрузки, и внутри металла возникают напряжения. Величина напряжения в детали измеряется величиной приложенной нагрузки в килограммах, разделенной на площадь поперечного сечения детали в квадратных сантиметрах или квадратных миллиметрах ( $\text{кг}/\text{см}^2$  или  $\text{кг}/\text{мм}^2$ ).

Напряжения возникают в деталях не только под действием внешних нагрузок, но и вследствие изменения температурного режима, такие напряжения называются температурными или тепловыми. Кроме указанных, в деталях могут существовать так называемые собственные напряжения (начальные, иногда остаточные), которые нередко возникают, например, в отливаемых деталях.

Напряжение, возникающее в детали под действием внешней нагрузки, которое можно допустить без опасения ее разрушения или появления остаточной деформации, т.е. не вызывающее нарушения нормального взаимодействия между частицами металла, называется допустимым напряжением. При этом напряжении, которое также измеряется в  $\text{кг}/\text{мм}^2$ , первоначальные размеры и форма детали после прекращения действия нагрузки восстанавливаются полностью.

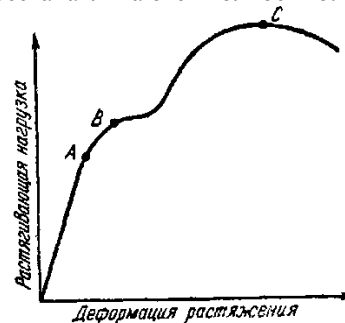


Рисунок 3.1. Диаграмма растяжения.

Различные металлы по-разному реагируют на различные виды нагрузок. По характеру действия на металлы различают нагрузки: 1) статическая—однократно приложенная к детали и характерная плавным и медленным нарастанием от нуля до предельной величины; 2) динамическая (ударная)—однократно приложенная к детали и характерная почти мгновенным возрастанием от нуля до предельной величины; такое резкое воздействие на металл детали даже сравнительно небольшой ударной нагрузки может приводить к

ее разрушению, хотя эта деталь хорошо сопротивляется спокойно приложенной, значительно большей по величине, статической нагрузке; 3) повторно-переменная-многократно приложенная к детали и характерная изменяющейся скоростью ее возрастания и убывания, эта нагрузка является знакопеременной, если она изменяется и по величине и по направлению—знаку (например, сжатие—растяжение), и пульсирующей, когда изменяется от нуля до предельной величины, под действием повторно переменной нагрузки деталь может быстро разрушиться, хотя она хорошо сопротивляется однократно приложенной спокойной нагрузке.

При проверке механических свойств стали обычно определяют предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, относительное сужение, ударную вязкость и твердость.

Напряжение, которое испытывает металл под действием разрушающей нагрузки, называется пределом прочности данного металла (ранее это напряжение называлось временным сопротивлением). Отсюда следует, что предел прочности характеризует свойство металла сопротивляться действию сил, стремящихся его разорвать, сдвинуть или изогнуть.

Допустимые напряжения и пределы прочности для различных металлов и условий приложения нагрузки различны. Для обеспечения надежной работы при конструировании механизмов механические свойства и сечение деталей выбираются так, чтобы допускаемые напряжения были в несколько раз меньше предела прочности данного материала.

Отношение предела прочности к допускаемому напряжению называется запасом прочности или коэффициентом безопасности. Величину этого коэффициента являющегося показателем надежности работы детали, выбирают в зависимости от условий приложения на грузки и ответственности детали.

Для возможности сравнения упругих свойств различных металлов необходимо знать величину той наибольшей нагрузки, при которой деформированный образец металла еще способен возвратиться к своей первоначальной длине. Пределом упругости называется отношение указанной предельной нагрузки в килограммах к площади первоначального сечения образца в квадратных миллиметрах. Например, если предел упругости равен  $25 \text{ кг/мм}^2$  это значит, что пока нагрузка при растяжении, приходящаяся на  $1 \text{ мм}^2$  поперечного сечения образца, не превышает  $25 \text{ кг}$ , образец будет иметь только упругие изменения и не получит никакого остаточного удлинения.

Наименьшее напряжение, при котором в металле начинает развиваться остаточная деформация без заметного увеличения нагрузки, называется пределом текучести. В этом случае деталь может разрушиться, если по достижении предела текучести нагрузка продолжает увеличиваться.

Указанные три предела наглядно видны на диаграмме растяжения (рис. 3.1.), которая являет-

ся характеристикой материала, записываемой автоматическим прибором во время испытания образца на растяжение. Диаграмма графически показывает зависимость деформации растяжения от растягивающей нагрузки (усилия) и имеет три характерные точки. Точка А называется пределом упругости (пределом пропорциональности); от нуля до точки А зависимость между нагрузкой и деформацией выражается прямой линией и деформация (удлинение) образца растет пропорционально увеличению нагрузки. Точка А показывает максимальное значение нагрузки, после снятия которой образец вновь возвращается к своим первоначальным размерам. Точка В, называемая пределом текучести, показывает нагрузку, при которой деформация перестает быть пропорциональной нагрузке; деформация образца растет без заметного увеличения нагрузки. Точка С, называемая пределом прочности, показывает наибольшую нагрузку, которая предшествует разрыву материала образца.

Из диаграммы растяжения следует, что чем большие значения имеют указанные характерные точки, тем большие нагрузки допускает материал.

Одним из основных показателей качества металла является величина относительного удлинения, под которым понимается выраженное в процентах удлинение образца испытываемого металла, доведенного до разрыва; например, если длина образца металла до разрыва была  $L_0=150 \text{ мм}$ , а после разрыва  $L_1=165 \text{ мм}$ , то его относительное удлинение будет

$$\delta_n = ((L_0 - L_1) * 100) / L_0 = (165 - 150) / 150 * 100 = 10\%$$

Относительное удлинение является характеристикой вязкости металла, под которой понимают способность металла воспринимать без разрушения большие или меньшие деформации под действием внешних сил.

Свойство металла, противоположное вязкости, называется хрупкостью. Чем большую вязкость имеет металл, тем больше его относительное удлинение и соответственно, чем большую хрупкость имеет металл, тем меньше его относительное удлинение. При разных условиях один и тот же металл может быть то вязким, то хрупким. Например, при закалке повышается хрупкость стали, а при отжиге, наоборот, увеличивается его вязкость. Хрупкий металл ненадежен, так как плохо выдерживает удары и толчки, быстро разрушается и выкрашивается, разрушение происходит почти без изменения первоначальной формы (без заметной пластической деформации).

Одним из отрицательных явлений, опасным для работы деталей, особенно при ударных нагрузках и концентрации напряжений, является тепловая хрупкость, которой подвержены некоторые стали при длительном воздействии на них высоких температур ( $400-550 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Тепловая хрупкость выражается в снижении ударной вязкости и приобретении сталью хрупкости, хотя в условиях нормальных температур ( $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) этого не наблюдается.

В сталях, склонных к тепловой хрупкости, для борьбы с хрупкостью или для значительного

снижения ее отрицательного влияния применяют-ся добавки молибдена, вольфрама и др.

Для каждой детали при ее конструировании задаются определенными величинами предела прочности, предела текучести, относительного удлинения и другими механическими свойствами, которые должны обеспечить способность длительной работы и нагрузки детали при условиях, в которых она работает в турбоустановке (температура и давление пара, обороты и т. д.); знание этих данных определяет и марку металла, указываемую на чертеже детали.

Кроме отмеченных выше механических свойств, существует такое важное свойство металла как твердость. Твердостью называется свойство металла оказывать сопротивление проникновению в него другого более твердого металла. По твердости, кроме суждения об обрабатываемости и сопротивляемости износу, можно судить и о прочности металла (см. ниже). Знание твердости металла в условиях турбинного цеха имеет большое значение для правильного выбора металла при изготовлении той или иной детали и определения в ряде случаев причин ненормального износа, поломок и прочих дефектов.

Наиболее распространенными методами определения твердости являются: метод вдавливания шарика статической нагрузкой — метод Бринелля, метод Роквелла, Виккерса и метод упругого отскока бойка — метод Шора.

Метод Бринелля заключается в том, что в испытываемый металл под действием соответствующей нагрузки на специальном прессе вдавливается закаленный стальной шарик определенного диаметра. Через 15—20 сек. после начала испытания действие пресса прекращается; на испытуемом образце остается отпечаток (лунка), при этом, чем испытуемый металл тверже, тем диаметр лунки меньше. Диаметр полученной лунки измеряется специальной лупой, на которой имеется шкала с нанесенными на ней делениями через 0,1 мм. Число твердости Нв определяется отношением груза в килограммах, давящего на шарик, к площади лунки в квадратных миллиметрах.

Принцип действия прибора Роквелла основан на вдавливании в испытуемый материал стального шарика для мягких материалов или алмазного конуса для твердых. Определение твердости по Шору производится склероскопом Шора по высоте отскакивания стандартного молоточка с алмазом на конце после его свободного падения с определенной высоты на поверхность испытуемого материала.

При ремонтных работах определение твердости металла по Бринеллю быстро и с достаточной точностью (в пределах 5—6%) производится с помощью легкого переносного прибора Польди.

В связи с тем, что определение твердости каждым из указанных приборов не представляет особых трудностей и не портит испытуемого материала, нередко определение предела прочности производится не испытанием на разрыв, а испытанием на твердость, которая находится в определенном соотношении с пределом прочности.

Для точного определения предела прочности по твердости служат специальные таблицы, а для приблизительных подсчетов может быть принято: для углеродистых сталей при Нв больше 175 предел прочности  $\sigma_b$  равен  $0,345Нв$ , а при Нв меньше 175 равен  $0,362Нв$ ; для никелевых и хромоникелевых сталей равен  $0,344 Нв$ ; для серого чугуна  $\sigma_b=(Нв-40)/6$ ; для меди и алюминия равен от 0,35 до 0,45 Нв.

### 3.3. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.

Не меньшее значение при выборе металла для той или иной детали имеют физические свойства металлов (удельный вес, теплопроводность, тепловое расширение, температура плавления, электропроводность, способность намагничивания и др.), хотя они обнаруживаются в явлениях, которые не сопровождаются изменением вещества.

*Удельным весом* называется вес единицы объема металла. В таблицах удельных весов стоят числа, указывающие, сколько граммов весит 1 см<sup>3</sup> металла; например, понятие «удельный вес баббита 7,38» означает, что 1 см<sup>3</sup> баббита весит 7,38 г.

Металл тем тяжелее, чем выше его удельный вес. Знание удельного веса позволяет сравнивать веса различных металлов между собой и определять вес деталей по чертежу; например, для определения веса детали в граммах без взвешивания при известном ее объеме в кубических сантиметрах надо удельный вес металла детали умножить на ее объем.

Способность физических тел проводить тепло при нагревании *называется теплопроводностью*. Теплопроводность различных тел различна, она характеризует интенсивность перехода тепла и измеряется в ккал/м<sup>•</sup>ч<sup>•</sup>град. Все металлы являются лучшими проводниками электрического тока и вместе с тем лучшими проводниками тепла. Такие материалы, как асбест, ньювель, шлаковата и другие, обладают плохой теплопроводностью, плохо проводят и плохо передают тепло, эти материалы называются теплоизоляционными и применяются на электростанциях в качестве тепловой изоляции.

*Тепловое расширение* является важнейшим физическим свойством металлов. Свойство металлов расширяться при нагревании и сжиматься при охлаждении имеет большое значение в технике вообще и в турбинном деле в частности.

Если при нагревании детали и узлы машины не могут беспрепятственно расширяться, то в этих деталях и узлах появляются добавочные напряжения, которые могут приводить к их деформациям, к вибрациям, к образованию трещин, а затем и к поломкам.

Поэтому для надежной работы турбоагрегата должна быть обеспечена возможность беспрепятственного расширения всех его частей при различных эксплуатационных режимах. Это требование должно учитываться не только при конструировании, изготовлении и монтаже турбоаг-

регата, но обязательно и при его ремонте. Например, если при ремонте не обеспечить возможность свободного перемещения корпуса переднего подшипника (в направлении оси турбоагрегата) под влиянием температурных расширений цилиндра, т.е. оставить поверхности скольжения загрязненными, без смазки, неправильно закрепить корпус подшипника к раме и т.д., во время работы цилиндр турбины будет испытывать напряжения, нарушающие его нормальную работу.

При рассмотрении вопросов тепловых расширений следует различать расширения линейное (в длину) и объемное (увеличение объема). Так как не все металлы расширяются одинаково, то и для сравнения их расширения пользуются так называемыми коэффициентами расширения. *Коэффициент линейного расширения* показывает увеличение единицы длины детали при повышении ее температуры на 1°C; размерность этого коэффициента мм/мм•град. *Коэффициент объемного расширения* показывает увеличение единицы объема детали при увеличении ее температуры на 1°C, этот коэффициент почти в 3 раза больше коэффициента линейного расширения.

Залитый в форму расплавленный металл при остывании уменьшается в объеме или, как говорят, дает усадку, различные металлы и сплавы дают усадку различной величины. Для учета явления усадки и ее величины в литейном деле приходится размеры моделей для формовки деталей делать больше размеров деталей по чертежу на соответствующую величину усадки. При ремонте также приходится учитывать явления усадки, например, при определении количества баббита, необходимого для перезаливки подшипников.

При определенной температуре металлы расплавляются, т. е. переходят в жидкое состояние. Показателем этого свойства является *температура плавления*, которая для различных металлов и сплавов имеет свою величину. Для сплавов температура плавления зависит от их химического состава, например, для стали, чем больше в ней углерода, тем ниже температура плавления; для латуни — большому содержанию в ней меди соответствует более высокая температура плавления, а для бронзы — большому содержанию в ней олова соответствует более низкая температура плавления.

Металлы, имеющие низкую температуру плавления, называются легкоплавкими, высокую температуру — тугоплавкими. Способность металлов заполнять в расплавленном состоянии литейные формы называется *жидкотекучестью*.

Для понимания процессов, происходящих в условиях длительной работы металла при изменяющихся нагрузках и высоких температурах, необходимо учитывать и другие явления.

При напряжениях, не превышающих предела упругости, металлы испытывают упругую деформацию и не разрушаются, наоборот, повторную пластическую деформацию, особенно при знакопеременных нагрузках, металлы не мо-

гут воспринимать длительное время. Металл, подверженный продолжительное время повторным и знакопеременным нагрузкам, внезапно разрушается при нагрузке, лежащей не только ниже предела прочности, но часто и ниже предела текучести. Это явление носит название *усталости металла*.

В результате усталости металла на поверхности детали появляются трещины, приводящие к разрушению детали. Усталостное разрушение любого металла всегда имеет хрупкий характер. В изломе детали, происшедшем в результате усталости металла, видны две зоны, имеющая мелкозернистую структуру — след постепенного разрушения, вызываемого знакопеременными нагрузками, и зона, имеющая крупнозернистое строение, которое показывает на мгновенное разрушение, вызванное уменьшением сечения оставшейся части детали.

Отсюда следует, что необходимо знать свойства металлов при переменных нагрузках и напряжениях, изменяющихся много миллионов раз в течение всей жизни детали, т.е. необходимо знать величину предела усталости (выносливости), определяющего то максимальное напряжение, которое выдерживает металл, не разрушаясь, при бесконечно большом числе перемен нагрузки. Условно предел усталости определяется как максимальное напряжение, при котором образец из стали выдерживает  $10\,000\,000$  ( $10^7$ ) перемен нагрузки, а образец из цветного металла  $10\,000\,000$  ( $10^8$ ) перемен. Эти величины предела усталости, которые кладутся в основу всех расчетов быстроходных деталей машин, как уже указано, лежат значительно ниже предела прочности и предела текучести, так, для стали предел усталости составляет 45—55% от величины предела прочности, а для некоторых цветных металлов (медь) — всего около 15%.

Предел усталости не является величиной постоянной, он зависит от формы, размеров и термообработки образца, от вида цикла переменного напряжения (среднего напряжения и амплитуды цикла), от типа напряженного состояния (растяжение, сжатие, изгиб, кручение и др.).

Особое внимание при ремонте должно быть обращено на устранение концентраторов напряжения, которые являются слабыми местами в отношении усталости металла (снижают предел усталости) и служат первоисточником появления усталостных трещин и изломов. Такими концентраторами напряжений являются плохая обработка поверхности (шероховатость, риски, забоины и др.), резкие изменения формы или размеров (отверстия в стержнях, выточки и т.п.), неправильные переходы от одного диаметра к другому (острые углы или недостаточные радиусы закруглений), действие внешней среды (коррозия) и т.д.

С целью уменьшения напряжений и повышения предела усталости все уступы и переходы должны обязательно выполняться с закруглениями или переходами по плавной кривой (галтели), кроме соблюдения плавных переходов в галтелях валов, дисков и других напряженных деталях,

повышение предела усталости достигается также шлифованием, полировкой деталей и другими мероприятиями.

Для деталей, работающих продолжительное время при постоянном напряженном состоянии, особенно в области высоких температур, необходимо учитывать свойство металла медленно и непрерывно пластически деформироваться — «ползти», даже в тех случаях, когда рабочие напряжения лежат значительно ниже предела текучести при данной температуре. Это явление, свойственное всем сталям, носит название *ползучести* или *крипа*. В зависимости от температуры и нагрузки деформация ползучести может продолжаться вплоть до разрушения.

Решающее значение для роста ползучести имеют напряжение, температура и время, которые определяют скорость ползучести. Например, скорость ползучести углеродистой стали при рабочих температурах 400–500 °С увеличивается вдвое при повышении температуры на 12–15 °С. Обычно в турбинном деле определяют напряжение, которое вызывает 1 % удлинения (деформации) за 100 000 ч; для легированных сталей это соответствует средней скорости ползучести 10–5%/ч или относительной деформации  $10^{-7}$  мм/мм·ч (увеличение единицы длины стали — мм в единицу времени — ч). Например, допустимое остаточное удлинение для турбинных лопаток может быть принято равным 0,000001 %/ч и напряжение, при котором появится такая деформация, будет пределом ползучести.

В процессе эксплуатации представляется весьма затруднительным проводить контроль за ползучестью ответственных деталей турбин; уловить на глаз столь малые деформации практически невозможно, поскольку даже при разрыве образца вследствие ползучести его удлинение составляет 1–8% первоначальной длины.

Практически на электростанциях высокого давления такие наблюдения производятся при капитальных ремонтах только за паропроводами с температурой пара 450° С и выше. Для определения скорости ползучести контроль ведется за увеличением диаметров этих паропроводов в процессе их длительной эксплуатации путем тщательного измерения диаметров определенных сечений проверенными микрометрами по специальным бобышкам; такие измерения имеют исключительно важное значение, так как своевременное определение предельно допустимых остаточных деформаций позволяет предупредить аварийный выход из строя дефектного участка паропровода путем его вырезки и замены.

*Релаксацией* напряжения называется процесс самопроизвольно затухающего падения напряжения в материале детали при постоянной величине деформации, вызванной приложением нагрузки. Этот процесс является следствием перехода упругой деформации в пластическую, что имеет место при длительном воздействии на деталь высокой температуры и напряжения, вызывающего первоначальную упругую деформацию. Подобное сочетание условий приводит к

тому, что начальная упругая деформация постепенно уменьшается, одновременно возрастает пластическая деформация детали; суммарная деформация при этом сохраняет в эксплуатации постоянное значение.

Релаксация напряжений определяется по формуле  $\eta = (\sigma_1 - \sigma_2) / \sigma_1 * 100\%$ ; где  $\sigma_1$  — начальное напряжение;  $\sigma_2$  — конечное напряжение.

Из этой формулы следует, что релаксация будет 100%-ной, когда конечное напряжение будет равно нулю, т. е. при полном снятии начального напряжения. Это будет иметь место при полном переходе упругой деформации в пластическую.

Скорость релаксации во времени возрастает при увеличении действующих напряжений и особенно активно проявляется при высоких температурах. Так, например, для стали марки 30ХНЗМ релаксация напряжений при 10-часовой выдержке и температуре 450° С составляет 73% (табл. 9.3.), а при той же выдержке, но при температуре 650° С составляет 95%, т. е. приближается к 100% (когда начальное напряжение снимается полностью).

Характерным примером развития релаксации может служить работа болтов и шпилек фланцевых соединений цилиндров высокого давления, клапанов и т. д. Упругий натяг этих болтов и шпилек после затяжки создает необходимую плотность фланцевых соединений. Однако с течением времени при высоких температурах упругая деформация болтов и шпилек под влиянием релаксации будет уменьшаться и переходить в остаточную пластическую деформацию; при этом натяг болтов и шпилек уменьшается, что приводит к необходимости их периодической подтяжки для сохранения плотности фланцевого соединения. Другим примером действия релаксации являются соединения деталей, работающих в состоянии напряженных посадок, например, при длительном воздействии высоких температур может происходить ослабление посадки на валу турбинных дисков, ослабление натяга у плоских пружин лабиринтовых уплотнений и т. д.

О явлении роста чугуна при работе в области температур выше 300–340 °С, т. е. о склонности чугуна к остаточному увеличению удельного объема при повторных нагревах и охлаждениях, указано в § 3.6. Рост чугуна, главной причиной которого являются структурные изменения, вызывает снижение прочности, увеличение хрупкости и вследствие увеличения удельного объема появление внутренних напряжений; эти напряжения, суммируясь с напряжениями от действия внешних сил или с температурными напряжениями, нередко приводят к разрушению изделия или же к искажению его формы и размеров.

#### **3.4. ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.**

Химические свойства металлов характеризуются способностью сопротивляться окислению или вступать в соединение с различными веществ-



вами (кислородом воздуха, углекислотой, влагой и др.).

Процесс ржавления и разъедания поверхности металлов под влиянием газов (кислорода), паров или жидкостей, связанный с разрушением и потерей металла, носит общее название коррозии металла.

Водяной пар и вода, находящиеся в непосредственном соприкосновении с металлическими деталями в процессе работы турбоагрегата, содержат соли, кислоты, щелочи, способные при известных условиях (химические или электрохимические процессы) вызывать значительное коррозионное разъедание металла. Чем чище обработана поверхность, тем выше ее антикоррозионная стойкость. С повышением температуры интенсивность коррозии, как правило, возрастает.

При прочих равных условиях коррозия наиболее интенсивно развивается в напряженных местах, на грубо обработанной поверхности, по линии сгиба согнутого листа, в местах механических повреждений металла. Начало коррозии возникает на гладкой поверхности вдоль случайных царапин, рисок и пр. Наименее опасной и наиболее медленно протекающей является общая равномерная коррозия.

Способы борьбы с коррозией, имеющие большое значение для надежности работы турбины, рассматриваются в § 13.3. Следует только отметить здесь, что общим предохранительным средством для борьбы с этим явлением служат защитные покрытия поверхности металлов краской (нерабочие части окрашиваются с предохранительной грунтовкой и шпаклевкой) и маслом, а также хромирование, цинкование, никелирование, оксидирование (покрытие поверхности тонкими окисными пленками), систематическая очистка от влаги и грязи и пр.

Способность металла противостоять окислению при высоких температурах и образованию окалины называется жаростойкостью или окислительной стойкостью. От жаростойкости следует отличать жароупорность (жаропрочность), т.е. способность металлов сохранять в условиях высоких температур свою структуру, не размягчаться и не деформироваться под действием нагрузок (сохранять свои механические свойства).

### **3.5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.**

К технологическим свойствам металлов относятся их литейные свойства, ковкость, свариваемость и обрабатываемость режущим инструментом

Литейные свойства металла в основном определяются жидкотекучестью, усадкой и склонностью к ликвации (неоднородность слитков по химическому составу, вызываемая скоплением примесей в местах, затвердевающих в последнюю очередь).

Способность металла изменять свою форму в нагретом или холодном состоянии под воздействием ударов молотом или давления прессы называется ковкостью. Показателем ковкости явля-

ется допустимая степень деформации без нарушения сплошности и величина потребной для этого удельной работы (на единицу смещенного объема).

Свариваемостью металла, которая имеет большое значение для качества сварного шва, называется способность металла образовывать прочные неразъемные соединения путем местного нагрева до расплавленного или пластического состояния без применения или с применением механического давления.

Обрабатываемостью называется свойство металла легко подвергаться механической обработке. Если известна марка применяемой стали и вид термической обработки, которой должна быть подвергнута деталь, изготовленная из этой стали, то можно заранее определить, какими механическими качествами будет обладать эта деталь после изготовления.

В практике ремонта известны случаи, когда на склад поступают материалы неизвестного сорта, неизвестной марки, хотя безусловно следует требовать принятия на склады только «маркированных» металлов. Одним из ориентировочных способов определения сорта металла является определение твердости по Бринеллю прибором Польди (§ 3.2.).

К числу практических приемов испытания материалов относятся также испытания на излом, на загиб, кузнечные пробы, пробы на искру, на ковкость, на раздачу отверстия и др. Эти испытания нетрудно производить в условиях электростанции без применения специальных машин, аппаратов и без специальных измерений наблюдаемых свойств, но они должны рассматриваться только как ориентировочные; металлы для ответственных деталей должны проходить проверку и испытания через лабораторию металлов.

### **3.6. ЧЕРНЫЕ МЕТАЛЛЫ.**

Основными материалами, применяемыми при изготовлении запасных частей и ремонте турбоагрегатов, являются черные и цветные металлы. Под черными металлами подразумеваются железо и его сплавы чугуны, стали углеродистые и легированные, выпускаемые в виде литья, проката и поковок. Основной и наиболее характерной примесью этих сплавов является углерод, почему эти металлы и называются железоуглеродистыми; сплав железа с содержанием углерода от 1,7 до 5%) называется чугуном; железо с содержанием углерода в пределах 0,05—1,7% называется сталью. Кроме того, стали и чугуны всегда содержат марганец, кремний, серу, фосфор, водород, кислород и азот.

**Чугун.** Благодаря хорошим литейным свойствам чугун имеет большое применение для изготовления различных деталей и частей турбины, работающих в области невысоких давлений (до 20 ат) и невысоких температур (не выше 250° С) Из чугуна изготавливаются отливки цилиндров, диафрагм, обойм, коробок лабиринтовых уплотнений, корпусов клапанов низкого давления, арматуры, корпусов подшипников, насосов и

других деталей и частей турбоагрегата, работающих в пределах указанных температур и давлений.

Ограниченное указанными параметрами применение чугуна вызвано его структурными изменениями, происходящими под действием высоких температур. Этот существенный недостаток, называемый ростом чугуна, вызывает значительное увеличение его объема, что в свою очередь приводит к короблению деталей, образованию трещин и пр. Чугун после этого становится хрупким и ломким, прочность его резко падает. Интенсивность роста чугуна увеличивается с повышением температуры и длительности выдержки при этой температуре, после длительной эксплуатации, рост наблюдается на диафрагмах, цилиндрах и других деталях турбины, отлитых из чугуна.

Чугунное литье классифицируется по маркам, каждая из которых имеет буквенные и цифровые обозначения. За буквенными обозначениями, обозначающими тип чугуна (СЧ—серый, КЧ—ковкий и др.), в марке идут два двузначных числа, первое из которых обозначает предел прочности при растяжении, второе—предел прочности при изгибе. Например, марка СЧ 12-28 обозначает отливку из серого чугуна с пределом прочности при растяжении 12 кГ/мм<sup>2</sup> и пределом прочности при изгибе 28 кГ/мм<sup>2</sup>.

Современная литейная практика характеризуется выпуском чугунных отливок высокого качества Модифицированный чугун, который получается за счет присадки в ковше перед разливкой по формам модификаторов (магния, ферросилиция, силикокальция и др.), имеет настолько улучшенную внутреннюю структуру отливок, повышенную прочность и вязкость, что позволяет в ряде случаев заменять стальное литье и даже поковки на поделки из этого чугуна. Например, модифицированный чугун марки СЧ 21-40 применяется для отливки диафрагм, марки СЧ 28-48 для отливки цилиндров, работающих при давлении 20 ат и температуре до 250° С. Ковкий чугун марки КЧ 30-6 применяется для изготовления арматуры диаметром до 100 мм, на давление не больше 20 ат и температуру не выше 300° С.

**Сталь.** Для основных деталей турбин применяют самые различные стали, в большей части которых содержание углерода не превышает 0,4%.

Специальная переплавка стали в электрических печах почти без доступа воздуха служит для очистки стали от шлаков и газов, т.е. для ее рафинирования, полученная при этом электросталь отличается высокими механическими свойствами, плотностью, отсутствием пузырей и малым содержанием вредных примесей (фосфора и серы—не более 0,02—0,03%).

Улучшение качества стали достигается введением в него ряда добавок, к числу которых относятся марганец и кремний, содержащиеся в обыкновенной стали в очень небольших количествах, например, добавка марганца в пределах 0,3—0,9% и выше уменьшает вредное влияние

серы и увеличивает прочность стали; наличие кремния позволяет получить однородную сталь высокой упругости и вместе с тем достаточно вязкую.

Для придания стали особых свойств в нее добавляют также никель, хром, вольфрам, ванадий, молибден, титан, кобальт, бор, ниобий, медь, алюминий и др. Такие улучшенные стали, в которых имеются какие-либо постоянные примеси в специально увеличенном количестве называются специальными или легированными; эти стали обычно носят названия соответственно примененным в них легирующим элементам (хромоникелевая, молибденовая и др.).

Применение различных добавок и различных видов термической обработки оказывает исключительно большое влияние на физико-химические и механические свойства, а также микроструктуру сталей и чугунов (см. § 3.8). Например, наличие хрома или вольфрама придает стали мелкозернистое строение, увеличивает твердость и сопротивление износу под влиянием трения, но уменьшает вязкость; наличие никеля придает стали вязкость; для повышения жаропрочности применяются такие легирующие элементы, как молибден, вольфрам кобальт, титан и др.

Заводы, выплавляющие различные сорта углеродистой и легированной стали, придерживаются принятых в СССР стандартов, которые для стали каждого сорта строго определяют нормы содержания углерода и тех или иных примесей.

Условные обозначения (марки стали), принятые в СССР, с достаточной простотой дают представление о примерном химическом составе стали; каждый ремонтник должен уметь прочесть марку стали с тем, чтобы по ней правильно определить сорт стали и применимость ее к тем или иным условиям.

Марки сталей состоят из букв и цифр. Буквы в марке указывают состав легирующих элементов, добавляемых в сталь:

|             |             |             |
|-------------|-------------|-------------|
| Х- хром     | В- вольфрам | Ю- алюминий |
| Н- никель   | Т- титан    | Р- бор      |
| Г- марганец | С- кремний  | Д- медь     |
| М- молибден | Б- ниобий   | П- фосфор   |
| Ф- ванадий  | К- кобальт  |             |

Углерод в легированных сталях специальной буквой русского алфавита не указывается; среднее содержание углерода указывается цифрами с левой стороны букв, при этом двухзначным числом — сотые доли процента углерода и однозначным — десятые доли процента; при содержании в стали углерода выше 1% с левой стороны цифра не проставляется.

Цифры, которые стоят после соответствующих букв, обозначают примерное содержание входящих в состав сталей основных легирующих элементов, если их содержание не ниже 1%. Если содержание какого-либо из легирующих элементов в стали меньше 1 % или близко к 1%, то за буквой, указывающей наличие этого элемента в стали, цифры не ставятся.

Если в конце обозначения марки стали стоит буква А, это значит что сталь высококачественная с пониженным содержанием серы (не более 0,025%) и фосфора (не более 0,03%); буква А перед маркой означает повышенное содержание серы и фосфора. Буква Л в конце марки указывает на стальную отливку из стали соответствующей марки. Например, марка стали 12ХНЗА указывает на высококачественную сталь с примерным содержанием: углерода—0,12%, хрома—1% и никеля 3%.

Отдельные группы сталей, имеющие особые физические свойства, дополнительно обозначаются буквами, указывающими назначение сталей: Е — магнитная, Я — кислотоупорная, Ж — жароупорная, Ш — шарикоподшипниковая, Р—быстрорежущая, ЭИ—электросталь исследовательская, ЭП — электросталь пробная.

Из специальных легированных сталей, применяемых для изготовления ответственных деталей турбин, различных механизмов и инструмента, можно привести следующие сорта.

*Никелевая сталь* — отличается высокими литейными свойствами, хорошо куется, сваривается и устойчива против коррозии. Эта сталь применяется в качестве конструкционной.

*Хромистая сталь* — применяется как конструкционная, инструментальная и как сталь со специальными физическими свойствами. К употребительным хромистым сталям относятся стали марок: 30Х, 35Х, 40Х, 45Х. Для производства лопаток турбин применяются малоуглеродистые, высокохромистые нержавеющие стали: 1Х13, 2Х13 и 3Х13, а также ЭП291, ЭИ802, ЭИ756 и ЭИ757 — высокохромистые нержавеющие стали с добавками молибдена, ванадия и вольфрама. Эти стали обладают высокой прочностью, стойкостью и предназначены для работы при температурах до 580°.

*Хромоникелевая сталь* — применяется в качестве нержавеющей и жаростойкой. Добавление хрома придает этой стали твердость, а никеля — вязкость; поэтому, например, хромоникелевая сталь типа Х18Н9 (Я1) с высоким содержанием хрома (около 18%) и никеля (около 9%) имеет высокие антикоррозийные свойства и весьма стойка при работе на высоких температурах.

*Хромованадиевая сталь* — обладает высокой прочностью, твердостью и вязкостью и применяется для изготовления ответственных пружин, работающих при высоких температурах (сталь 50ХФА), при которых не могут работать пружины, изготовленные из обыкновенной углеродистой стали.

*Хромомолибденовая сталь* — применяется для деталей паровых турбин при температурах 400—500° С (хромомолибденовые стали 15ХМ, 20ХМ, 34ХМ), а при более высоких температурах с присадками ванадия. Жаропрочные хромомолибденованадиевые стали, например марки 20ХМФЛ, применяются для таких нагруженных элементов, как корпуса стопорных и регулирующих клапанов; сталь Р2 (25Х1М1Ф) — для цельнокованных роторов, работающих при темпе-

ратурах до 540° С и 15Х1М1ФЛ—для цилиндров турбин К-200-130 и других деталей турбин и паропроводов, работающих при температуре до 575° С.

Прогресс в создании сложнейших турбин, работающих в самых разнообразных и тяжелых условиях нагрузки, температур и давления, потребовал большого развития конструкционных легированных сталей, обладающих исключительно высокими физико-химическими и механическими свойствами. Такими сортами стали являются: упрочненные хромистые нержавеющие стали, применяемые для изготовления кованых элементов (крышки клапанов, штоки и др.), хромоникелевольфрамовые и хромоникелемолибденовые (30ХНВА, 40ХНВА, 25Х2Н4ВА, 34ХН1М, 34ХН3М), хромоникелевольфрамо-ванадиевые (30Х4НВФА, 28ХН3ВФА), а также другие жаропрочные, окислительно- и жаростойкие стали с такими добавками, как титан, алюминий, ниобий и др. (ХН70ВМЮТ, ХН80ТВЮ и др.), обладающие высокой релаксационной стойкостью и применяемые при изготовлении дисков, лопаток и роторов паровых турбин.

Кроме определенного химического состава, условий выплавки, разливки, охлаждения слитка, характера и степени пластической деформации (прокатки,ковки,штамповки), получение необходимой структуры металла (внутреннего строения — размеров, формы, расположения отдельных зерен-кристаллов) и требуемых физических и механических свойств зависит и от вида термической обработки, которой подвергалась сталь.

К основным видам термической обработки, под которой понимается совокупность целесообразно выбранных операций нагрева, выдержки и охлаждения стали с определенной скоростью, относятся закалка, отжиг, отпуск, нормализация, цементация, азотирование, цианирование, алитирование и др.

### 3.7. ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ.

К цветным металлам относятся: медь, олово, свинец, цинк, никель, алюминий и др. В турбинном деле цветные металлы широко применяются в виде различных сплавов: бронзы, латуни, баббита и др.

**Бронзой** называются сплавы, состоящие из меди и олова (оловянистые с содержанием олова от 3 до 14%), и сплавы, состоящие из меди с алюминием, свинцом, марганцем и другими элементами (безоловянистые бронзы). Все сплавы бронзы более тверды и прочны, чем сплавы латуни, и хорошо сопротивляются истиранию. Практическое значение имеют в основном оловянистые бронзы, содержащие не более 10% олова (остальное медь и добавки — цинк, свинец, фосфор и др.); эти бронзы обладают хорошим сопротивлением коррозии и применяются для изготовления деталей арматуры, работающей при параметрах пара и воды до 25 ат и 250° С, подшипников и др.

Для деталей, подвергающихся истиранию и испытывающих средние напряжения, как, например, пробки кранов, неотчетственные втулки и

подшипники, применяется бронза с содержанием олова 6—8% и цинка 4—6%. Для деталей, подвергающихся сильному истиранию, испытывающих большие напряжения и значительные температурные влияния, как например, червячные передачи регуляторов турбин, применяется фосфористая бронза с примесью до 1 % фосфора, которая придает бронзе необходимую твердость, прочность и большую сопротивляемость окислению.

В марках бронзы имеются буквенные обозначения: Бр — бронза, О — олово, Ц — цинк, С — свинец, Н — никель, Ф — фосфор, А — алюминий, Ж — железо, Мц — марганец. После этих буквенных обозначений следуют цифры, которые указывают среднее содержание элементов; медь в марках бронзы определяется по разности между 100% и суммой элементов, процент содержания которых указан в марке; например, бронза марки БрОЦСН5-7-5-1 содержит в среднем 5% олова, 7% цинка, 5% свинца, 1% никеля и остальные 82% меди, бронза марки БрМц5 означает марганцовистую бронзу с 5%-ным содержанием марганца; свинцовистая бронза марки БрСН60-2,5 — содержит свинца 60%, никеля 2,5%, остальные 37,5% меди.

**Латунь** представляет собой сплав меди с цинком, в который в виде добавок входят свинец, олово и железо. Количество меди, входящей в латунь, определяет ее марку; например, латунь марки Л68 содержит меди 68%, остальное — цинк; латунь марки ЛН-65-5 содержит меди 65%, никеля 5%, остальное — цинк; чем больше цинка в сплаве латуни, тем прочнее и менее пластичен сплав. Наибольшее применение в турбоустановках имеет латунь с содержанием меди 65—72% и цинка 35—28% (трубки конденсаторов, маслоохладителей и пр.).

В холодном состоянии латунь обладает сравнительно высокими механическими свойствами, хорошей механической обрабатываемостью и высоким сопротивлением коррозии в условиях загрязненного пара или соленой воды. Обработку латуни ударами производить не следует, так как латунь при этом делается твердой и менее вязкой.

**Баббитами** называют антифрикционные (имеющие малый коэффициент трения) легкоплавкие сплавы, состоящие из олова, сурьмы, меди и свинца в различных пропорциях и применяемые для заливки вкладышей подшипников. Лучшие сорта баббита имеют оловянную основу (Б-83 имеет 83% олова); в более дешевой основе делается свинцовой (Б-16 содержит только 16% олова, БС — совсем не содержит олова). В баббит всех марок добавляется сурьма в количестве 11—17%, которая образует твердые включения, и медь в количестве — 1,5—6% для получения более равномерного сплава; благодаря этим добавкам баббит представляет по своему строению сравнительно мягкую основу с вкрапленными в нее мелкими твердыми зернами. При такой структуре твердые включения обеспечивают минимальный износ, а пластичность сплава дает ему возможность деформироваться при сосредоточенной на-

грузке и этим распределять ее по всей поверхности.

**Основным подшипниковым сплавом, применяемым для заливки вкладышей опорных подшипников турбин, является высокооловянистый баббит, выпускаемый в СССР под маркой Б-83. Этот баббит, представляющий собой сплав олова (83%), сурьмы (11%) и меди (6%), является наиболее высококачественным из всех оловянистых баббитов.**

Баббит Б-83 имеет чистую белую поверхность, мелкозернистый без раковин и расслоений излом и отличается высокими антифрикционными свойствами, химической устойчивостью и жидкотекучестью, что имеет большое значение для получения хорошей и плотной заливки вкладышей.

Смешивание баббитов разных марок, как и смешивание нового баббита со старым, хотя бы и той же марки, не рекомендуется, так как от этого качество заливки ухудшается. Например, при смешивании баббитов марки Б-83 и Б-16 получается сплав, совершенно непригодный для заливки подшипников.

### **3.8. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТАЛЛОВ.**

Для изучения внутреннего строения (структуры), которое определяет физико-химические свойства и качество металлов и сплавов, производятся их металлографические исследования. Эти исследования заключаются в том, что тщательно отшлифованные образцы металла после протравливания поверхности шлифа специальными кислотами для выделения тонов окраски отдельных составляющих структуры просматриваются под микроскопом при увеличении в несколько сот, а иногда и несколько тысяч раз. Для длительного изучения и сравнения делаются фототрафические снимки увеличенного шлифа.

Различаются микро- и макроструктуры металла. Структура металла, видимая только при сильном увеличении — до 3500 раз, а в электронных микроскопах — до десятков тысяч раз, называется микроструктурной; структура металла, видимая невооруженным глазом или с помощью лупы, дающей 10—20-кратное увеличение, называется макроструктурой.

Для определения процентного содержания составных элементов (примесей) производится химический анализ металла. Этот анализ нередко необходим в эксплуатации для выяснения действительных причин аварий с деталями, если предполагаются недостатки качества металла.

Химический состав металла может быть определен и по спектру, получающемуся от свечения в раскаленном состоянии. Когда металлы раскалены до состояния газа, они дают характерную для каждого элемента линию спектра (например, натрий дает линию желтого цвета, галлий — зеленого цвета). Этот метод, называемый спектральным анализом, позволяет обнаруживать наличие элементов в сплаве, даже если их количество ничтожно мало.

Для обнаружения в стальных деталях невидимых глазом трещин, расслоений, неметаллических включений, раковин, пор и других дефектов, закрытых и выходящих на обработанную поверхность, применяются различные методы

неразрушающей дефектоскопии - магнитная, просвечивание рентгеновскими и гамма-лучами, ультразвуковая и люминесцентная дефектоскопия и другие методы.

## 4. ОБЩИЕ ВИДЫ РЕМОНТНЫХ РАБОТ.

### 4.1. МАРКИРОВКА ДЕТАЛЕЙ.

Совершенно одинаковые по форме и размерам детали турбоагрегата, например, гайки, кольца, вкладыши подшипников и др., во время работы изнашиваются различно, прирабатываясь к смежным деталям; поэтому при сборке эти детали следует ставить на их прежние места. Это обеспечивается маркировкой деталей путем набивания цифр, накернивания или нанесения каких-либо других условных знаков, которые должны быть одинаковыми для соединяемых деталей. Например, гайка, болт или шпилька и соответствующее отверстие в крышке цилиндра должны быть маркированы одной цифрой, что обеспечивает сборку болтов и шпилек с теми же гайками и на тех же местах. Комплектность деталей достигается также правильной их маркировкой в процессе разборки агрегата или отдельных его узлов. Особенно большое значение имеет такой порядок при разборке и сборке, когда эти работы выполняются недостаточно опытными рабочими.

При разборке турбины следует проверять наличие четкой заводской маркировки взаимного положения деталей во вскрываемых узлах и при ее отсутствии наносить ее по мере разборки. Во избежание порчи деталей знаки маркировки наносятся на нерабочих поверхностях. Только убедившись в наличии необходимой маркировки, можно производить полную разборку того или иного механизма, того или иного узла.

При сборочных работах иногда имеет значение, чтобы деталь не только попала на свое прежнее место, но чтобы она приняла такое же положение, какое имела до разборки. Например, в некоторых случаях важно, чтобы гайка или кольцо прилегали к соседней детали той же стороной, что и до разборки. Достигается это уточнением маркировки, т. е. постановкой знаков, по которым деталь устанавливается в прежнее положение.

На некоторых стыках плоскостей взаимного прилегания полезно делать насечку зубилом, чтобы зафиксировать точное положение деталей. Насечка эта позволяет при сборке собрать детали так, чтобы половинки меток совпали. Например, пользуясь такими метками, можно всегда правильно с постоянной силой затяжки закреплять гайки и болты по совпадающим меткам, нанесенным на их торцы; при вытягивании болтов и наличии в них остаточных деформаций эти метки при затяжке будут смещаться, что позволит своевременно заменять недостаточно надежные, деформировавшиеся болты.

### 4.2. ОТВЕРТЫВАНИЕ БОЛТОВ.

Для облегчения отвертывания деталей, скрепленных заржавевшими болтами, шпильками или винтами, которые затягивались без подогрева, необходимо в первую очередь основательно смочить резьбу керосином, стремясь к тому, чтобы керосин проник в резьбу; для этого обычно бывает достаточно 20—30 мин, но в некоторых случаях приходится оставлять детали смоченными керосином на несколько часов.

Детали небольшого размера следует опускать в керосин, налитый в ведро, коробку или противень, что ускоряет его проникновение в зазоры. Для лучшего проникновения керосина можно также применять обстукивание гаек со всех сторон легкими ударами медной кувалдой или медной выколоткой. Важно добиться, чтобы гайка тронулась с места, так как затем развернуть ее легче, поэтому иногда следует пробовать завертывать гайку, не поддающуюся отвертыванию и, как только она тронулась с места, начать ее отвертывать. Отвертывание гаек облегчается также их нагреванием, но нагрев должен производиться быстро, без доведения до побежалых цветов и без нагрева болтов, так как слишком сильный нагрев может привести к образованию окалины, препятствующей отвертыванию.

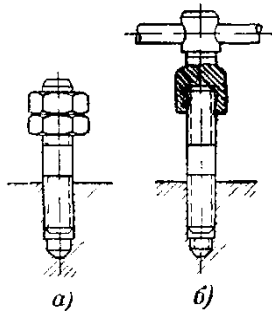
Обычно нет надобности в отвертывании шпилек, ввернутых одним концом наглухо во фланцы деталей; это выполняется лишь при сильном износе шпильки, ее поломке и, наконец, в случае необходимости шабровки поверхности, в которую она ввернута.

Для отвертывания шпильки, также как и для ее завертывания, на нее навинчиваются две гайки (рис. 4.1, а), после чего одна из них удерживается ключом, а другая прижимается к ней путем завинчивания другим ключом. Захватывая затем ключом одну из гаек, отвертывают шпильку, после чего обе гайки свинчивают со шпильки поочередно.

Если шпилька к дальнейшей работе непригодна, ее можно вывернуть гаечным ключом, предварительно запилив выступающую часть под квадрат, или с помощью газового ключа, который хорошо захватывает шпильку, но вместе с тем портит нарезку.

В эксплуатации имеют место случаи поломки шпилек на уровне поверхности фланца; особенно это наблюдается со шпильками стопорных и регулирующих клапанов, имеющих температуру, близкую к температуре пара (500° С и выше). Извлечение шпильки, обломанной на уровне или ниже поверхности фланца, требует

разборки клапана и чрезвычайно затруднено тем, что при этом ни в коем случае не должна быть попорчена резьба в теле фланца.



**Рисунок 4.1.** Завертывание шпилек.

а — с помощью двух гаек; б — торцевым ключом с доннышком

Для извлечения шпильки в ней высверливается дрелью или при удобстве пользования ею, сверлом с трещеткой отверстие глубиной и диаметром, равными, соответственно, половине длины и половине диаметра шпильки. Затем в высверленное отверстие плотно забивается трех- или четырехгранный стальной стержень; грани стержня врезаются в края отверстия, создавая сильное сцепление между стержнем и шпилькой. За свободный конец стержня шпилька отвертывается гаечным ключом, если на стержне запилены грани или приварена гайка, или при их отсутствии трубным ключом, ручными тисками.

В высверленном отверстии может быть также нарезана резьба, обратная резьбе шпильки, в которую ввертывается болт с нарезанным концом; завертывание болта, после того как он дойдет до конца резьбы, заставит вывертываться сломанную шпильку.

Вместо высверливания может быть применен способ электроэрозионной прошивки отверстий в шпильках по низковольтной схеме (рис. 4.2,а). Этот способ, применяемый Мосэнерго-ремонт, заключается в действии электрических разрядов, возникающих в зазоре при сближении с обломанной шпилькой пустотелого электрода. Электрод укрепляется в электродержателе — пистолете, и при подключении переменного тока низкого напряжения к электроду и шпильке в зазоре между ними возникают разряды, вызывающие выделение большого количества тепловой энергии и расплавление металла поверхности электрода и шпильки. Частицы металла вымываются и выбрасываются с помощью струи воды, подаваемой внутрь электрода во все время прошивки и удаляемой по специально приспособленному для этого желобу.

В указанной схеме электроэрозионной прошивки применяется пистолет конструкции ЦНИЛ «Электром» (рис. 4.2,б). Пистолет длиной 387 мм, диаметром 80 мм и весом 5,5 кг состоит из кожуха 2, имеющего рукоятку 1 и наконечник 3; в наконечнике с помощью резьбового соединения крепится пустотелый электрод 4; к кожуху присоединены также штуцер 12 с вентилем 11 и клемма 10. Штуцер 12 служит для подвода рези-

новым шлангом воды в электрод с давлением 2,0–2,5 ат, а клемма 10 для присоединения кабелем сечением не менее 240 мм<sup>2</sup> сварочного трансформатора 9, второй кабель такого же сечения от трансформатора присоединяется струбцинкой 7 к корпусу детали, где находится обломанная шпилька.

В использованном в данной схеме сварочном трансформаторе типа СТЭ-34 вторичная обмотка заменена обмоткой из провода БОТВ-240, а количество ее витков подобрано с расчетом получения на этой обмотке напряжения 25–36 В, необходимого для нормальной работы пистолета.

Правильная центральная установка электрода по отношению к оси обломанной шпильки обеспечивается кондукторной плитой 6, устанавливаемой над прошиваемой шпилькой и направляющей втулкой 5, закрепляемой на плите болтами. Кондукторная плита изготавливается из изоляционного материала (гетинакс, текстолит и др.) с размерами, выбираемыми в соответствии с условиями места, а направляющая втулка 5 — металлическая высотой 60–110 мм и внутренним диаметром на 0,1–0,3 мм больше наружного диаметра электрода.

Для прошивки применяется пустотелый электрод толщиной стенки 1–3 мм и наружным диаметром, меньшим внутреннего диаметра шпильки на 6–8 мм; такие электроды могут изготавливаться даже из обрезков водопроводных труб. Общая длина электрода подсчитывается по сумме длин, определяемых длиной шпильки, высотой втулки, толщиной кондукторной плиты, длины, необходимой для закрепления электрода в наконечнике, и длины электрода, расходуемого в процессе прошивки, последняя принимается равной тройной длине шпильки.

В процессе прошивки регулирование силы тока в пределах 900–1 200 А производится путем изменения подаваемого на пистолет напряжения в пределах 25–36 В и регулирования вентилем 11 количества воды, прокачиваемой через электрод. Контроль за силой тока ведется по амперметру, включенному в схему через трансформатор тока 8. Удаление шпильки этим способом с учетом времени на производство подготовительных работ требует 25–40 мин при работе двух человек.

Если указанными способами вывернуть шпильку не удалось, приходится высверливать и затем извлекать по частям обломки шпильки или удалять оставшуюся часть шпильки путем автогенной ее резки на части. Эти операции трудоемки и требуют аккуратной работы, чтобы не попортить резьбу, в которую ввертывается шпилька.

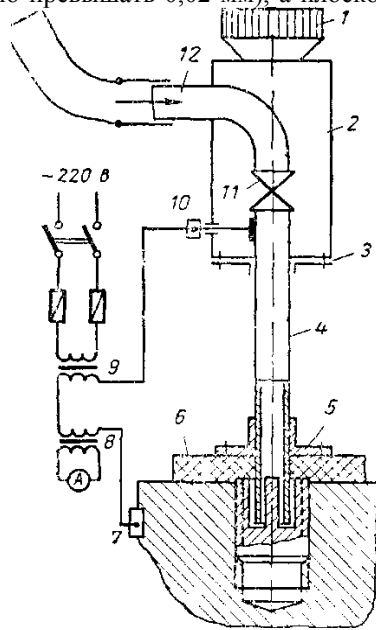
После удаления шпильки производится исправление резьбы отверстия, из которого извлечена обломанная шпилька; при значительно испорченной резьбе и невозможности ее исправления нормальным метчиком отверстие нарезается вновь метчиком большего диаметра; в этом случае новую шпильку приходится делать ступенчатой, т. е. с диаметром одного конца больше нормального и резьбой, соответствующей новой

резьбе отверстия в детали, и с диаметром и резьбой второго конца, соответствующими прежним размерам.

При срыве резьбы только в начале отверстия можно, если это позволяет толщина тела детали, нарезать резьбу глубже и тем самым избежать постановки ступенчатой шпильки, изготовив и поставив более длинную шпильку.

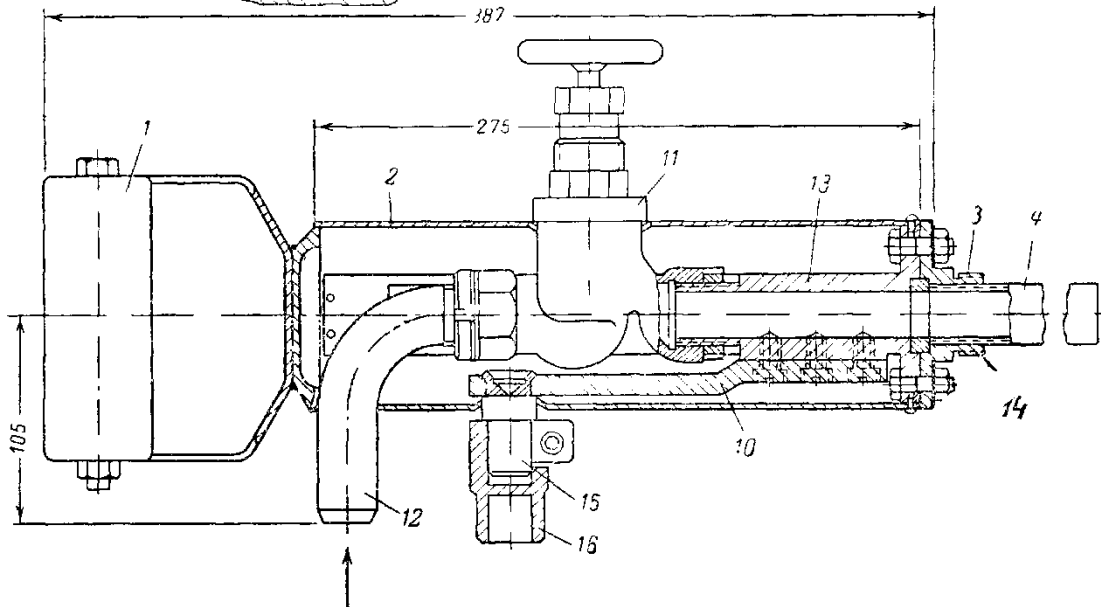
Установка новой шпильки в тело фланца должна производиться с плотной посадкой, строго перпендикулярно его поверхности и обеспечивать упор торца завернутой гайки по всей плоскости подрезки. Для этого ось отверстия под шпильку на всей глубине сверления должна быть перпендикулярна плоскости разъема (отклонение не должно превышать 0,02 мм), а плоскость под-

резки отверстия под торец гайки—строго параллельна плоскости разъема. Одностороннее касание торца гайки ведет к односторонней нагрузке ниток резьбы шпильки и вызывает тем большую величину деформации резьбы шпильки, чем больше перекося гайки. Указанные требования обеспечиваются сверлением отверстия под шпильку по кондуктору, правильной нарезкой шпильки и отверстия в теле фланца и пришабровкой торца гайки шпильки к плоскости подрезки. Практически неперпендикулярность установленной на место шпильки, измеренная выверенным угольником по ее верхнему концу, допускается не более 0,001 длины выступающей части шпильки.



**Рисунок 4.2.** Электроэрозионная прошивка отверстий в обломанных шпильках:

а - схема установки, б - пистолет для прошивки отверстий; 1 - ручка, 2 - разъемный кожух, 3 - наконечник для крепления электрода, 4 - трубчатый электрод, 5 - направляющая втулка; 6 - кондукторная плита; 7 - клемма для присоединения сварочного трансформатора к корпусу детали; 8 - измерительный трансформатор тока; 9 - модернизированный сварочный трансформатор; 10 - клемма и шина для присоединения трансформатора к электроду; 11 - вентиль для подвода воды; 12 - штуцер для подвода воды; 13 - фланец; 14 - кольцо; 15 - штырь; 16 - серьга.



б)

Завертывание шпилек в плоскость разъема производится с помощью двух гаек (рис. 4.1,а) или резьбовым торцевым ключом с доньшком (рис. 4.1, б). Шпилька не должна ввертываться в плоскость разъема до упора в зоне сбегания резьбы, так как это вызывает высокую концентрацию в

ней напряжений; как правило, разрыв шпилек происходит по последней нитке резьбы, ввернутой во фланец. Во избежание этого необходимо в дно отверстия под шпильку устанавливать шайбу, благодаря чему при затяжке получается упор в торец шпильки. Кроме того, затяжка шпильки не

должна производиться с помощью ключа ударами, так как это вызывает значительные перегрузки, которые могут привести к образованию трещин еще до начала эксплуатации шпильки.

### 4.3. КРЕПЛЕНИЕ БОЛТАМИ.

При многоболтовом креплении необходимо, чтобы все болты были затянуты с одинаковой силой, так как в противном случае в соединяемых деталях возможны перекосы, коробления, появления в процессе эксплуатации неплотностей, трещин и пр. Чтобы избежать этого, гайки следует завинчивать в три приема: сначала до соприкосновения гаек с шайбами, затем все гайки подтянуть с небольшим усилием и, наконец, затягивать их окончательно. При этом надо затягивать гайки поочередно, выбирая расположенные на одном диаметре диагонали или вообще на одной прямой, проходящей через центр данной детали (крест на крест).

Следует придерживаться порядка, при котором все гайки закрепляются одним и тем же рабочим, чтобы он, чувствуя силу подтягивания, мог закрепить гайки равномерно.

Затягивая гайки достаточно сильно, чтобы плотно стянуть детали, нельзя допускать разрыва болтов. При работе с гаечным ключом, имеющим рукоятку нормальной длины, равной 12 диаметрам болта, опасность разрыва болтов при работе одного человека, действующего только усилием рук, возможна лишь для болтов диаметром до 12 мм. При увеличении длины рукоятки или при применении ударов кувалдой по рукоятке возможен разрыв болтов и большего диаметра.

Усиление затяжки гаек в холодном состоянии достигается путем наращивания рукоятки ключа трубой, при этом для шпилек диаметром 25 мм допускается затяжка гаек двумя рабочими с использованием трубы длиной до 1 м и для шпилек диаметром 48 мм—тремя рабочими и рычагом длиной до 1,5 м. Затяжка в холодном состоянии гаек, шпилек и болтов больших диаметров вызывает значительные затруднения, связанные с необходимостью создания на ключе значительно большего крутящего момента.

Крепление и разбалчивание гаек больших размеров должны производиться цельными, массивными, многогранными, накидными стальными ключами. Усиленное крепление производится указанными ключами с помощью трубы, свинцовой кувалды, стальной кувалды, с использованием пневматического молотка, мостового крана или после нагрева.

Для крепления трубой на ключ надевается газовая труба, образующая большой рычаг, длина которого обычно в 2—4 раза превосходит длину плеча самого ключа.

Крепление кувалдами производится двумя рабочими: один рабочий держит надетый на гайку накидной ключ, прижав его к гайке в направлении ударов, другой наносит ровные удары кувалдой по рукоятке ключа в сторону требуемого поворота. Применение ударного метода затяжки крепежа, работающего в условиях высоких температур

с помощью свинцовой или стальной кувалды, не может быть рекомендовано, так как это может приводить к возникновению трещин и даже к обрывам шпилек, связанным со значительным превышением предела текучести материала в момент удара.

Крепление с помощью пневматического молотка, когда рабочий наносит удары по ключу, упираясь в него молотком, улучшает условия ударной затяжки, значительно облегчает и ускоряет затяжку гаек (рис. 4.3). Для этой цели к молотку, вместо ударного бойка, отковывается вилкообразный наконечник 1, который во избежание выпадения прикрепляется к корпусу молотка 4 цепочкой. К гаечному накидному ключу 2 привариваются два выступа 3, которые предохраняют молоток от скольжения по ключу. Для уменьшения расклепывания места упора наконечника в молоток навариваются электросваркой.

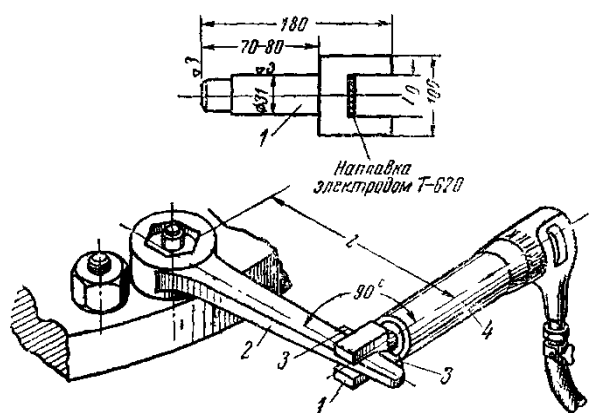


Рисунок 4.3. Разболчивание и затяжка гаек фланцев разъема цилиндров с помощью пневматического молотка.

Крепление с помощью трубы позволяет закрепить гайки достаточно сильно, приблизительно равносильный результат дает крепление с помощью свинцовой кувалды, крепление же пневматическим молотком является весьма энергичным средством подтянуть гайку.

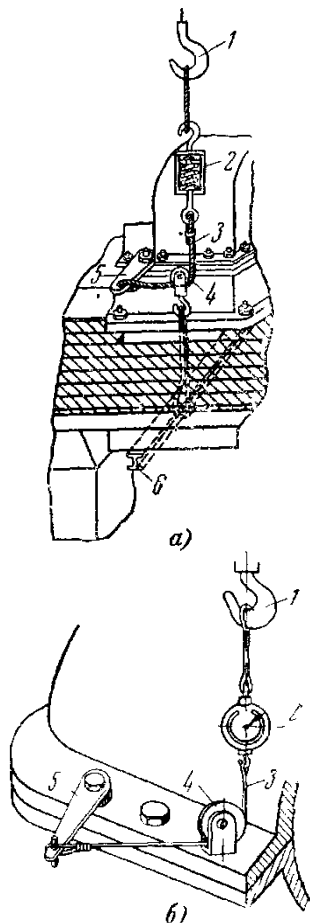
Сильное и равномерное крепление может быть достигнуто при использовании мостового крана 1 для поворота усиленного гаечного ключа 5 с длиной рукоятки до 1 м (рис. 4.4); поворот гаечного ключа производится с помощью троса 3, блока 4 и стандартного динамометра 2, контролирующего силу натяжения троса и обеспечивающего кран от перегрузки; обойма блока укрепляется или к балке 6, упирающейся в фундамент (рис. 4.4, а), или к одной из шпилек плоскости разъема (рис. 4.4, б). Этот способ затяжки может применяться только при полной уверенности в исправном состоянии динамометра и надлежащем контроле, обеспечивающем кран от перегрузки.

Применяемое в некоторых случаях усиленное крепление с помощью тарана (ударов по ключу металлической болванкой, подвешенной к крюку крана) недопустимо, так как, кроме порчи крепежа, низкой производительности и неравномерности затяжки, особенно недопустимой в ус-



ловиях высоких температур, ведет к несчастным случаям при производстве этой работы.

В условиях длительного воздействия высоких температур трудности по обеспечению длительной плотности соединения возникают в связи с явлениями ползучести и релаксации высоконапряженного металла шпилек и болтов фланцевых соединений. Эти явления вызывают нарушения плотности фланцевых соединений в связи с переходом упругой деформации в пластическую и ослаблением первоначальной затяжки шпилек и болтов.



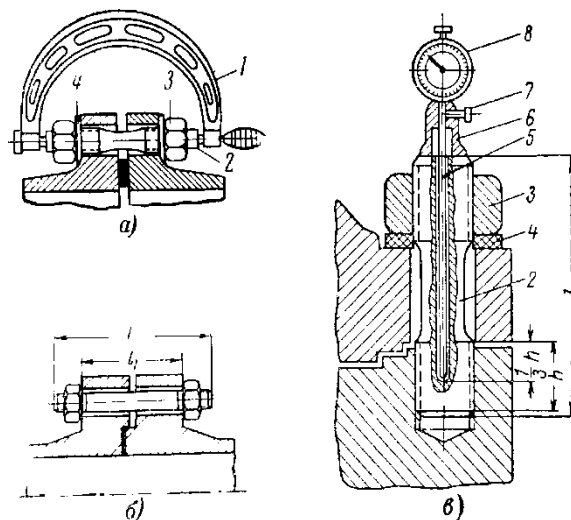
**Рисунок 4.4.** Разболчивание и затяжка гаек фланцев разъема цилиндров с помощью мостового крана; а - крепление обоймы блока к балке, б - крепление обоймы-блока к шпильке плоскости разъема.

Необходимость повторных затяжек шпилек и болтов для устранения пропаривания фланцев вызывает уменьшение сроков межремонтной кампании турбоагрегата. Особенно это относится к креплению горизонтальных разъемов цилиндров высокого и среднего давления (§ 7.8), крышек стопорных и регулирующих клапанов, к фланцевым соединениям паропроводов, перепускных труб, арматуры и других узлов турбоагрегата, работающих при высоких и сверхвысоких параметрах пара; в этих условиях крайне важно обеспечить равномерную затяжку и предохранить крепеж от недопустимых напряжений.

При наличии в шпильках указанных фланцевых соединений отверстий для подогрева затяжка производится после нагрева шпильки; при

отсутствии этих отверстий затяжка шпилек производится холодным способом без нагрева.

Для обеспечения равномерности затяжки и нагружения крепежа фланцевых соединений арматуры и трубопроводов на высокие и сверхвысокие параметры пара и предохранения от перенапряжения и обрыва отдельных шпилек производится расчет, на какую длину должны быть вытянуты шпильки для получения необходимой силы затяжки при допустимой деформации (§ 7.8). Контроль за правильностью затяжки каждой шпильки и за достижением найденного расчетом ее удлинения производится путем прямых измерений длины шпилек микрометром до и после затяжки (рис. 4.5, а). При отсутствии возможности прямых измерений на каждом таком фланце несколько шпилек должны являться контрольными; в них напряжения при затяжке должны определяться по их деформации, а остальные шпильки—затягиваться путем поворота гаек на угол, определяемый при окончательной затяжке контрольных шпилек. Для этих целей ЦРМЗ Мосэнерго применил опытную конструкцию контрольных шпилек (рис. 4.5, б), деформация которых при затяжке измеряется индикатором с удлиненным стержнем, вставленным в отверстие шпильки и соединенным с подвижной ножкой индикатора.



**Рисунок 4.5.** Замеры длины шпильки до и после затягивания гаек; а, б - микрометрической скобой; в - индикатором с удлинительным стержнем; 1 - микрометрическая скоба, 2 - шпилька, 3 - гайка, 4 - шайба; 5 - стержень к индикатору, 6 - втулка индикатора, 7 - винт для закрепления индикатора, 8 - индикатор.

#### 4.4. ШПЛИНТЫ, ЗАМКИ, КОНТРОЛЬНЫЕ ШПИЛЬКИ И ПРУЖИНЫ.

При сборке болтовых соединений, особенно скрепляющих такие детали узлов и механизмов турбинной установки, как сегменты сопловых аппаратов, регуляторы скорости, клапаны и штоки регулирования и защиты, упорные подшипники, соединительные муфты и другие, серьезное внимание должно быть обращено на недо-

пустимость самопроизвольного отвертывания гаек. Самоотвертывание крепежа в процессе эксплуатации может привести к тяжелым авариям, вплоть до разрушения турбины.

**Шплинты и замки.** Простейший способ предотвращения самопроизвольного отвертывания гаек состоит в применении многочисленных видов шплинтования, к числу которых относятся:

1) крепление гайки шплинтом, проходящим через гайку и болт (рис. 4.6, *a*); отверстие в болте сверлится после полной затяжки гайки по имеющемуся в ней отверстию, как по кондуктору; возможность подтяжки гайки при этом виде стопорения исключается, кроме того, ослабляется тело болта;

2) установка шплинта над гайкой (рис. 4.6, *b*); отверстие в болте сверлится после полной затяжки гайки; при повторных подтяжках гайки, когда болт вытягивается, установка шплинта в прежнее отверстие не закрепляет гайку, а лишь препятствует ее самоотвертыванию; в этом случае под гайку следует подкладывать шайбу соответствующей толщины;

3) установка общего стопорного кольца (рис. 4.6, *в*), проходящего через отверстия, просверленные во всех гайках и шпильках; недостатком этого вида шплинтования является невозможность полной затяжки отдельных гаек из-за необходимости расположения их граней так, чтобы отверстия в них лежали на одной окружности;

4) застопоривание корончатой гайкой, имеющей в верхней своей части 6-12 радиальных канавок для шплинта (рис. 4.6, *г*), который, проходя через отверстие в болте, стопорит гайку; такое крепление более удачно, чем предыдущие, так как дает возможность закрепления гайки при вытяжке болта.

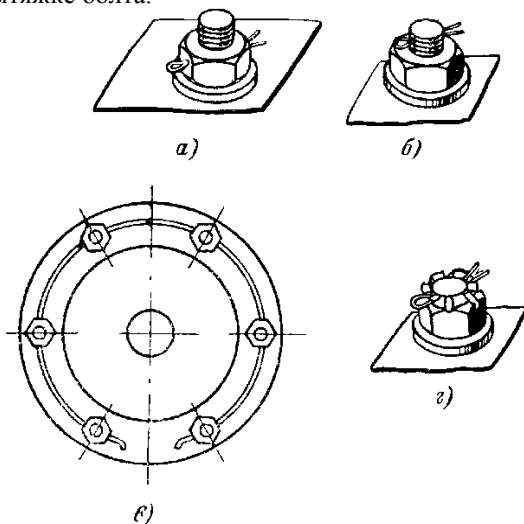


Рисунок 4.6. Шплинтование гаек от самоотвертывания.

При любом способе установки шплинты должны входить в отверстия болтов, шпилек и гаек плотно, выступать над торцевой поверхностью гайки не более чем на 0,3 ее диаметра и их отогнутые края должны исключать воз-

можность самопроизвольного отвертывания гаек в эксплуатации.

Для шплинтования следует пользоваться готовыми шплинтами заводского изготовления или, при их отсутствии, специальной проволокой из мягкой стали с диаметром, точно соответствующим диаметру отверстий в гайках или головках болтов. Нельзя заменять шплинты любой проволокой, гвоздями и т. п.; проверка пригодности проволоки для шплинтования производится по числу двусторонних ее загибов на 90°, которые она выдерживает до появления трещин. Для проволоки диаметром 2,5 мм число загибов должно быть не менее 14; для 3,5 мм—11; для 4,5 мм—9 и для 5 мм — 8.

В числе других видов стопорения крепежа в турбоустановках применяются следующие:

1) стопорение гайки болта контргайкой (рис. 4.7, *a*); после затяжки основной крепежной гайки контргайка при сборке навинчивается до плотного соприкосновения с торцом гайки, которую она стопорит; способ надежный, но при применении удваивается число гаек;

2) крепление с помощью шайбы 1 (рис. 4.7, *b*), один край которой 2 отгибается вниз за край детали, а другой край 3 отгибается вверх на грань стопорящейся гайки; при этом способе крепления самоотвертывание невозможно;

3) крепление с помощью круглой шайбы (рис. 4.7, *в*) применяется, если шпилька, гайку которой необходимо застопорить, расположена на значительном расстоянии от края детали; стопорная шайба изготавливается диаметром в 2,5 раза больше диаметра шпильки, на поверхности детали засверливается отверстие, в которое с помощью молотка и кернера отгибается один край шайбы, а диаметрально противоположный ее край отгибается на грань стопорящейся гайки; повторное отгибание шайбы в одном и том же месте не допускается;

4) крепление с помощью круглой стопорной шайбы (рис. 4.7, *г*), имеющей вырез в виде 12-угольника, образованного смещением двух наложенных 6-угольников; в этот вырез входит гайка, которую таким образом затягивать или освободить на углы, кратные 30°; стопорная шайба крепится к детали винтом;

5) крепление с помощью стопорных планок, прилегающих к одной из граней шпильки и гайки и прикрепленных к телу детали винтом (рис. 4.7, *д*) или шпилькой (рис. 4.7, *е*).

6) крепление пружинными шайбами (рис. 4.7, *ж*) надежно, но, учитывая возможность обламывания концов, которые могут попасть затем в механизм, пружинные шайбы рекомендуется применять только на внешних резьбовых соединениях. Пружинные шайбы должны иметь развод не менее 1,5 толщины шайбы и зазор в своем разрезе не более 1,5—2 мм; отсутствие зазора не допускается; после затягивания гайки пружинная шайба должна прилегать к опорной поверхности детали и к торцу гайки по всей окружности;

7) крепление с помощью стопорной планки 1 (рис. 4.7, з), закладываемой между двумя соседними гайками, которые она стопорит; планка крепится к детали шурупом или шпилькой 2.

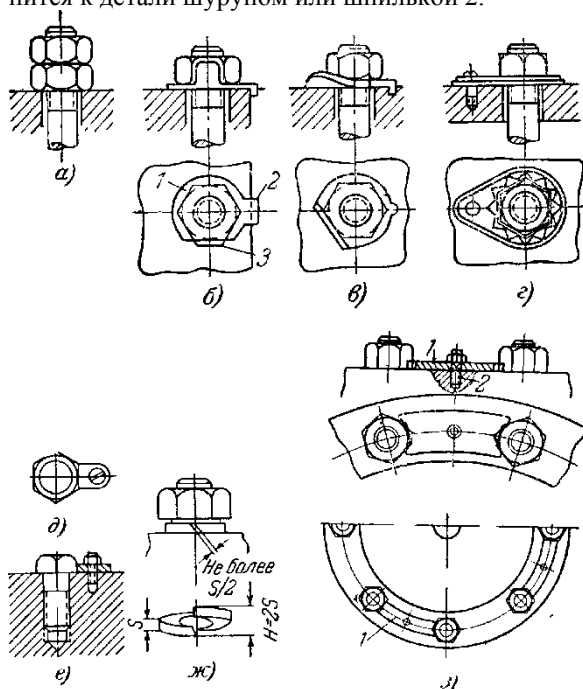


Рисунок 4.7. Стопорение гаек от самоотвертывания с помощью замков.

При применении любой из указанных конструкций замков следует обратить самое серьезное внимание на стопорные шурупы и болты, которые, в свою очередь, путем закернивания и шплинтования должны быть предохранены от самоотвертывания.

**Контрольные шпильки.** В эксплуатации, главным образом, из-за температурных условий, многие сопрягающиеся детали турбины имеют стремление к некоторому взаимному перемещению одна относительно другой. Одни перемещения допустимы в определенных направлениях, предусмотренных конструкцией (например, перемещения ступицы переднего подшипника турбины и др.), другие — недопустимы (например, фланцы горизонтального разъема). Какие бы причины не вызвали перемещения, они не должны нарушать нормальную работу этих деталей и создавать в них недопустимые напряжения.

Для предохранения от каких бы то ни было перемещений одной детали относительно других и для обеспечения неподвижности соединения применяются контрольные или установочные шпильки и призонные болты (точно пригнанные).

Контрольные установочные шпильки и болты служат для контроля правильности взаимной сборки и точного фиксирования положения двух взаимно соединяемых частей (например, верхней и нижней частей цилиндра, обоям, корпуса подшипника и других разборных узлов агрегата). Контрольные шпильки и болты, обычно конические или цилиндрические, ставятся в количестве не менее двух на противоположных

концах детали на возможно большем расстоянии одна от другой.

Конические контрольные шпильки (1:50) применяются в случаях, когда они не несут никакой нагрузки, так как нет причин для взаимного перемещения стыкуемых плоскостей, а служат лишь для правильного соединения деталей. Эти, удобные в ремонте, шпильки (см рис. 7.1, а) обеспечивают точность взаимной фиксации деталей, легко устанавливаются и при разборке вынимаются из своих гнезд значительно легче, чем цилиндрические.

Фланцевые соединения некоторых взаимно соединенных деталей, например, разъемов цилиндров высокого давления турбин высоких и сверхвысоких параметров пара, имеют тенденцию к некоторому взаимному перемещению в связи с разностью температур верха и низа (особенно в условиях неустановившегося режима); такому перемещению препятствует сила затяжки крепежа, но этим не всегда полностью удается предотвратить перемещение. В таких соединениях применяются цилиндрические контрольные шпильки больших диаметров, которые одновременно с фиксированием перемещений служат дополнительно крепежным целям (обеспечивают совместную работу обеих половин цилиндра без взаимного перемещения).

Контрольные шпильки должны устанавливаться при сборке до закрепления деталей болтами. Во избежание порчи шпилек их забивают свинцовыми или медными молотками; при пользовании стальным молотком допустимо забивать шпильки только через свинцовую или медную подкладку. При установке шпильки следует наносить легкие удары; туго и сильно забивать контрольные шпильки в гнезда не следует.

Шпильки, работающие в условиях высоких температур, перед установкой на место во избежание пригорания должны смазываться графитом или специальной мастикой, как это указано для резьбовых соединений шпилек и гаек фланцев разъемов цилиндров.

При ремонте контрольные шпильки, во избежание их заклинивания, должны выниматься до начала развертывания гаек со шпилек или болтов. Для выемки контрольной шпильки, имеющей нарезку с гайкой, необходимо поворачивать гайку гаечным ключом в сторону заворачивания, если конец контрольной шпильки выходит из отверстия наружу, ее нетрудно выбить ударами свинцового или медного молотка по этому концу.

**Пружины.** Пружины во время работы подвержены многократному действию переменных нагрузок, вызывающих большие знакопеременные напряжения. Вследствие этого с течением времени возникает потеря упругости пружин и нередко происходят их поломки.

Пригодность пружины к дальнейшей работе определяется тщательным внешним осмотром, проверкой ее размеров и характеристики упругости. Осмотр производится после очистки пружины от грязи и ржавчины и должен показать отсутствие на ее гладкой поверхности видимых

пороков металла в виде раковин и трещин. Проверка размеров (диаметр проволоки, наружный диаметр витка, количество витков и длина пружины) должна показать их соответствие чертежу или размерам новой заведомо исправной пружины; кроме того, установкой пружины на опорную поверхность проверяется параллельность ее торцов и перпендикулярность оси по угольнику.

Характеристика пружины или ее упругость, выражающаяся в том, что величина сжатия пружины должна быть прямо пропорциональна величине приложенной нагрузки, проверяется путем тарировки — определения изменения длины пружины в зависимости от приложенной силы сжатия или растяжения.

Полученные результаты проверки внешнего вида, размеров и характеристики дают возможность судить о пригодности пружины к дальнейшей эксплуатации.

Потеря пружинной упругих свойств (просадка) отрицательно сказывается на работе механизмов и не всегда может быть устранена регулировкой, поэтому, так же как и при поломках, такая дефектная пружина подлежит замене. В отдельных случаях, когда нет новой пружины, временно оставляют в эксплуатации пружину, несколько потерявшую свою упругость; при этом силу натяжения пружины выравнивают с помощью шайб, которые подбирают путем тарировки так, чтобы получить упругость, соответствующую упругости новой пружины.

Упругие свойства пружины могут быть восстановлены термической обработкой (отжиг, закалка, отпуск) Для этой цели пружина вначале отжигается при температуре 650—720° С, после растягивания и выправки до первоначальных размеров производится закалка пружины в масле или воде с предварительным нагревом до 780—880° С. Для устранения вредных напряжений, увеличения вязкости и уменьшения хрупкости в течение 20—25 мин производится отпуск при температуре 250—550° С и сразу же после отпуска замачивание в воде. Для предохранения от окисления пружина перед нагревом должна быть покрыта раствором мела.

Решающим условием восстановления упругости пружины является соблюдение равномерности ее нагревания и соответствующих температурных условий, зависящих от химического состава материала пружины. Например, для марок стали 75, 85, У8А и У9А закалка в масле производится при температуре 810° С и отпуск в воздухе при температуре 250—380° С, для марок сталей 65 и У7А—закалка в воде при 830°С и отпуск в воздухе при температуре 250—380° С, а для стали 60С2 закалка в масле при температуре 880° С и отпуск в воздухе при температуре 380—550° С. Работа по восстановлению упругих свойств пружины может быть удовлетворительно выполненной, если после трех—пяти изгибов пружины, несколько превышающих ее максимальный изгиб в рабочем состоянии, остаточной деформации пружины не наблюдается.

#### **4.5. ШАБРОВКА, ПРИТИРКА, ДОВОДКА И ПОЛИРОВКА.**

Производящиеся при ремонте турбин шабровка, притирка, доводка и полировка для достижения плотности и чистоты обработки поверхностей взаимно соприкасающихся деталей являются трудоемкими работами и требуют высокой квалификации слесарей, выполняющих эти работы.

Шабровка состоит в снятии шабером очень тонкой стружки толщиной 0,002— 0,005 мм и имеет то преимущество перед опиловкой, что снятие стружки происходит в точности на том именно участке поверхности, где это требуется. Если перед шабровкой обнаружится, что поверхность детали имеет слишком большие неровности, их надо снять путем опиловки, которая заканчивается бархатной пилой для удаления глубоких штрихов пилы.

Перед шабровкой необходимо наложить непосредственно на поверхность плиты тонкий слой, почти налет, краски и положить на нее деталь. Деталь следует слегка прижать к плите и перемещать в разных направлениях; выступающие места пригоняемой поверхности окрашиваются краской, показывающей какие места нужно соскабливать шабером; места, слегка задетые краской, нужно только зачистить шабером. Во время шабровки обрабатываемая деталь должна быть хорошо закреплена.

Для получения правильной поверхности шабровку повторяют до тех пор, пока вся площадь не покроется мелкими, густо и равномерно разбросанными по всей поверхности пятнами краски, указывающими плотность взаимного прилегания поверхностей. При обычном шабрении на площади 25x25 мм должно быть равномерно расположено от трех до пяти пятен.

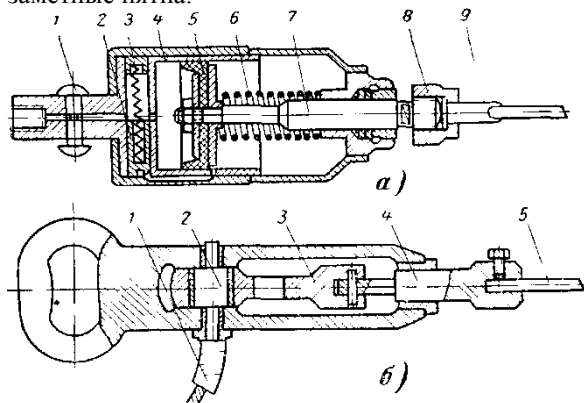
При шабрении плоскостей фланцев цилиндров и других крупных конструкций проверочная плита перемещается по шабруемой поверхности.

В зависимости от назначения и формы обрабатываемой поверхности применяются шаберы различных размеров и форм по сечению и видам режущих кромок. Плоские и изогнутые шаберы применяются при шабрении плоскостей, трехгранные—для шабрения вогнутых поверхностей (вкладышей подшипников) и в местах, имеющих острые углы, где плоским шабером работать неудобно.

Вместо ручного шабрения, представляющего собой весьма трудоемкий процесс, применяются шаберы с пневматическим или электрическим приводом, типов приведенных на рис 4.8; оба этих инструмента дают поступательно-возвратное движение шаберам и имеют небольшие габариты; вес каждого из них не превышает 2 кг.

Лучшими красками для пригоночных работ являются берлинская лазурь, индиго, голландская сажа и железный сурик; они обладают должной мелкозерностью и хорошей кроющей способностью. Перед употреблением краска растирается в очень мелкий порошок и разводится на мине-

ральном масле до получения густой мази, в которой наощупь не должно быть никаких крупинок. Наиболее резкие, хорошо видимые на стали пятна, дает железный сурик, для латуни, меди и бронзы лучшей краской является берлинская лазурь, синий оттенок которой дает при этом более заметные пятна.



**Рисунок 4.8.** Механизированные шаберы. а - с пневматическим приводом; 1 - кнопка для впуска воздуха, 2 - золотник, 3 - пружина, 4 - цилиндр, 5 - поршень, 6 - пружина, 7 - шток поршня, 8 - патрон для крепления шабера, 9 - шабер; б - с электрическим приводом; 1 - гибкий шланг, 2 - эксцентриковый валик, 3 - шатун, 4 - ползун, 5 - шабер.

Притирка, заключающаяся в обработке уплотняющих поверхностей абразивными шлифующими порошками, обладающими высокой твердостью, применяется при ремонте турбин, главным образом, для получения плотного прилегания уплотняющих поверхностей арматуры (клапанов, вентилях, кранов).

В качестве абразивных материалов чаще всего применяются электрокорунд (нормальный наждак хорошего качества), карборунд (карбид кремния), толченое стекло и различные пасты.

Клапаны и седла арматуры низкого и среднего давления обычно притираются один к другому при непосредственном их наложении. Перед притиркой седло или уплотняющая фаска клапана смазывается тонким слоем минерального масла и посыпается равномерным слоем абразивного порошка, затем клапан устанавливается на место и вращается по седлу с легким нажимом. Клапан и седло должны тереться один о другое по всей поверхности, а не одной какой-либо стороной, это достигается проверкой надежности закрепления уплотнительного кольца в корпусе задвижки или вентиля и отсутствия перекоса клапана относительно седла. При поворачивании клапана в своем гнезде абразивный порошок перемещается между трущимися поверхностями и стирает мелкие неровности.

Чтобы предохранить фаски клапана и седла от царапин и глубоких круговых рисок, что может произойти при непрерывном круговом вращении клапана, если отдельные мелкие частицы порошка будут врезаться в металл, вращение клапана производится медленно и поочередно в обе стороны примерно на 1/4 окружности; при этом по-

ворот в одном направлении должен производиться несколько больше, чем поворот в другом, благодаря этому клапан постепенно поворачивается по окружности.

После трех-четырех поворотов клапан надлежит немного приподнимать, чтобы застрявшие частицы шлифующего порошка сдвигались с места; когда при повороте клапана ощущается сильное трение (после 15—18 поворотов), клапан вынимается и после промывки бензином старого слоя накладывается новый слой масла и абразивного порошка. К концу притирки клапан следует чаще поднимать над седлом и чаще смазывать маслом.

По окончании притирки клапан и седло тщательно вытираются от шлифующего порошка, затем фаска клапана слегка смазывается маслом и клапан устанавливается на место, после нескольких поворотов на седле в противоположных направлениях клапан вынимается и вытирается досуха для осмотра фаски. На фаске должно быть узкое полированное кольцо, по которому клапан плотно соприкасался с седлом, это кольцо может быть образовано не одной, а несколькими концентрическими линиями, но при хорошей притирке в этих линиях не должно быть перерывов.

При наличии глубоких рисок и раковин не следует производить притирку до их полного вывода, важно чтобы была хотя бы узкая, но полностью замкнутая по окружности концентрическая полоска, гарантирующая отсутствие пропуска и плотное прилегание клапана к седлу, притирка до полного вывода глубоких раковин скорее вредна, так как ведет к излишнему стачиванию клапана и седла и уменьшает срок их службы.

Притирка и доводка уплотнительных поверхностей арматуры высокого давления производится с помощью заранее проверенной и воспроизводящей форму обрабатываемой поверхности детали-притира, для стальной арматуры притиры изготавливаются из чугуна (СЧ 15-32, СЧ 16-38) с твердостью 160-195Нв, для доводки чугунных поверхностей - стальные притиры из стали У10.

Для притирки различной по конструкции, размерам и назначению арматуры необходимо иметь соответствующий комплект притиров (рис. 4.9.), изготавливаемых из материалов более мягких, чем притираемые поверхности, и имеющих форму в соответствии с формой притираемых поверхностей; при этом должно быть учтено, что для притирки и доводки, а также для абразивных паст разных марок и различной зернистости нельзя применять одни и те же притиры. Перед применением рабочие поверхности притиров подлежат промывке бензином и проверке по краске на чугунной контрольной плите, имеющей высокую чистоту поверхности.

На притиры наносятся различные абразивные материалы и пасты в зависимости от назначения и твердости притираемых деталей. Для грубой притирки применяются пасты следующего состава: карборунд-60%, вазелин технический-38% и парафин-2%, или карборунд-60%, пара-

фин-35% и олеиновая кислота-2%. Для чистовой притирки и доводки применяются пасты: карборунд-70%, парафин-23% и олеиновая кислота-2%, или окись хрома-60%, парафин-35% и олеиновая кислота-5%.

Эти пасты перед употреблением разбавляются до густой консистенции олеиновой кислотой или смесью веретенного масла (65%) и керосина (35%). Благодаря тому, что твердость материала притира меньше твердости притираемой поверхности арматуры, зерна абразива вдавливаются в притир (процесс шаржирования) и снимают тончайшие стружки с поверхности (до 0,002 мм).

Притирка, как и в арматуре среднего и низкого давления, производится вращением притира в ту и другую стороны с периодической промывкой обеих поверхностей бензином и возобновлением притирки с нанесенным новым слоем абразивной пасты. Качество притирки определяется по равномерному металлическому блеску и чистому виду притираемых поверхностей (отсутствие пропусков, рисок, бликов, царапин и пр.) и по герметичности арматуры при гидравлической опрессовке.

При невозможности проверки плотности прилегания клапана к седлу с помощью опрессовки плотность определяется с помощью обыкновенного мягкого графитного карандаша. Для этого на вытертое насухо чистой тряпкой седло наносятся карандашом черточки на расстоянии 15-20 мм одна от другой, клапан опускается на седло и после его проворачивания на 1/4—1/2 оборота производится проверка, как стерлись риски от карандаша. Если все черточки стерты, это указывает на правильное и плотное прилегание клапана к седлу, а, следовательно, и на удовлетворительную притирку.

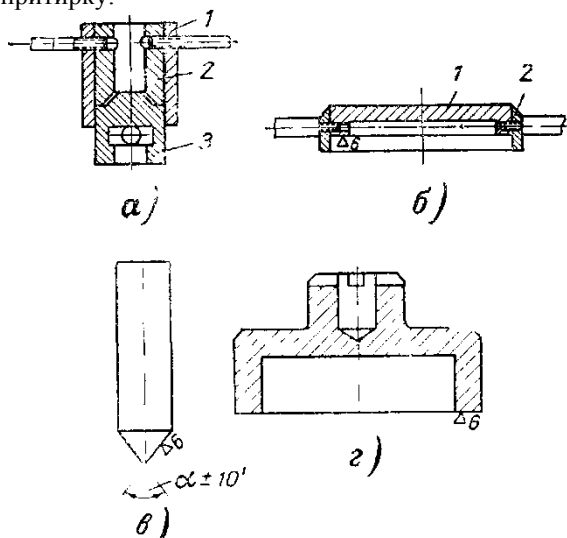


Рисунок 4.9. Притиры.

- а - для тарелок вентиля Ду=10-20 мм,
- б - для тарелок обратных клапанов и задвижек;
- в - для седел вентиля Ду=10=20 мм (а - угол конуса уплотнительной поверхности в зависимости от угла уплотнительной поверхности седла),
- г - для тарелок вентиля с плоским уплотнением;
- 1-притир, 2-направляющий стакан, 3-тарелка

Для доводки и полировки металлов (сталь, чугун, цветные металлы и их сплавы) в качестве абразивов находят большое применение пасты ГОИ (Государственного оптического института). Эти пасты изготавливаются из 74—81% окиси хрома, стеариновой и олеиновой кислоты, керосина, силикагеля, расщепленных жиров и выпускаются трех сортов: черного цвета для грубой доводки, темно-зеленого— для средней и светло-зеленого цвета для тонкой доводки. Перед употреблением паста в фарфоровой посуде разводится в небольшом количестве керосина до сметанообразного состояния.

Полирующая способность пасты каждого сорта различна; для продуктивности работы следует удалять пастой каждого сорта только следы предыдущей обработки; грубая паста должна удалять следы резца, фрезы и личного напильника; средняя паста—следы грубой пасты, а тонкая служит для удаления следов средней пасты и доведения поверхности до зеркального блеска.

Пасты ГОИ могут также служить для замены наждачной бумаги (шкурки) в тех случаях, когда на полированной поверхности применение такой бумаги может вызвать риски и царапины. Для этого на прочную и плотную бумагу (типа чертежной), предварительно смоченную смесью из керосина и олеиновой кислоты, намазывается тонкий слой пасты. Сорт пасты для этого выбирается в зависимости от того, какой слой металла надо снять. Такой бумагой, как наждачная шкурка, производится шлифовка или полировка; после сработки слоя пасты бумага вновь протирается указанной жидкой смесью, намазывается пастой и полировка продолжается до получения надлежащей чистоты поверхности.

Бумага со слоем пасты ГОИ с успехом может быть применена и в специальных приспособлениях (см. рис. 8.4, 8.6 и 18.5), в которых производится шлифовка штоков арматуры и шеек валов для устранения имеющихся на них неглубоких вмятин, задигов и рисок (не более 0,08-0,15 мм), или при необходимости полировки поверхности штоков для их очистки от нагара и ржавчины.

#### 4.6. ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

В случаях, когда детали неподвижных соединений, посаженные с большим натягом, обычными способами с помощью приспособлений и с приложением значительных усилий снять не удастся, применяется либо нагревание охватывающей детали, либо охлаждение охватываемой детали. Перед охлаждением детали, если представляется возможным, производится равномерный нагрев охватывающей детали.

При посадке деталей с натягом также применяется нагревание охватывающей детали или может быть применено охлаждение охватываемой детали. Обработка холодом таких деталей, как втулки, седла и другие, уменьшает их посадочный размер и облегчает их снятие или запрессовку.

Методы искусственного охлаждения сопрягаемых деталей до температур ниже нуля градусов получили большое распространение на машиностроительных заводах и, в частности, на турбостроительных заводах для сборки деталей, имеющих неподвижную посадку (посадки с натягом дисков, втулок, седел клапанов и др.).

Применение методов искусственного охлаждения при посадке деталей обеспечивает необходимую прочность соединения, исключает коробление, появление окалины и сохраняет структуру металла без повышения хрупкости, что особенно важно для деталей из чугуна и цветных металлов, обладающих большой усадкой.

Для небольшого охлаждения деталей (от 15 до 35° С) применяются охлаждающие смеси: нашатырь, селитра и вода, поваренная соль и снег; серноокислый натрий и соляная кислота и др. Для более глубокой обработки холодом применяются: жидкий воздух, жидкий азот и сухой лед (твердая углекислота), которые дают наиболее низкие температуры по сравнению с температурой окружающего воздуха (жидкий воздух - 191° С, жидкий азот - 196° С и сухой лед - 75° С).

В ремонтной практике также находят применение методы сборки и разборки сопрягаемых с натягом деталей путем обработки холодом охватываемой детали.

Для охлаждения охватываемой детали при ремонте наибольшее применение имеют охлаждающие смеси и сухой лед (реже жидкий азот), которые дают достаточно низкую температуру, чтобы обеспечить усадку металла, необходимую для запрессовки деталей турбин.

Чтобы обеспечить посадку детали с указанным по чертежу натягом, необходимо обеспечить соответствующую температуру охлаждения.

Для облегчения условий сборки уменьшение диаметра при охлаждении необходимо определять, исходя из заданного натяга плюс величина гарантированного зазора, обеспечивающего беспрепятственную посадку. Учитывая время, затрачиваемое на посадку (0,5—10 мин), и номинальный диаметр охлаждаемой детали (30-200 мм и более), зазор  $\delta$  принимается в пределах от  $\delta_0 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3}$  до  $\delta_0 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}$ .

Подлежащие обработке холодом детали (шейка вала при запрессовке подшипника качения, седло клапана перед запрессовкой в корпус и тому подобные детали) после тщательной очистки от загрязнений и обезжиривания укладываются в заполненные указанными холодильными агентами несложные по конструкции специальные камеры (сосуды из кровельного железа с двойными стенками, между которыми помещается изолирующий материал).

При любом из способов обработки холодом необходимо применение клещей, специальных захватов и рукавиц, а также принятие других мер по технике безопасности, предохраняющих от обмороживания и сильных переохлаждений, которые могут вызвать прикосновение к охлаждаемым деталям голыми руками и попадание жидкости на другие части тела и одежды.

## 4.7. СВАРКА МЕТАЛЛОВ.

В процессе ремонта турбинного оборудования обычно возникает необходимость применения сварки: для соединения различных металлических частей между собой; для восстановления износившихся деталей путем наварки слоя металла; для заварки отверстий, раковин, свищей и трещин в деталях; для резки различных изделий, например, труб, пригоревших и заевших болтов, вырезания фланцев, деталей для устройства лестниц, площадок и пр. Почти все металлы, применяемые в турбоустановках, хорошо поддаются сварке при выборе надлежащих способов и материалов для сварки.

В настоящее время, при применении сварки для устранения дефектов ответственных деталей турбин, почти исключительно пользуются электродуговой сваркой; газовая (ацетиленокислородная) сварка применяется реже, так как расплавленный металл плохо защищается от окисления, науглероживания и азотирования места сварки пламенем горелки; кроме того, создается относительно большая зона разогрева и усадки, что приводит к деформации соединения.

Электросварка производится на постоянном или на переменном токе; каждый способ имеет свои преимущества и недостатки. Источником питания для сварки на постоянном токе наиболее часто служат сварочные генераторы с приводом от асинхронных моторов; для сварки на переменном токе - сварочные однофазные трансформаторы.

Важным условием получения хороших результатов электросварки и исправления дефектов при ремонте является применение высококачественных электродов с соответствующими обмазками, обеспечивающими достаточную прочность и пластичность наплавки. В табл. 4.1 приведены марки электродов и области их применения; сварка при ремонтных работах электродами, не имеющими сертификатов с указанием их типа и марки, не допускается.

Качество сварочных и наплавочных работ, как при газовой, так и при электросварке, в значительной степени зависит от правильной подготовки к сварке. Подготовка к сварке заключается не только в подготовке места сварки и инструмента, в устранении мешающих сварке посторонних предметов и частей, в подготовке фасок свариваемых деталей и кромок завариваемых трещин, в зачистке, пригонке и стяжке деталей хомутиками или болтами, но и в тщательной очистке свариваемых частей от грязи, жиров и ржавчины.

Особое место должно быть уделено решению вопроса о необходимости подогрева всей детали. Свариваемое место при сварке сильно нагревается, в то время как окружающий металл имеет температуру более низкую; эта неравномерность нагревания ведет к тому, что нагретые места детали расширяются, оказывают давление на соседние менее нагретые места и вызывают в металле внутренние сжимающие напряжения; эти напряжения продолжают оставаться в металле и после охлаждения и являются причиной коробле-

ния и появления трещин. Предварительный подогрев изделия и термическая обработка после сварки устраняют внутренние напряжения и улучшают качество сварного шва.

Способ и режим подогрева и термической обработки зависят от марки стали и толщины стенок, назначения, размеров и формы детали; необходимо решать на месте, как лучше поступить в том или ином случае. Условия и способы нагрева одинаковы как для автогенной сварки, так и для электросварки.

Для предупреждения появления внутренних напряжений или компенсации их влияния, как при электродуговой, так и при газовой сварке применяются различные меры, в том числе:

1) сварка участками, чтобы деформация одного участка компенсировала или уменьшала деформацию другого участка;

2) деформирование свариваемой детали до сварки в сторону, противоположную той, которая будет получена при сварке;

3) интенсивное охлаждение места сварки;

4) термическая обработка, которая для углеродистых сталей заключается в нормализации, а для легированных — в закалке с высоким отпуском.

Неправильный выбор режима и технологии сварки, недостаточная квалификация сварщика, отказ от предварительного подогрева перед сваркой и от термической обработки после сварки могут приводить к непроварам, к трещинам в сварных швах, к внутренним напряжениям, деформациям и т. д.

Таким образом, основными условиями получения качественных сварных соединений являются: правильный выбор марки электрода, правильная разделка кромок, выбор соответствующего режима и технологии сварки, наличие соответствующего сварочного оборудования и т. д. Несоблюдение этих условий, ведет к браку, что особенно опасно для таких ответственных работ, как сварка паропроводов высоких и сверхвысоких параметров пара, сварка бандажных проволок лопаток, наварка стелитовых накладок на эродированные кромки лопаток и др.

**Таблица 4.1.** Электроды, применяемые при специальных ремонтных работах.

| Характеристика свариваемого металла  | Марка  | Тип по ГОСТ 9467-60             | Род тока                |
|--|--|---------------------------------|-------------------------|
| Углеродистая сталь марок Ст. 2; Ст. 3; 10; 20; 25; 15Л; 20Л и 25Л независимо от параметров среды<br>Легированная сталь марки 15ГС независимо от параметров среды | ЦМ7; ОММ5; МЭЗ-04;<br>У УОНИ-13/45<br>У УОНИ-13/55<br>У УОНИ-13/55 | Э-42<br>Э-42А<br>Э-50А<br>Э-50А | Постоянный и переменный |
| Легированная сталь марок 12МХ; 15ХМ; 20ХМЛ; 12Х1МФ и 20ХМФЛ при температуре среды до 510°С   | ЦЛ-14  | Э-МХ                            |                         |
| Легированная сталь марок 12Х1МФ, 20ХМФЛ и 15Х1МФЛ при температуре среды 510—570°С  | ПЛ-20, СЛ-1 и ЦЛ-25М   | Э-ХМФ                           | Постоянный              |
| Легированная сталь марок 15Х1М1Ф и 15Х1М1ФЛ при температуре среды 540—570°С  | ЦЛ-34; ЦЛ-20   | —                               |                         |
| Легированная сталь марки 12Х2МФБ при температуре среды 570°С и сталь марки 12Х2МФСР при температуре среды до 600°С   | ЦЛ-26М   | Э-Х2МФБ                         |                         |

## 5. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ, ПРИСПОСОБЛЕНИЯ И ТАКЕЛАЖНЫЕ РАБОТЫ.

### 5.1. ТАКЕЛАЖНЫЕ РАБОТЫ.

Все производимые с помощью грузоподъемных механизмов и приспособлений работы по подъему, опусканию и передвижению оборудования и отдельных деталей в вертикальном и горизонтальном направлениях в процессе их разборки, ремонта и сборки носят общее название такелажных работ. Применяемые при этом грузоподъемные механизмы и специальные приспособления любого вида и типа объединяются общим названием такелажа.

Такелажные работы при ремонте турбинных установок являются весьма ответственными и по своей трудоемкости и затратам времени за-

нимают большое место в общем объеме ремонтных работ.

Приступать к ремонтным работам можно только при полной уверенности в надежности такелажного оборудования и при освоении ремонтным персоналом правил использования и надлежащего ухода за ним во время работы.

До начала ремонта должно быть уделено большое внимание подготовке и проверке грузоподъемных механизмов и приспособлений, начиная от мостового крана, талей, канатов, стропов и цепей и кончая рымами, восьмерками, специальными зажимами для тросов и другими приспособлениями, служащими для облегчения и ускорения такелажных работ. В определенные сроки,



предусмотренные правилами Госгортехнадзора и записанные в паспортах такелажных механизмов и приспособлений, необходимо производить их испытания.

Все дефекты, ненормальности и износ, обнаруженные в процессе испытания и эксплуатации такелажного оборудования и приспособлений, должны немедленно устраняться, вплоть до полного изъятия того или иного приспособления и инструмента при неуверенности в его надежности. В последнем случае хранить неисправный такелаж необходимо так, чтобы при ремонте он ни в коем случае не мог быть случайно применен в работе.

После каждого испытания должны составляться технические акты, а к испытанному такелажному оборудованию и приспособлению должны быть привешены бирки или нанесены краской надписи о дате испытания и допускаемой грузоподъемности.

Если отдельные виды такелажного оборудования не имеют почему-либо паспортов, последние должны быть обязательно составлены на основании расчета и испытания, согласно существующим положениям и нормам Госгортехнадзора.

## **5.2. ПЕНЬКОВЫЕ КАНАТЫ, ЦЕПИ И ТРОСЫ.**

**Пеньковые канаты** при ремонте употребляются главным образом для второстепенных целей, а также для оттяжек и привязывания деталей небольшого веса (до 200 кг) к крюкам кранов и талей. Легкость и гибкость пеньковых канатов обеспечивают быстроту вязки узлов при подвязывании деталей, что делает их особенно ценными при подъеме массовых легких грузов (пиломатериалов для лесов и подмостей, конденсаторных трубок и пр.).

Для ремонтных работ обычно применяются первосортные пеньковые белые канаты машинной крутки, отвечающие требованиям ГОСТ 483-55. Эти канаты состоят из трех и реже, четырех прядей, каждая из которых свита из большого количества нитей, что увеличивает прочность и гибкость каната.

При использовании канатов в грузоподъемных приспособлениях следует учитывать, что при изгибе каната вокруг блока наружные пряди каната растягиваются, а внутренние сжимаются, чем меньше диаметр блока, тем более неравномерно вытягиваются пряди каната и тем больше портится канат. Согласно правилам Госгортехнадзора диаметр ролика блока для пенькового каната должен быть не менее 10 диаметров каната.

Пеньковые канаты сращивать не разрешается. При нарезке отдельных концов каната для целевого назначения их длину следует увеличивать на несколько метров против требуемой для стропки, так как концы каната при такелажных работах изнашиваются быстрее.

Перед использованием канаты подлежат тщательному осмотру, так как наличие натертых и

растрепавшихся участков ведет к общему значительному ослаблению канатов, канаты с порванными прядями следует изъять из употребления и убрать из турбинного цеха.

Пеньковые неосмоленные (белые) канаты жадно впитывают влагу, в работе сильно сжимаются, теряют почти половину своей прочности и в дальнейшем быстро разрушаются от загнивания. Поэтому они должны храниться в подвешенном состоянии или при их значительной длине в бухтах на деревянных настилах и подкладках в сухом, хорошо проветриваемом помещении. Нормальным сроком износа для пеньковых канатов при бережном к ним отношении считается 5-6 лет.

**Цепи.** В условиях турбинного цеха допускается производство такелажных работ с цепями только при их применении в механизмах, где цепи работают в специальных условиях с допустимыми радиусами перегиба, как, например, в талях, блоках, специальных приспособлениях для подъема крышек цилиндров, роторов и пр.

Цепи изнашиваются вследствие взаимного трения отдельных звеньев. При сильной толковой нагрузке, в отличие от разрывов тросов, разрыв цепей в местах сварки звеньев происходит мгновенно и никаких мер предосторожности при этом принять невозможно.

Звенья цепей должны периодически просматриваться на отсутствие в них трещин и надрывов и смазываться смесью сала и графита. Дефектные звенья и звенья с износом в 20-25% их сечения должны быть вырезаны.

Для увеличения надежности цепи, впервые пускаемые в работу, следует отжечь с последующим медленным охлаждением, старые цепи также следует периодически отжигать. Практически отжиг осуществляется путем наматывания цепей на какую-либо старую газовую трубу, равномерного и медленного нагревания до температуры 850-900° С, затем медленного охлаждения, для чего ее лучше прикрыть асбестом или зарыть в горячий песок.

**Тросы.** При ремонте турбинного оборудования для вязки грузов и грузоподъемных работ с любыми нагрузками, а также в кранах, лебедках и других такелажных механизмах и приспособлениях применяются стальные проволочные тросы круглого сечения.

По сравнению с канатами и цепями тросы имеют меньший вес, большую прочность, гибкость, безопасность и долговечность, наблюдение за тросами вести легче, так как они перед разрывом вследствие обрыва отдельных проволок разлохмачиваются, что сигнализирует об опасности дальнейшей с ними работы.

Тросы изготавливаются из тонких стальных проволок (диаметром до 1,2 мм), которые сначала свиваются в круглые пряди, а затем (обычно шесть прядей) винтообразно свиваются вокруг пенькового сердечника. Сердечник придает тросу гибкость и эластичность, улучшает сопротивляемость динамической нагрузке, а также поглощает

и сохраняет смазку, которая предохраняет проволочки от коррозии и уменьшает их износ.

Долговечность тросов повышается при увеличении радиусов перегибов и при работе без перегрузок. Тросы для подъема ответственных грузов ни в коем случае не должны выбираться «на глазок», без должной проверки их состояния и грузоподъемности, так как такой выбор может привести к тяжелым авариям.

Для выбора диаметра троса в табл. 5.1. приведены допустимые нагрузки на один конец нового проволочного троса при 10-кратном запасе прочности и при разных направлениях натяжения троса, расхождение тросов свыше 120° применяется редко ввиду быстрого уменьшения предельного веса поднимаемого груза (§ 5.4).

Продолжительность службы тросов в значительной степени зависит от бережного обращения и правильного ухода за ними как при хранении, так и при производстве работ.

Тросы должны подвергаться регулярному осмотру и проверке на износ. Перед осмотром тросы, бывшие в употреблении, следует протереть тряпками, смоченными керосином, тщательно очистить травяными или волосяными щетками от грязи и ржавчины и протереть насухо ветошью.

**Таблица 5.1.** Предельные допустимые нагрузки на новые тросы.

| Диаметр троса, мм | Предельные допустимые нагрузки на один трос, кг |   |       |       |
|-------------------|---|---|-------|-------|
|                   | При вертикальной нагрузке                       | При направлении натяжения ветвей троса один к другому под углом |       |       |
|                   |   | 60°   | 90°   | 120°  |
| 10                | 450   | 390   | 320   | 225   |
| 15                | 1 000   | 870   | 700   | 500   |
| 20                | 1 600   | 1 400   | 1 000 | 800   |
| 25                | 2300  | 2000  | 1 400 | 1 150 |
| 30                | 3400  | 3000  | 2 100 | 1700  |
| 35                | 4500  | 3900  | 2700  | 2250  |
| 40                | 5750  | 5000  | 3500  | 2900  |
| 45                | 7000  | 6100  | 4300  | 3500  |
| 50                | 8500  | 7400  | 5200  | 4250  |

Износ троса характеризуется внешним видом (поверхностный износ и коррозия проволок) и наличием обрывов отдельных проволок троса «шпилек». Оборвавшиеся проволоки обычно не отходят от троса, а остаются на месте и не могут повредить соседних проволок и деталей, соприкасающихся с ними. Для обнаружения оборванных проволок надлежит проверять тросы протяжкой через паклю, оборванные проволоки захватывают волокна пакли, что дает указание на место обрыва.

При числе поврежденных проволок не более 10% от общего их количества на 1 м длины трос может быть употреблен в работу после удаления оборванных проволок (концы оборванных

проволочек следует обламывать так, чтобы они не выступали за пределы троса) с понижением предельной нагрузки на 20— 25%. При большем числе оборванных проволок трос бракуется и не может быть, допущен к дальнейшей эксплуатации. Также не должны допускаться к работе тросы с помятыми и расплюснутыми участками, резкими перегибами, перекручиваниями и переломами, которые вредно отражаются на прочности тросов. Если повреждение троса находится недалеко от конца, надлежит сделать перечалку троса так, чтобы поврежденный участок был удален совершенно.

Вновь получаемый трос обязательно должен иметь паспорт, в котором указываются конструкция троса, результаты заводских испытаний и предельные допустимые нагрузки на трос.

Для предохранения от ржавчины и удлинения срока службы тросы должны храниться в сухих помещениях в подвешенном состоянии или на деревянных настилах и подкладках; не допускается беспорядочная наброска тросов один на другой и протаскивание их по полу и по земле при получении и эксплуатации.

**Подвязка деталей.** Перемещение любого груза при ремонте в вертикальном и горизонтальном направлениях обычно связано с подвязыванием груза при помощи пеньковых канатов или стальных тросов. Это подвязывание является ответственной операцией, от правильного выбора и укрепления стропов на подъемных крюках кранов и талей и правильного выполнения узлов и петель при вязке стропов к грузу в значительной мере зависит сохранность груза и безопасность обслуживающего персонала при перемещении груза.

При связывании тросов и канатов применяются различные типы узлов, которые, наряду с быстротой прикрепления и развязывания, должны удовлетворять основному требованию такелажных работ - полнейшей надежности. Во избежание крутых изгибов тросов следует перед подъемом грузов вставлять в узлы тросов деревянные кругляки или сердечники из обрезков труб, а для предохранения от повреждений на острых кромках груза подкладывать деревянные подкладки.

Для сокращения времени на вязку и подвеску деталей (застроповку) должны быть заранее подготовлены различные стропы (одинарные с петлями на концах, кольцевые и др.), получаемые путем сращивания концов тросов необходимой длины (от 3 до 20 м) и обеспечивающие легкость подвязки груза и легкость надевания и снятия тросов с крана или тали. Изготовление надежных стропов должно поручаться специалисту по сращиванию тросов и канатов.

Стропы после изготовления периодически в процессе эксплуатации подлежат испытаниям на грузоподъемность путем подвески пробного груза, вдвое превышающего допускаемую рабочую нагрузку на строп. На стропах должны быть прикреплены металлические бирки с номерами, под которыми они записаны в специальной книге, где должны быть зарегистрированы все тросы и

специальные грузоподъемные приспособления и где записываются даты последних испытаний на грузоподъемность.

При применении срошенных стропов или стропов для таких работ, как подъем и опускание крышек и роторов турбин, а также при других точных и ответственных такелажных следует обращать большое внимание на выверку подвешенных деталей, так как под воздействием больших грузов срошенные места могут вытягиваться.

**Таблица 5.2.** Размеры рымов и восьмерок для подъема деталей.



| Диаметры нарезки, дюймы | Рымы                   |                 |                         |               | Восьмерки             |               |                          |
|-------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|---------------|-----------------------|---------------|--------------------------|
|                         | Внутренний диаметр, мм | Толщина уха, мм | Допустимая нагрузка, кг |               | Диаметр восьмерки, мм | Отверстие, мм | Допускаемая нагрузка, кг |
|                         |                        |                 | Вертикальная            | под углом 30° |                       |               |                          |
| 1/2                     | 30                     | 10              | 150                     | 90            | 20                    | 60            | 300                      |
| 5/8                     | 35                     | 12              | 300                     | 180           | 25                    | 65            | 550                      |
| 3/4                     | 15                     | 600             | 360                     | 30            | 70                    | 850           |                          |
| 0                       |                        |                 |                         |               |                       |               |                          |
| 7/8                     | 45                     | 18              | 900                     | 540           | 35                    | 80            | 1 200                    |
| 1 1/4                   | 50                     | 21              | 1300                    | 800           | 40                    | 90            | 1 500                    |
| 1 1/2                   | 60                     | 25              | 2400                    | 1 400         | 45                    | 100           | 2000                     |
| 1 3/4                   | 70                     | 30              | 3800                    | 2000          | 50                    | 110           | 2500                     |
| 2                       | 80                     | 36              | 5300                    | 3200          | 60                    | 120           | 4000                     |

Способы крепления и вязки тросов к крюку крана и к детали многообразны; правильным является крепление, предохраняющее от скольжения, от саморазвязывания под действием груза или его раскачки, сохраняющее равновесие подвешенной детали и обеспечивающее легкость развязывания груза, установленного на место.

Для быстрой и надежной вязки тросов с поднимаемыми деталями применяют рымы и восьмерки; надежность рымов и восьмерок, выбираемых по сечению, должна проверяться испытанием: это особенно относится к восьмеркам, которые нередко выгибаются вследствие плохого качества материала изготовления. Для выбора надлежащих по сечению рымов и восьмерок в табл. 5.2. даны их размеры и допускаемые нагрузки.

### 5.3. МОСТОВОЙ КРАН И ТАЛИ.

При подготовке и проведении ремонта серьезное внимание должно быть уделено состоянию мостового крана для получения полной уверенности в его надежности и безопасности действия.

**Мостовой кран** должен проходить ревизию перед началом капитальных ремонтов основного оборудования цеха, при этом в случае необ-

ходимости отдельные его части должны заменяться.

Тросы крана следует проверять на отсутствие в них оборванных проволок и периодически пропитывать безкислотным маслом; для этой цели может быть применено льняное масло с добавлением небольшого количества негашеной извести для нейтрализации содержащихся в масле небольших количеств кислот.

Трос перед смазкой промывается керосином, тщательно очищается травяными и волосяными щетками от грязи и ржавчины и протирается ветошью. Учитывая, что поверхностная смазка почти бесполезна, масло перед употреблением для разжижения и лучшего всасывания разогревается до 50—60° С. Медленное протаскивание троса через подогретое масло обеспечивает проникновение смазки к внутренним слоям и органической сердцевине троса.

Действие тормозов крана должно быть безупречным, так как их неисправность при ремонте может быть причиной аварии; износившиеся колодки тормозов должны быть заменены. Работа конечных выключателей, предотвращающих передвижение тележки и моста за установленные границы при подъеме, спуске и перемещении грузов, должна быть безусловно четкой и безотказной.

При переходе с одной скорости на другую - подъем и опускание грузов должны проходить строго вертикально, плавно, без толчков и раскачки. Необходимо следить за правильным набеганием троса на барабан и за положением троса в ручьях барабана. При самом низком положении опущенного груза на барабане должно оставаться по меньшей мере 1, 5—2 витка троса для предохранения от перегрузки места закрепления троса.

Дата ревизии крана и ее результаты должны быть занесены в паспортную шнуровую книгу крана.

В строго установленные сроки, записанные при предыдущем испытании, грузоподъемность крана должна проверяться в присутствии технического инспектора Госгортехнадзора; при этом испытанию подвергаются подкрановые пути, мосты, тележки, тросы, тормоза, концевые выключатели и электрооборудование крана.

Испытание мостового крана состоит в поднятии на незначительную высоту (до 100 мм) пробного груза, по весу равного предельному рабочему грузу, с выдержкой не менее 10 мин.; затем подвешивается груз, на 25% превышающий допускаемую грузоподъемность крана, и спокойно выдерживается в подвешенном состоянии 10 мин.

Если эти статические испытания признаны удовлетворительными, то производится динамическое испытание, заключающееся в нескольких повторных подъемах и опусканиях груза, превышающего предельный рабочий груз на 10%.

При проверке крана на максимально допускаемую нагрузку и на кратковременную перегрузку в 25% главные балки крана при неблаго-

приятном положении тележки с грузом не должны давать остающихся прогибов, а заклепки не должны расшатываться

После всесторонних испытаний крана их результаты заносятся в крановую книгу с указанием обнаруженных при испытании ненормальностей, подлежащих устранению, и с назначением срока следующего испытания.

Безопасность и быстрота выполнения ремонтных работ по турбоагрегату в большой степени зависят от знаний и навыков крановщика, поэтому на инструктаж крановщика должно быть обращено особое внимание. Крановщик должен понимать ответственность порученного ему участка и знать обо всех могущих быть несчастных случаях с людьми и повреждениях оборудования при его невнимательности и халатности.

Крановщик отвечает полностью за кран и его исправную работу в пределах данной ему инструкции. Приступая к работе, крановщик должен опробовать действие тормозов и других предохранительных устройств и в случае их отказа в работе и порчи не имеет права приступать к работе; если эти дефекты обнаружены в процессе работы, крановщик должен ее приостановить и немедленно предупредить администрацию цеха о случившемся.

Необходимо установить точный порядок подачи сигналов крановщику, во избежание неправильных действий сигналы должны подаваться только руководителем подъема (турбинный мастер, бригадир) и только его сигналы должен принимать к исполнению крановщик. Все сигналы и команды, подаваемые кем бы то ни было другим, для крановщика не только не обязательны, но исполнение их должно быть крановщику категорически запрещено.

Пока груз висит на кране, крановщик не имеет права покидать своего места. Перед уходом крановщик обязан поставить кран в надлежащее место, полностью подтянуть вверх до установленного предела крюки без грузов, привести контроллеры в нулевое положение и выключить главный рубильник в крановой коробке.

**Тали.** В практике ремонтных работ широко применяются тали с ручным приводом, этому способствует возможность применения талей в стесненных условиях, например под низкими перекрытиями, легкость крепления к узлам зданий и конструкций и возможность выполнения таями таких разнообразных работ с деталями оборудования небольшого веса, как подъем, опускание, стягивание, подтаскивание, поддержание в подвешенном состоянии и т.д.

При ремонте турбоагрегата тали применяются главным образом на вспомогательных работах, на участках, находящихся вне действия мостового крана, а также в случаях, когда приходится отказываться от применения мостового крана, так как данная работа весьма продолжительна и большую часть времени надо не перемещать деталь, а только поддерживать ее (пригонка и притирка кулачков полумуфт, больших клапанов и пр.).

Тали должны подвергаться периодическим осмотрам и испытаниям согласно правилам Госгортехнадзора, это имеет большое значение для безопасной работы с ними, так как при переносе с места на место и при работах в узких местах тали подвергаются ударам, засорению и пр.

При осмотрах талей следует проверять состояние цепей, рабочих звездочек, исправное действие тормозных устройств, отсутствие износа передач и других трущихся частей тали, а также производить регулярную чистку и смазку этих частей.

Работа с таями, имеющими неисправные детали, в особенности с такими, как грузовые звездочки, червячные или зубчатые передачи и тормозы, ведет к соскакиваниям цепей, ударам, заеданиям и обрывам цепей. Тали с такими обычно быстро прогрессирующими дефектами могут быть допущены к работе только после ремонта и проверки на грузоподъемность.

Новые тали, полученные с завода, могут быть допущены к работе только после их испытания на грузоподъемность и проверки способности автоматически и надежно удерживать груз на любой высоте при прекращении тягового усилия.

Все тали должны иметь паспорта, в которые вносятся данные о производимых испытаниях, ремонтах и указания о сроке следующего испытания на грузоподъемность, а на самих таях должны быть укреплены металлические пластинки с указанием завода-изготовителя, грузоподъемности тали, ее заводского номера и даты испытания.

Большое применение на ремонте для механизации и ускорения производства грузоподъемных работ в местах, где требуется подъем и опускание и передвижение в одном направлении оборудования и отдельных деталей, имеют специальные устройства, состоящие из монорельса и кошки с талью и электротельферы.

Особенно целесообразна установка подобных несложных и недорогих грузоподъемных механизмов от 0,5 до 10 т в зонах расположения насосов, аппаратов регенерации и прочего оборудования, которые не могут обслуживаться мостовым краном. Применение этих грузоподъемных средств обеспечивает механизацию грузоподъемных работ и тем самым снижает затраты на ремонт, ускоряет производство работ и повышает культуру ремонтных работ. Экономический эффект, достигаемый от применения указанных средств механизации, быстро окупает затраты на оснащение ими участков ремонта.

**Приспособления для подъема крышек цилиндров и роторов.** Для подъема крышек цилиндров и роторов применяются различные специальные заводские приспособления, ускоряющие выверку горизонтальности подъема крышек и роторов. Эти приспособления так же, как указано ранее для всего такелажа, подлежат освидетельствованию и ремонту перед началом капитальных ремонтов.

Испытание приспособлений на грузоподъемность чаще всего производится одновременно с

испытанием мостового крана, для которого обычно на электростанциях имеется специальный постоянный регулируемый по весу большой груз. Испытания приспособлений со всеми их деталями, собранными в рабочее положение (тросы, серьги, кольца, шпильки и пр.), производятся при статических и динамических нагрузках.

Статические испытания производятся грузом, на 25% превышающим нагрузку, которая считается достаточной для производства подъемных работ и которая не будет превзойдена при этих работах. Динамические испытания заключаются в повторных подъемах и опусканиях груза, превышающего предельный рабочий груз на 10%.

Подъемные приспособления могут быть допущены к действию только в случае их полной исправности и получения удовлетворительных результатов испытаний на грузоподъемность.

#### 5.4. ПРОВЕДЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ РАБОТ.

При привязывании деталей к крюку крана или тали необходимо принимать во внимание угол  $\alpha$ , образуемый ветвями тросов между собой (табл. 5.1), или угол  $\alpha$ , образуемый ветвью троса с вертикалью (рис. 5.1). Зная угол  $\alpha$ , вес груза  $Q$  и число ветвей троса  $m$ , нетрудно определить нагрузку  $S$ , которая приходится на каждую ветвь троса, по формуле  $S=Q/\cos\alpha*m=I*Q/m/$

где  $I$ —коэффициент увеличения нагрузки в зависимости от угла наклона каждой ветви к вертикали;  $I$  определяется следующими величинами:

| $\alpha$ | $0^\circ$ | $30^\circ$ | $45^\circ$ | $60^\circ$ | $75^\circ$ |
|----------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| $L$      | 1,0       | 1,15       | 1,41       | 2,0        | 3,86       |

Эти данные убедительно показывают, как при увеличении угла подвеса между направлением ветви троса и вертикалью увеличивается нагрузка на каждую ветвь троса. Например, при грузе  $Q$ , равном 5000 кг и вертикальном положении ветви  $\alpha=0^\circ$ , нагрузка на ветвь 2500 кг; при  $\alpha=60^\circ$  нагрузка 5000 кг; при  $\alpha=75^\circ$  нагрузка на каждую ветвь составляет 9650 кг. Отсюда понятно, как важно принимать во внимание величину угла подвеса ветвей троса; пренебрежение этим грозит обрывами тросов, несчастными случаями с людьми и порчей оборудования.

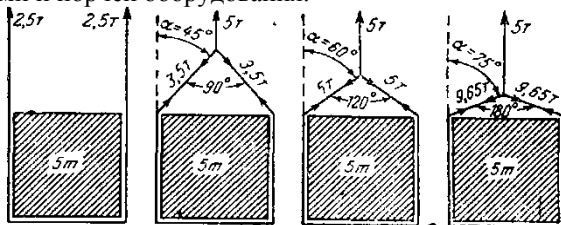


Рисунок 5.1. Распределение нагрузок на ветви троса в зависимости от угла подвески груза.

Практически для устойчивого равновесия длина стропа выбирается такой, чтобы при необходимом разnose ветвей троса угол между ветвью троса и вертикалью (рис. 5.1.) не превышал  $45^\circ$  (максимум  $60^\circ$ ) или угол между ветвями троса (табл. 5.1.) не превышал  $90^\circ$  (максимум  $120^\circ$ ).

При подвязке деталей крюк крана должен находиться примерно над центром тяжести поднимаемой детали. Подтаскивание детали волоком с помощью крана, оттяжка крюка для подъема детали, не находящейся под крюком, подъем детали, когда она чем-либо защемлена или заела при подъеме, а также отрыв краном прикрепленных деталей ни в коем случае не разрешаются. Например, подъем крышки цилиндра может быть произведен только после предварительного равномерного поднятия ее отжимными болтами.

Не следует допускать трения троса о металл; для предохранения троса от перетиранья и переломов, в особенности при подъеме тяжелых деталей с острыми углами, необходимо подкладывать подушки из тряпок, досок или специальные металлические предохранители под острые углы и края деталей в местах прилегания тросов и канатов, а в петли троса вставлять деревянные кругляки диаметром 100—150, мм и длиной 250—300 мм.

Подъем грузов более чем двумя подъемными механизмами одновременно не рекомендуется, так как при этом трудно избежать неравномерной нагрузки, в результате которой возможны обрывы и падения грузов. Например, если крышку подшипника между генератором и ЦНД необходимо перекосить для выведения из углубления выхлопного патрубка, применяемая таль должна быть по грузоподъемности рассчитана на полный вес крышки подшипника, так как в каждый отдельный момент подъема трудно предусмотреть, какая часть веса крышки ляжет на крюк крана и какая часть ляжет на таль.

Перед началом подъема, в особенности тяжелых и ответственных деталей, должен производиться пробный подъем груза на незначительную высоту (около 100 мм), во время которого происходит оттяжка и проверяется равномерность натяжения стропов, проверяется уравновешенность груза, правильность затяжки узлов и петель стропов и общее исправное состояние и надежное крепление всех применяемых при подъеме такелажных приспособлений и механизмов (краны, тали, рымы, восьмерки, стропы и т. д.).

При начале натяжения грузового троса необходимо путем легкого постукивания по середине троса добиться равномерного натяжения всех ветвей троса, что предохранит от сползания и рывков троса при подъеме.

Для удержания в надлежащем положении во время подъема детали и предохранения ее от разворота на крюке к грузу подвязывают оттяжки из пенькового каната, натяжением которых вручную регулируется положение груза.

Подъем груза должен производиться плавно, без рывков и раскачивания; подъем ответственных и тяжелых грузов следует 2—3 раза приостанавливать для того, чтобы убедиться, не происходит ли задевание груза, нет ли закручивания стропов и правильно ли находят навивки тросов на барабаны лебедок крана. Также надлежит следить, чтобы поднимаемый груз не задевал за находящиеся по пути перемещения

посторонние предметы; такое задевание опасно и чаще всего может произойти в момент отделения груза от места его укладки при неточном выполнении указанных выше правил.

Влезать на поднятую деталь для ее уравновешивания и ездить на ней воспрещается; должно быть также запрещено пребывание под поднятыми деталями и перемещение их над головами работающих.

## **6. ОРГАНИЗАЦИЯ, ПОДГОТОВКА И ПРОВЕДЕНИЕ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА.**

### **6.1. ГРАФИК ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ И ВЕДОМОСТЬ ОБЪЕМА РАБОТ.**

В общий объем работ по капитальному ремонту турбоагрегата входят: подготовительные работы к ремонту, проверка агрегата на ходу до остановки на ремонт, остановка агрегата, вскрытие агрегата, проверка зазоров и положения отдельных частей, детальный осмотр состояния всех частей, чистка и устранение обнаруженных дефектов, замена и ремонт изношенных деталей, проведение мелких и средних реконструктивных и рационализаторских мероприятий, намеченных в процессе эксплуатации, сборка с проверкой и записью в формулярах всех зазоров и установочных данных, приемка из ремонта отдельных частей и всего агрегата в целом, проверка агрегата на ходу после ремонта и производство записей в соответствующих журналах и актах для отчетности по ремонту.

График подготовительных работ служит для установления сроков и проведения той большой подготовительной работы, которая должна предшествовать остановке агрегата на капитальный ремонт. Ведение подготовительных работ после начала и в процессе производства ремонта недопустимо.

Практически работа по подготовке к предстоящему капитальному ремонту турбоустановки должна начинаться сразу после составления календарного плана ремонтов основного оборудования на будущий год. В это время, как уже указывалось, определяются объем работ по капитальному ремонту и длительность простоя в ремонте. Эти данные позволяют своевременно опрелелить все необходимые подготовительные работы.

График подготовительных работ должен включать следующие мероприятия: составление ведомости объема работ; составление технологического (календарного ленточного или сетевого) графика ремонта; оформление заявок и договоров с ремонтными организациями на проведение тех или иных работ; подготовку (ремонт, изготовление и заготовку с указанием сроков) инвентаря, приспособлений, инструмента, материалов, запасных деталей и узлов оборудования; ремонт и испытания такелажных механизмов, приспособлений и других средств механизации; разрешение вопросов пожарной и технической безопасности;

Оставлять грузы на весу во время обеденного перерыва, а также развязывать груз до его полной установки на место и надежного укрепления недопустимо. Руководитель подъема должен быть на месте до окончательной установки груза, не разрешая никому подменять себя в подаче сигналов крановщику по перемещению груза.

подготовку монтажных площадок под укладку деталей; рационализацию и механизацию производства ремонта с заготовкой всех необходимых для этого приспособлений; расстановку рабочей силы по отдельным объектам работ; подготовку и инструктаж персонала; подготовку бланков формуляров и другой технической документации, необходимой при ремонте; проверку и ремонт всех измерительных приборов и инструментов, используемых при ремонте, и др.

Ведомость объема работ служит для выявления работ, подлежащих выполнению при капитальном ремонте, и составляется не позднее чем за месяц до его начала.

Существующее на некоторых электростанциях положение, когда персонал начинает составлять ведомость объема работ непосредственно перед остановкой или даже после остановки агрегата на ремонт, ведет к неполному охвату объема ремонта. По этой причине уже в процессе ремонта дополнительно выявляются дефекты, не занесенные персоналом в ведомость, что приводит к необходимости составления ведомости дополнительных работ. Это нарушает график ремонта, составляемый на основании ведомости, создает дополнительные трудности и нередко приводит к срыву окончания ремонта в намеченные сроки.

Ведомость должна охватывать все узлы турбоустановки, и объем работ по ним должен определяться их техническим состоянием.

Для составления ведомости необходимо изучить режим работы турбоагрегата и его вспомогательного оборудования по эксплуатационным данным и учесть данные проведения предыдущего капитального ремонта. Поэтому в процессе эксплуатации необходимо уделять серьезное внимание выявлению дефектов механизмов, узлов и отдельных деталей Турбоустановки и фиксации их в эксплуатационных журналах. Эти данные и документация по ремонтам, проходившим в период от предыдущего капитального ремонта, дают возможность постепенно выявить необходимый объем работ при предстоящем капитальном ремонте.

В ведомость объема работ по каждому узлу включаются путем выборки из эксплуатационных журналов, книг текущего ремонта, аварийных актов и актов о неустраненных при предыдущем ремонте дефектов все дефекты и неполадки, вы-

явленные с момента предыдущего капитального ремонта.

В ведомости объема работ должны найти отражение: неплотности вентиля и задвижек; заедания клапанов; дефекты деталей регулирования, червячных передач, лабиринтов, подшипников; попадание воды в масло; вибрации; замеченные отклонения от нормальных температур и давлений; присосы; частота загрязнения и выхода из строя трубок конденсаторов, маслоохладителей и аппаратов регенеративной установки; состояние конденсатных, циркуляционных и других вспомогательных насосов; отклонение от нормальных температурных расширений агрегата при разных режимах работы и т. п.

Эти тщательно обработанные данные должны дать полную и ясную картину технического состояния отдельных узлов и всей турбоустановки в целом; исходя из этих данных, определяется состав и объем подлежащих выполнению работ при ремонте.

По узлам турбоустановки, в работе которых дефекты не наблюдались, объем работ определяется затратой времени на разборку, чистку, осмотр состояния и необходимые замеры величин зазоров и положений.

Составленная таким путем ведомость должна быть проработана на производственном совещании турбинного цеха, где она подвергается соответствующей корректировке, основанной на личных наблюдениях ремонтного и эксплуатационного персонала.

Проработанная с персоналом ведомость объема работ дает возможность еще до остановки агрегата установить полный объем работ при ремонте, определить состояние турбоустановки, ее слабые места, дефекты и ненормальности, на устранение которых при ремонте должно быть обращено особое внимание.

Эти данные дают возможность заранее определить трудозатраты в человеко-часах для проведения выявленного объема работ, а также потребные запасные части и важнейшие материалы. Учет всех данных ведомости объема работ позволяет избежать неустраненных в процессе ремонта дефектов и ненормальностей, вносит плановость в ход ремонта, способствует устранению простоев персонала и его частых перебросок с одного объекта работ на другой.

По окончании капитального ремонта в ведомость объема работ должны быть вписаны все фактически проведенные работы по всем узлам турбоустановки с указанием их технического состояния после ремонта.

Ведомость объема работ, составленная и подписанная начальником цеха и согласованная с ремонтной организацией, после утверждения главным инженером станции является одним из основных документов для составления плана и проведения капитального ремонта; по окончании капитального ремонта соответственно оформленная ведомость объема работ является одним из основных отчетных документов, которые прикла-

дываются к акту приемки турбоагрегата из ремонта.

## **6.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ГРАФИКИ РЕМОНТА.**

**Ленточный график.** Обычный календарный ленточный график капитального ремонта турбоустановки разрабатывается на основе анализа объема предстоящих работ и составляется по узлам агрегата с указанием всех объектов работ в порядке последовательности и параллельности, в каком они производятся при ремонте. Примерный график капитального ремонта турбины К-300-240 и вспомогательного оборудования приведен на рис. 6.1.

Общая длительность ремонта определяется только суммой времени, необходимого для выполнения последовательных операций, которые не могут накладываться одна на другую; параллельно выполняемые работы не могут удлинять общего графика ремонта турбоагрегата.

В графике ремонта, кроме собственно ремонтных работ и работ по реконструкции, следует включать и завершающие пусковые и наладочные работы, т.е. он должен предусматривать все работы, которые определяют общую плановую продолжительность простоя турбинной установки в ремонте (выведения из эксплуатации). Вместе с тем в объем капитального ремонта не следует включать те работы, которые могут быть выполнены во время эксплуатации турбоустановки без ущерба для ее надежности и экономичности.

При составлении графика следует исходить из двух основных положений: 1) минимум времени на проведение ремонта при высоком качестве и выполнении полного объема работ; 2) четкое планирование последовательности и параллельности ведения работ, что позволяет в процессе ремонта избежать простоев рабочей силы и обеспечивает равномерные темпы работ в течение всего периода ремонта, без штурмовщины и спешки на отдельных участках.

В графике указываются наименование работ; их объем в человеко-часах; количество и квалификация персонала, необходимого для выполнения данной работы, исходя из расчета нормального рабочего дня, состав бригад и фамилия бригадира или мастера, ответственного за выполнение данного объекта работ. Объем работы определяется из практики прошлых ремонтов; если данная работа выполняется впервые, ее объем определяется руководителем ремонта вместе с мастером и бригадиром.

В процессе составления графика руководитель ремонта определяет, какие работы могут оказаться более растянутыми, трудоемкими, лимитирующими срок окончания ремонта и требуют двух-трехсменной работы, чтобы выполнить эти работы к окончанию в намеченный срок. Такие исправления вносятся в окончательный план ремонта.

Распределение бригад по сменам производится с таким расчетом, чтобы наибольшее ко-





По ходу ремонта необходимо каждые сутки производить отметки на графике о фактическом выполнении работ по каждому объекту. Благодаря такому контролю ремонтный персонал повседневно находится в курсе того, какой объем работ остался к выполнению и отстает ли данная бригада или участок по сравнению с планом или перевыполняет его. Руководящий персонал также наблюдает по этим отметкам за ходом отдельных работ, что позволяет своевременно обратить внимание на отстающий участок, подкрепить его или устранить возникающие помехи и задержки для окончания всех объектов в намеченные сроки.

**Сетевой график ремонта** Ленточный календарный график ремонта оказывает значительную помощь руководству в успешном выполнении ремонта в директивные сроки. Однако этот график имеет ряд существенных недостатков, основными из которых являются охват небольшого количества видов работ, что ведет к недостаточно подробному освещению всего процесса ремонта, и показ только хронологической последовательности и параллельности выполнения этих работ без указания их технологической связи и взаимозависимости.

Эти недостатки особенно сказываются на таких сложных ремонтах, какими являются ремонты блочных установок современных электростанций; на этих ремонтах выполняются сотни различных видов последовательно и параллельно технологически и организационно взаимосвязанных работ и ленточные графики, охватывающие их, становятся чрезвычайно сложными и неудобными. По такому ленточному графику оценка влияния отставания и опережения выполнения каких-либо работ на общий ход ремонта и определение необходимых технологических, организационных и материальных изменений для выполнения всего комплекса работ в запланированные сроки весьма затруднительны и недостаточно обоснованы. Естественно, такие внутренние недочеты организации ремонта нередко приводят к неритмичному ведению работ, к застоям, спадам и штормовщине на отдельных участках ремонта, к необходимости резкого увеличения числа рабочих на отстающих участках и к другим недостаткам, ведущим к нарушению сроков, к снижению качества ремонта и повышению материальных затрат.

Значительные перспективы в улучшении планирования последовательности и параллельности ведения технологически и организационно взаимосвязанных работ, в улучшении расстановки и правильном использовании ремонтного персонала, в улучшении материально-технического снабжения и в повышении оперативности и действенности контроля за ходом и качеством ремонта должен сыграть переход от описанного ленточного графика к используемому уже в ремонтной практике электростанций методу сетевого планирования и управления капитальным ремонтом (СПУ).

Основная цель применения сетевых методов планирования и разработки сетевых графи-

ков, которые приобретают все большее значение в народном хозяйстве, это — правильная координация работ, выполняемых различными подрядными ремонтными организациями, кооперирование специализированных работ, обеспечение наглядного и оперативного контроля, отвечающего на вопросы, от каких видов работ и в какой степени зависит завершение всего комплекса работ в запланированные сроки при минимальных затратах труда и материальных средств. Имеющаяся литература о сетевом планировании достаточно широко и подробно освещает методы построения и использования сетевых графиков при планировании и проведении различных сложных взаимосвязанных производственных процессов (строительство, монтаж и др.) Эти методы вполне применимы и для построения сетевых графиков ведения таких сложных ремонтов, какими являются капитальные ремонты блочных установок электростанций.

Переход на сетевые графики ремонта требует высокой культуры организации и проведения капитальных ремонтов. Составление сетевого графика начинается с разработки таблицы, в которой весь технологический процесс капитального ремонта по узлам агрегата представляется в виде перечня отдельных четко сформулированных будущих работ, каждая из которых является законченным технологическим этапом подготовки или ремонта турбоагрегата. Для каждой из этих работ должны быть определены трудовые затраты, необходимые исполнители, продолжительность выполнения, потребность в материалах, запасных частях, инструментах и т.д.

Кроме того, для установления технологической последовательности выполнения работ должно быть определено, что необходимо сделать до начала данной работы, какая работа будет выполняться после ее выполнения и какие работы могут выполняться параллельно с ней. Например, по работе «разболтать горизонтальный разъем ЦСД и проверить прилегание по разъему» устанавливается срок выполнения 2,5 дня девятью рабочими; работа производится после выполнения работы «снять ресиверы и трубопроводы, идущие к уплотнениям» и параллельно с работами по другим цилиндрам и масляной системе; по окончании первой работы производится работа «снять крышку ЦСД и определить тепловые зазоры по расточкам».

Разработка такой таблицы, примером которой является табл. 6.1. по главной турбине К-200-130, требует значительных затрат труда, времени и производится на основе имеющихся нормативных материалов, анализа хода проведения предыдущих ремонтов с использованием опыта мастеров и бригадиров.

Сетевой график (рис. 6.2.) строится без масштаба и размеров, в нем все включенные в таблицу работы (технологические процессы) указываются сплошными линиями со стрелками, идущими слева направо. Пунктирными линиями на графике изображаются зависимости, не требующие затрат времени и труда, но отражающие

правильную взаимосвязь работ между собой. Каждая работа должна начинаться после окончания работ, мешающих ее началу или без выполнения которых она не может быть начата. На графике каждая из линий (работ) начинается и заканчивается кружками, которые называются событиями и имеют порядковую нумерацию. Событие обозначает состояние, соответствующее окончанию предыдущих и одновременно возможности начала одной или нескольких последующих работ, которые не могут быть начаты до указанного события.

В отличие от работы событие не имеет продолжительности во времени. Каждый кружок (событие) делится на четыре сектора, в которых записываются: в верхнем — порядковый номер данного события (шифр), в нижнем — порядковый номер предшествующего события, в левом — ранняя дата начала работы, начинающейся после данного события, в правом — допустимая поздняя дата окончания работы, предшествующей данному событию, не ведущая к срыву срока ремонта (см. пример на рис. 6.2).

На основании этих данных каждая работа (стрелка) может быть обозначена двумя цифрами, одна из которых соответствует порядковому номеру события, обозначающего начало работы, а вторая — порядковому номеру события, обозначающего ее окончание. Например, когда рассматривается на графике стрелка, заключенная между кружками, имеющими в своих верхних секторах числа 116 и 117, это значит, что речь идет о «работе (116—117)». По данным табл. 6.1. под каждой стрелкой записывается содержание работы; в данном случае «Установить верхние обоймы ЦВД и сболтить». Кроме того, над стрелкой записывается количество дней, необходимых для выполнения работы (числитель дроби—0,5 дня), и количественный состав бригады (знаменатель дроби—6 чел.). Пунктирной стрелкой, заключенной между событиями 120 и 139, указывается, что, несмотря на окончание всех работ по ЦВД, ЦСД, ЦНД и масляной системе, прокачка масла (работа 139—179) может быть начата только после окончания всех работ, проходящих на путях, заканчивающихся событием 120.

Таким образом, построение графика осуществляется путем соединения стрелок, где каждая работа (стрелка) характеризуется двумя событиями (кружками) — предыдущим и последующим. Последовательность работ, характеризующихся непрерывной линией из стрелок и кружков, называется путем. Таких путей в сетевом графике может быть несколько, в зависимости от возможностей параллельного ведения работ по различным узлам агрегата. Для выполнения работ по каждому пути требуется различное время, поэтому по большинству путей создаются резервы времени, так как конечное событие, т.е. окончание всего комплекса работ (капитального ремонта) в запланированный срок не может быть обеспечено до тех пор, пока не будут выполнены все работы по всем путям.

Один из этих путей, который имеет наибольшую продолжительность составляющих его работ, называется критическим; этот путь определяет общую продолжительность проведения капитального ремонта, и опоздание в выполнении работ на этом пути приведет к задержке выполнения всего комплекса работ в срок. На сетевом графике этот путь обычно изображается утолщенной линией. Работы, находящиеся на критическом пути, не имеют запасов времени для своего выполнения и называются критическими; работы, находящиеся на других параллельных путях, являются не напряженными, так как имеют запас во времени и не влияют на конечный срок ремонта.

Если после составления сетевого графика будет выявлено, что продолжительность критического пути получается больше запланированной (нормативной) продолжительности капитального ремонта, критический путь подлежит корректировке во времени. Корректировка производится путем уменьшения сроков выполнения работ, находящихся на критическом пути; это достигается за счет увеличения числа рабочих, средств механизации, сменности работ, а также более детального разделения и параллельного выполнения части работ на критическом пути. Увеличение числа рабочих и материальных средств производится за счет людских, материальных ресурсов и сокращения резервов времени на наименее напряженных не критических путях.

После такого пересмотра производится новый анализ сетевого графика, так как критический путь может изменить свое направление и пройти через другие события; за критический принимается тот путь, продолжительность которого не превышает запланированной продолжительности капитального ремонта. При превышении приходится вновь искать средства для сокращения критического пути и так до тех пор, пока дальнейшие возможности сокращения критического пути будут исчерпаны. Сетевой график подлежит также корректировке в процессе ремонта в случаях изменения технологической последовательности работ, появления неучтенных работ, срывов сроков выполнения работ на критическом пути, отсутствия материалов, запасных частей и т.д.

В связи с тем что сетевой график капитального ремонта турбоагрегатов содержит не более 120—150 различных видов работ, обычно расчет критического пути, который определяет общую продолжительность проведения капитального ремонта, и выявление запасов времени по не критическим путям производится вручную, также производятся и любые пересчеты при конкретном проведении ремонта, связанные со срывом сроков выполнения работ на критических и не критических путях. При расчетах специальных процессов, имеющих значительно большее количество работ (от 250—300), определение критического пути, запасов времени и ресурсов по отдельным не критическим путям, установление ранних начал и допустимых поздних окончаний

являются настолько трудоемкими и продолжительными, что эти расчеты должны производиться на вычислительных машинах.

На сетевом графике ход выполнения ремонтных работ изображается извилистой контрольной линией, на концах которой записываются даты проверки. Эта линия пересекает стрелки и пути работы так, что слева остаются работы, выполненные полностью или частично; в последнем случае перерезаются соответствующие по времени части стрелок, изображающие эти работы.

Отражая технологическую последовательность и взаимосвязку всех ремонтных работ с

учетом подготовительных и завершающих операций, сетевой график при систематическом контроле хода выполнения работ не только на критическом, но и на путях, где имеются запасы времени, дает точную информацию о состоянии хода работ в любой момент контроля. Анализ этих данных позволяет быстро находить возникающие задержки и помехи в ходе ремонта и своевременно устранять трудности, грозящие срывом общего срока ремонта, без нарушения общей рациональной плановой технологии и при наиболее целесообразном использовании рабочей силы и материальных ресурсов.

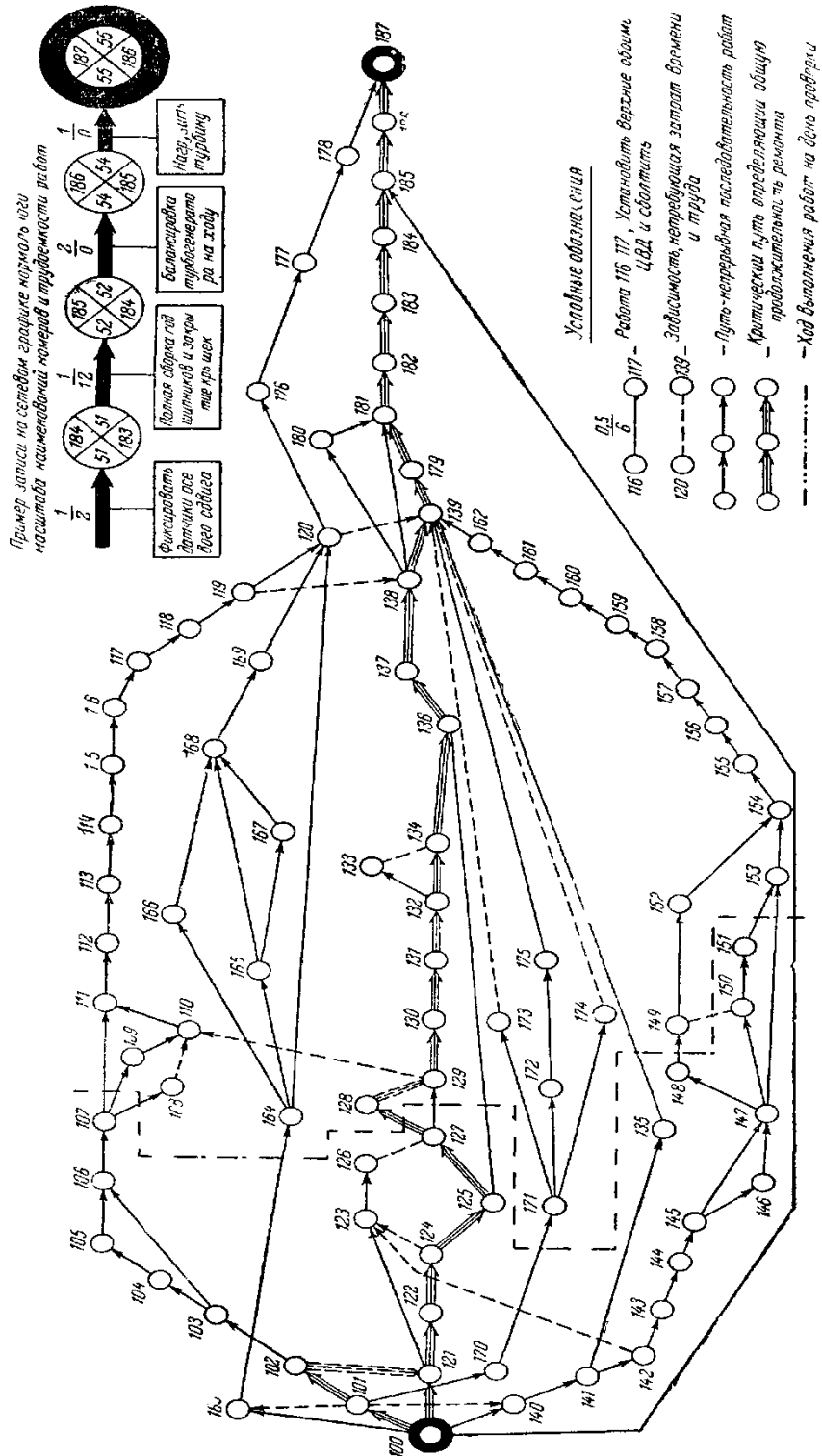


Рисунок 6.2. Примерный сетевой график капитального ремонта турбины К-200-130.

**Таблица 6.1.** Примерный перечень узлов и объектов работ для составления сетевого графика капитального ремонта турбины.

| № п/п. | Узлы и работы   | № работ | Трудоемкость работ |         |
|--------|---|---------|--------------------|---------|
|        |   |         | количество         |         |
|        |   |         | смен               | рабочих |
| ЦВД    |   |         |                    |         |
| 1      | Прокачать масло на остановленной турбине  | 100-101 | 1                  | 0       |
| 2      | Снять обшивку и изоляцию ЦВД и ЦСД  | 101-102 | 2                  | 4       |
| 3      | Период остывания ЦВД до 60° С   | 102-103 | 1                  | 0       |
| 4      | Разболтить разъем ЦВД   | 103-104 | 2,5                | 11      |
| 5      | Снять паспорт разъема ЦВД и определить тепловые зазоры по расточкам, разболтить обоймы диафрагм и снять верхние половины                              | 104-105 | 2                  | 8       |
| 6      | Снять паспорт проточной части и уплотнений ЦВД; замерить тепловые зазоры по разъему   | 105-106 | 1,5                | 4       |
| 7      | Разболтить и снять крышку переднего подшипника; разболтить вкладыш первого подшипника и замерить зазоры и прилегание колодок                          | 103-106 | 2                  | 5       |
| 8      | Проверить РВД по индикатору. Вынуть ротор и ревизовать. Ревизовать вкладыши № 1   | 106-107 | 1                  | 4       |
| 9      | Определить тепловые зазоры низа ЦВД, ревизовать верхние и нижние обоймы и диафрагмы, проверить их на прогиб   | 107-108 | 8                  | 6       |
| 10     | Ревизовать ЦВД и шабрить разъем на 0,5 мм   | 109-110 | 3                  | 18      |
| 11     | Установить в ЦВД нижние обоймы и диафрагмы и центровать по борштанге с последующей проточкой уплотнений   | 110-111 | 10                 | 9       |
| 12     | Перелопатить регулируемую ступень РВД   | 107-111 | 7                  | 3       |
| 13     | Уложить РВД и подогнать зазоры по концевым диафрагмам и масляным уплотнениям с установкой верхних половин   | 111-112 | 2,5                | 8       |
| 14     | Замерить зазоры проточной части и уплотнений, проверить тепловые зазоры ЦВД   | 112-113 | 2                  | 4       |
| 15     | Вынуть РВД и нижние обоймы и диафрагмы, проточить обоймы  | 113-114 | 4                  | 4       |
| 16     | Продуть ЦВД, обоймы и диафрагмы и установить в цилиндр окончательно   | 114-115 | 0,5                | 3       |
| 17     | Уложить РВД окончательно  | 115-116 | 0,5                | 4       |
| 18     | Установить верхние обоймы ЦВД и сболтить  | 116-117 | 0,5                | 6       |
| 19     | Установить крышку ЦВД и сболтить  | 118-119 | 3                  | 12      |
| 20     | Установить заглушки в корпус подшипника № 1   | 119-120 | 0,5                | 1       |
| ЦСД    |   |         |                    |         |
| 21     | Разболтить, снять ресивер и трубопроводы пара на уплотнения   | 100-121 | 3                  | 10      |
| 22     | Разболтить горизонтальный разъем ЦСД и проверить прилегание по разъему  | 121-122 | 2,5                | 9       |
| 23     | Проверить разбег роторов в упорном подшипнике. Снять крышку упорного подшипника, проверить бой муфт РСД и РВД   | 121-123 | 1,5                | 6       |
| 24     | Разболтить вкладыши подшипника № 2 и замерить зазоры. Разболтить муфту РВД-РСД  | 123-126 | 1                  | 9       |
| 25     | Снять крышку ЦСД, определить тепловые зазоры по расточкам   | 122-124 | 1                  | 9       |
| 26     | Разболтить обоймы диафрагм ЦСД и снять верхние половины, проверить центровку РВД и РСД  | 124-125 | 1                  | 5       |
| 27     | Снять паспорт проточной части ЦСД и уплотнений. Проверить РСД по уровню и индикатору  | 125-127 | 0,5                | 6       |
| 28     | Ревизовать верхние обоймы, диафрагмы и крепеж, замерить прогиб верхних половин диафрагм ЦСД   | 125-136 | 18                 | 8       |
| 29     | Вынуть РСД, ревизовать подшипник № 2, диафрагмы низа ЦСД, проверить прогиб нижних половин диафрагм, произвести виброобследование 20-й и 23-й ступеней | 127-128 | 10                 | 8       |
| 30     | Ревизовать ЦСД с определением тепловых зазоров по низу ЦСД  | 127-129 | 1,5                | 8       |
| 31     | Центровать РВД и РСД и райберовать отверстия  | 129-130 | 3                  | 8       |
| 32     | Вынуть РСД, шабрить горизонтальный разъем на 0,5 мм   | 130-131 | 7                  | 21      |

|                |  |         |     |    |
|----------------|--|---------|-----|----|
| 33             | Установить нижние половины обойм диафрагм и уплотнений, уложить и отцентровать диафрагмы по борштанге, подогнать тепловые зазоры по лапкам   | 131-132 | 7   | 18 |
| 34             | Подогнать с проточкой зазоры по уплотнениям ЦСД (концевые, диафрагменным и масляным)   | 132-133 | 1,5 | 15 |
| 35             | Проверить тепловые зазоры по обоймам и диафрагмам, проточить обоймы диафрагм и уплотнений ЦСД  | 132-134 | 3   | 6  |
| 36             | Вынуть обоймы и диафрагмы, очистить, продуть и установить в ЦСД, замерить зазоры проточной части   | 134-136 | 1   | 8  |
| 37             | Продуть, установить и сболтить обоймы ЦСД, установить крышку ЦСД   | 136-137 | 1   | 8  |
| 38             | Сболтить крышку ЦСД  | 137-138 | 2   | 8  |
| 39             | Проверить центровку РВД-РСД, сболтить муфту РВД-РСД и проверить бой. Произвести маятниковую проверку. Развернуть все подшипники для прокачки масла                                       | 138-139 | 3   | 8  |
| ЦНД            |  |         |     |    |
| 40             | Подготовить леса и снять ресиверы  | 100-140 | 2,5 | 8  |
| 41             | Разболтить разъемы ЦНД и частично крышки подшипников № 3, 4, 5, 6 и 7  | 140-141 | 2   | 30 |
| 42             | Отключить валоповорот, разболтить подшипники № 3, 4, 5, 6 и 7 и снять крышки   | 141-135 | 1   | 8  |
| 43             | Ревизовать валоповоротное устройство   | 135-139 | 7   | 2  |
| 44             | Проверить коленчатость полумуфт РНД-РГ и РНД-РСД в сболченном и разболченном состоянии   | 141-142 | 2   | 11 |
| 45             | Ревизовать подшипники № 3, 4, 5, 6 и 7 с проверкой прилегания колодок и баббитовой заливки   | 142-143 | 1   | 10 |
| 46             | Установить нижние вкладыши подшипников № 3, 4, 5, 6 и 7, проверить центровку РНД-РГ и РНД-РСД и исправить  | 143-144 | 1   | 9  |
| 47             | Проверить положение полумуфты РНД при заполненном и опорожненном конденсаторе, разболтить крышку ЦНД и снять с определением положения полумуфт после снятия крышки                       | 144-145 | 2   | 14 |
| 48             | Разболтить обоймы диафрагм ЦНД и снять верхние половины  | 145-146 | 1   | 5  |
| 49             | Снять паспорт проточной части ЦНД и проверить РНД по индикатору согласно формуляру   | 146-147 | 1   | 6  |
| 50             | Проверить полумуфты РНД и РСД на отсутствие ослабления крепежа компенсаторов   | 145-147 | 1   | 11 |
| 51             | Проверить центровку РНД по расточкам, вынуть РНД и ревизовать, виброобследовать лопатки 25-й и 29-й ступеней   | 148-149 | 5,5 | 5  |
| 52             | Подготовить балансировочный станок для балансировки РНД  | 152-154 | 6   | 9  |
| 53             | Вынуть нижние обоймы ЦНД и ревизовать, замерить прогибы нижних диафрагм.   | 147-150 | 6,5 | 6  |
| 54             | Ревизовать ЦНД, диафрагмы, концевые и масляные уплотнения (заменить усики маслоуплотнений)   | 151-153 | 5,5 | 11 |
| 55             | Ревизовать крышку ЦНД и верхние обоймы диафрагм, очистить и замерить прогиб верхних диафрагм   | 147-152 | 10  | 4  |
| 56             | Установить нижние обоймы и диафрагмы в ЦНД, центровать по борштанге и проточить, подогнать тепловые зазоры по лапкам   | 153-154 | 6   | 8  |
| 57             | Установить РНД и замерить зазоры проточной части   | 154-155 | 1   | 6  |
| 58             | Вынуть РНД и нижние обоймы с диафрагмами, продуть ЦНД, обоймы и диафрагмы, установить окончательно, уложить РНД окончательно   | 156-157 | 1   | 9  |
| 59             | Установить и сболтить обоймы диафрагм ЦНД, установить крышку ЦНД   | 158-159 | 1,5 | 6  |
| 60             | Сболтить разъем ЦНД, сболтить ресиверы   | 160-161 | 1,5 | 22 |
| 61             | Проверить центровку РНД-РГ и РНД-РСД и корректировать. Райберовать отверстия, сболтить полумуфты РНД-РГ и РНД-РСД. Проверить коленчатость, развернуть вкладыши подшипников № 4, 5, 6 и 7 | 162-139 | 2   | 7  |
| Регулирование. |  |         |     |    |
| 62             | Снять характеристики на оставленной турбине  | 100-163 | 1   | 2  |

|    |   |         |    |    |
|----|---|---------|----|----|
| 63 | Ревизовать сервомоторы стопорных и защитных клапанов  | 163-164 | 16 | 8  |
| 64 | Ревизовать сервомоторы регулирующих клапанов  | 164-166 | 3  | 8  |
| 65 | Ревизовать и установить стопорные и защитные клапаны, установить сервомоторы                                      | 166-168 | 16 | 4  |
| 66 | Разобрать маслопроводы в переднем стуле подшипника  | 164-165 | 1  | 4  |
| 67 | Снять и ревизовать органы системы регулирования в переднем стуле  | 165-167 | 7  | 4  |
| 68 | Собрать органы системы регулирования в переднем стуле и закрыть передний стул                                     | 167-168 | 5  | 3  |
| 69 | Заменить зубчатую муфту главного масляного насоса   | 165-168 | 3  | 2  |
| 70 | Заменить двигатель пускового масляного насоса   | 169-120 | 1  | 12 |
| 71 | Ревизовать регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД со всеми органами парораспределения и их собрать<br>Масляная система.   | 164-120 | 15 | 4  |
| 72 | Слить масло из маслосистемы   | 101-170 | 5  | 4  |
| 73 | Демонтировать трубопроводы маслосистемы   | 170-171 | 4  | 12 |
| 74 | Разобрать, очистить и собрать маслоохладители турбины   | 171-173 | 6  | 6  |
| 75 | Очистить и промыть масляный бак   | 171-174 | 6  | 6  |
| 76 | Очистить и ревизовать маслопроводы турбины  | 172-175 | 15 | 12 |
| 77 | Собрать масляную систему турбины<br>Вспомогательное оборудование  | 175-139 | 15 | 12 |
| 78 | Разобрать, отремонтировать и собрать конденсационные и регенеративные устройства турбоагрегата                    | 100-185 | -  | -  |
| 79 | Установить и сболтить ресиверы и трубопроводы отсосов и дренажей  | 180-181 | 2  | 8  |
| 80 | Прокачать масло   | 139-179 | 1  | 0  |
| 81 | Установить вкладыши в нормальное положение, определить зазоры и натяги по подшипникам                             | 179-181 | 2  | 8  |
| 82 | Проверить и корректировать датчики осевого сдвига   | 182-183 | 1  | 0  |
| 83 | Фиксировать датчики осевого сдвига  | 183-184 | 1  | 2  |
| 84 | Полностью собрать подшипники и закрыть крышки<br>Сборка, проверка, испытания, пуск турбины                        | 184-185 | 1  | 12 |
| 85 | Снять характеристики регулирования на стоящей турбине и корректировать работу регулирования                       | 176-177 | 2  | 5  |
| 86 | Произвести испытания защиты турбогенератора по программе. Пустить турбину и настроить бойки автомата безопасности | 177-178 | 1  | 4  |
| 87 | Отбалансировать турбоагрегат по коду  | 185-186 | 2  | 0  |
| 88 | Снять характеристики регулирования на работающей турбине.   | 178-187 | 3  | 5  |
| 89 | Произвести теплоизоляционные работы   | 138-181 | 5  | 0  |
| 90 | Непредвиденные работы   | 181-182 | 1  | 9  |
| 91 | Нагрузить турбину   | 186-187 | 1  | 0  |

### **6.3. ПРОВЕДЕНИЕ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ.**

К началу ремонта необходимо иметь в наличии проверенные измерительные, монтажные и такелажные инструменты и приспособления. Должны быть подготовлены формуляры для записи зазоров и 'положения деталей и такие вспомогательные приспособления для замеров, проверок и ремонта, как: скобы для подшипников и центровок по муфтам, борштанги, приспособления для вращения ротора на малых оборотах и для небольшого поднятия ротора (чтобы освободить нижний вкладыш подшипника), суппорты для проточек и пр. То же самое относится и к необходимости своевременного получения запасных частей и вспомогательных материалов; должны быть подготовлены: запас смазочного

масла для смены работающего, пустая тара для слива отработанного масла в случае его смены и необходимости чистки масляной системы, набивочные и прокладочные материалы, крепежные материалы (болты, шплинты, гайки, шурупы), притирочные и шлифовочные материалы, материалы для подшипников и лабиринтов (баббит, олово, бронза, медь и др.).

В подготовку к ремонту неотъемлемой частью входят также подготовка средств механизации работ, устройство лесов, подмостей и других приспособлений, облегчающих и ускоряющих производство работ, и осуществление тщательно продуманного и вполне безопасного освещения рабочих участков. Перед началом ремонта должны быть уточнены величины веса отдельных крупных частей турбоагрегата. Знание веса и габаритов дает возможность заранее наме-

тить на плане машинного цеха расположение отдельных частей разобранной турбины с учетом до пускаемых нагрузок на балки, колонны, перекрытия и площадки цеха и обеспечением планируемой последовательности работ при ремонте, надежности эксплуатации участков цеха, прилегающих к ремонтируемым объектам, и необходимых проходов во время ремонта. Пример планировки размещения на ремонтных площадках основных деталей показан на рис. 6.4. (для турбоагрегата К-200-130).

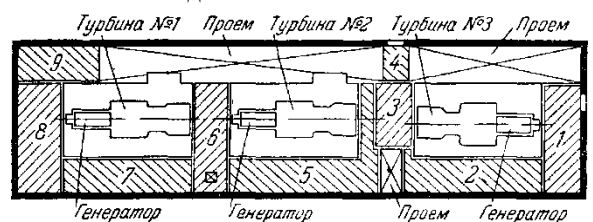
Знание веса отдельных частей турбины дает также возможность наметить до начала ремонта, как будут транспортироваться детали, на каких крюках крана, какими тросами, рымами, восьмерками, таями и пр. Вес снимаемых с турбины тяжелых частей обязательно должен распределяться при помощи длинных деревянных шпал на возможно большее число балок перекрытия, в противном случае железобетонные конструкции перекрытия могут обрушиться под действием больших весов, приходящихся на небольшую площадь. Для правильного распределения нагрузок от деталей на поверхность перекрытий (монтажных площадок) необходимо иметь план турбинного цеха с нанесенными на нем ремонтными площадками и допускаемыми на них нагрузками. На рис. 6.3 приведен план турбинного цеха с тремя турбоагрегатами по 50 МВт средних параметров пара, на котором показаны ремонтные площадки и даны допускаемые на них нагрузки.

Зная заранее, где какие детали будут расположены, можно избежать холостых пробегов крана и создать порядок, обеспечивающий расположение деталей одного и того же узла в одном месте. Такой порядок важен еще и потому, что позволяет избежать тесноты, потерь времени и рабочей силы на бесполезные перестановки деталей и узлов и хождения для подыскания места их укладки. Соблюдение этих условий устраняет потери и повреждения деталей и дает возможность заранее заготовить, проверить и правильно расположить ремонтные приспособления, козлы, конструкции для подъема роторов и крышек цилиндров, стеллажи, верстаки, настилы, подкладочные брусья и пр. Для мелких деталей: гаек, болтов, шурупов, шпилек, пружин и других надлежит заранее заготовить ящики и этажерки и расположить их недалеко от разбираемых узлов. На этажерках и ящиках следует сделать надписи, для каких деталей они предназначены.

Слесарям, во избежание излишних хождений в инструментальную должны быть выданы в переносных ящиках наборы ходовых инструментов — мелкие гаечные ключи, ручники, пилы, шаберы, зубила, отвертки, метры и пр. Все необходимые крупные инструменты — большие гаечные ключи, кувалды, выколотки, восьмерки, рымы, специальные приспособления и тросы — должны быть расположены в определенном порядке на этажерках с полками против разбираемой турбины; слесари, берущие эти инструменты, должны после использования уложить их на те же

этажерки и в том же порядке, в каком они были расположены первоначально.

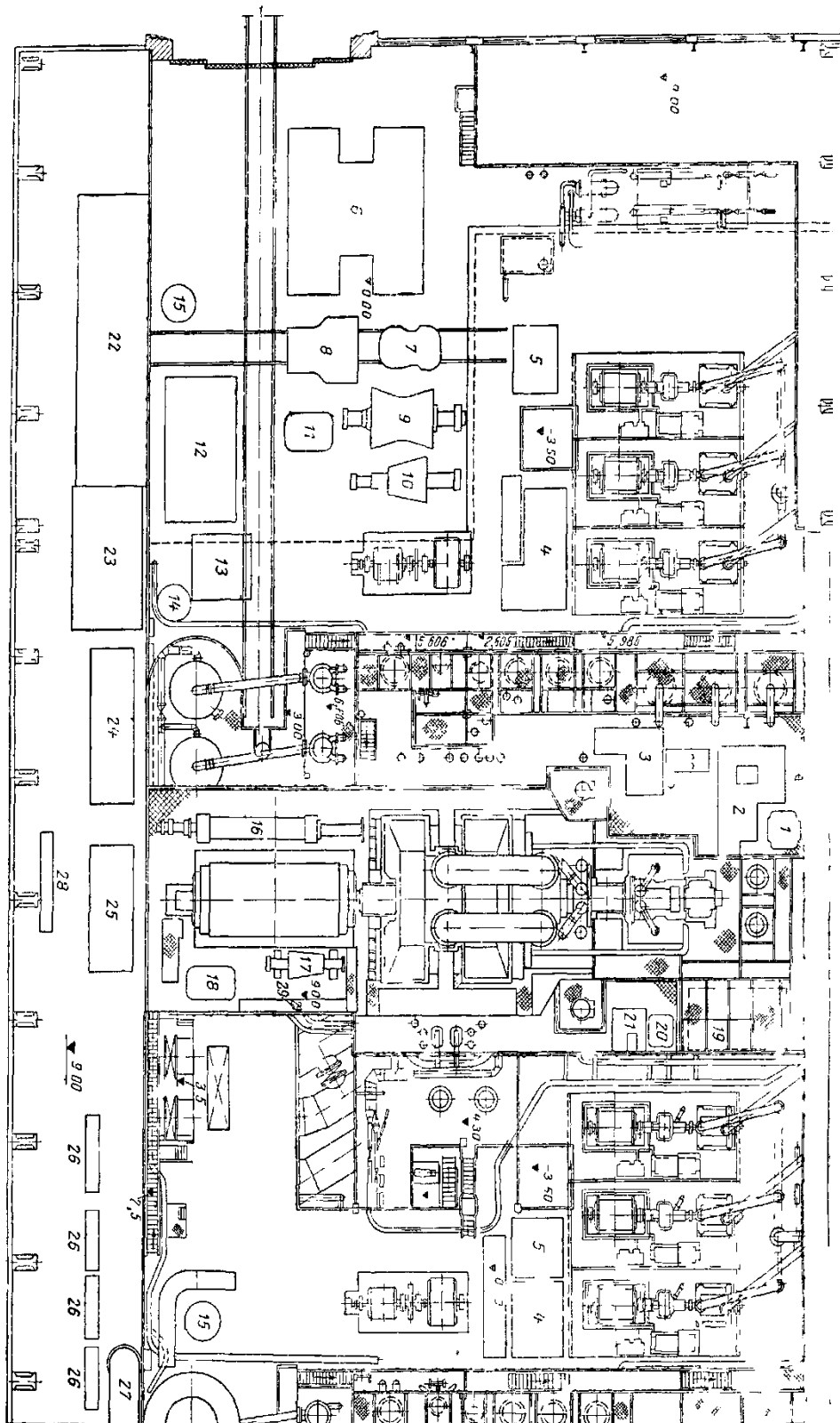
Для предохранения снимаемых деталей от забоин, а плиточных полов от порчи необходимо расположить в местах, намеченных для укладки деталей, дощатые стеллажи и козлы и положить соответствующие брезентовые полотнища и чистую мешковину для покрытия деталей и вскрытой турбины при ежедневном окончании работ. В нескольких местах вокруг турбины должны быть расположены ящики (с соответствующими надписями) для грязных промасленных тряпок и ремонтного мусора. Эти ящики при ежедневном окончании работ обязательно должны очищаться. Для очистки деталей заранее следует заготовить достаточное количество различных по размеру противней, масленок, проволочных щеток, скребков и пр. Вблизи от турбины должны быть поставлены один-два верстака с параллельными тисками на каждом.



**Рисунок 6.3.** Ремонтные площадки турбинного цеха. № 1, 2, 3, 4 допускают нагрузку 2, 4 т/м<sup>2</sup>; № 5, 6, 7, 8, 9 допускают 2, 0 т/м<sup>2</sup>, № 6 рассчитана для укладки ротора генератора весом 58 т, № 8 рассчитана на установку статора 85 т и установку груза 125 т для испытания мостового крана, № 9 рассчитана на подачу платформы 100 г.

Курение на ремонтных участках следует категорически запретить по условиям пожарной безопасности, а также во избежание засорения как рабочих мест, так и очищенных деталей и вскрытой турбины. На все время ремонта отводятся специальные места для курения, согласованные с пожарной охраной и обеспеченные урнами и сатураторами или кипяченой водой для питья. На всех участках работ следует вывесить предупредительные таблички с соответствующими надписями о курении, пожарной и технической безопасности, об основных правилах поведения рабочего на ремонте и пр. Чистоту на участках ремонта следует поддерживать самым тщательным образом.

За 1—2 дня до остановки агрегата на ремонт производится подготовка рабочих мест у этого агрегата. Согласно разработанной разбивке ремонтных площадок устанавливаются стеллажи, этажерки, верстаки, козлы, брусья, подъемные приспособления, ящики, противни, инструменты, урны для курения, переносные заградительные перегородки и пр. В местах, безопасных в пожарном отношении, заранее готовятся лестницы, леса, подмости, укрепляются тали, проводится необходимое низковольтное освещение, подводятся шланги с воздухом, паром и водой и завозятся необходимые детали.



**Рисунок 6.4.** Планировка размещения на ремонтных площадках основных деталей турбоагрегата К-200 130; 1 — крышка переднего блока, 2 — детали регулирования и клапанов, 3 — место для размещения диафрагм ЦВД, 4 — размещение деталей ПЭН, 5 — стелд для разборки ПЭН, 6 — крышка ЦНД; 7 — крышка ЦВД; 8 — крышка ЦСД; 9 — ротор НД, 10 — ротор СД // — крышка подшипников № 3 и 4, 12 — место установки баланси- ровочного станка, 13 — место для ремонта конденсатных насосов, 14 — стелд для опрессовки ПНД/5 — место для кожуха ПНД, 16 — ротор гене- ратора, 17 — ротор ВД, 18 — крышка подшипников № 5 и 6 с валопоротным устройством, 19 — место для крепежа, 20 — крышка подшипника № 2, 21 — место для крепежа; 22 — место для размещения подъемных приспособлений, 23 — место для размещения обшивки, 24 — место для размещения диафрагм ЦСД, 25 — место для производства переоблачивания роторов ВД и СД 26 — место для диафрагм ЦНД; 27 — ресивер, 28 верстак

29 — лобовые щиты генератора

## 6.4. РУКОВОДСТВО РЕМОНТОМ И ИНСТРУКТАЖ ПЕРСОНАЛА.

В связи с высокими требованиями, предъявляемыми к проведению ремонтных работ, большой и ответственной задачей, которая возлагается на руководителей ремонта, перед началом ремонта должны быть точно определены функции, права и обязанности каждого из руководителей (начальников, инженеров, мастеров, бригади-

ров), отвечающих за ремонт в целом или за ремонт на том или ином участке.

Руководители ремонта должны уделить большое внимание инструктажу ремонтного персонала. Инструктаж должен заключаться в детальном ознакомлении персонала с планом предстоящих работ, с задачами, методами и принятой организацией ремонта; необходимо объяснить персоналу значение участков работ, место и роль каждого в этой работе и особо подчеркнуть тре-



бования осторожности и аккуратности в работе, гарантирующие от порчи деталей, несчастных случаев и от попадания посторонних предметов и грязи внутрь турбины и вспомогательной оборудования.

Всему персоналу должно быть строго указано, что при ремонте следует пользоваться только соответствующими роду работ, надлежаще проверенными и заправленными инструментами (надежная насадка кувалд, ручников и выколотов, не обмятые головки зубил, пилы и шаберы с деревянными рукоятками, гаечные ключи строго по размерам гаек, тросы без оборванных проволок); категорически надлежит запретить пользоваться несоответствующими инструментами (отвертывание гаек посредством зубила и ручника, применение для ускорения работы пилы вместо шабера, шлифовка баббита подшипников наждачной шкуркой и пр.).

При инструктаже руководящий персонал должен уделять особое внимание значению мероприятий по технике безопасности и охране труда. Работа с переносным освещением 12—24 В, прочные лестницы с устранением их скольжения на гладком полу, прочные с ограждением леса и подмости со сплошным дощатым полом, плотное закрытие люков и проемов настилами, ограждения и предупредительные надписи, удаление тавота, масла и воды для предупреждения скольжения на гладком полу, применение в соответствующих случаях предохранительных очков и рукавиц, заземление при работе бормашинами и другими электроинструментами, проведение автогенных и электросварочных работ при полном выполнении соответствующих этим работам правил и т. д. — вот круг тех вопросов, в отношении которых персонал должен быть четко проинструктирован и выполнение которых должно непрерывно контролироваться руководством ремонта.

Особое внимание при инструктаже следует уделить мерам предосторожности против попадания в открытую турбину каких либо предметов и мусора, неуклонному проведению всех намеченных организационных мероприятий и поддержанию полной чистоты как на рабочих местах, так и самого персонала (целость и чистота спецодежды, периодическая ее стирка).

Во время ремонта ни в коем случае не допускается уход с работы без тщательного приведения рабочих мест в полный порядок, т.е. без соответствующей расстановки инструмента и деталей, без удаления с рабочих мест не нужных предметов, без накрытия брезентом и чистой мешковиной всех деталей и раскрытой турбины (это устраняет их загрязнение до момента возобновления работ). Снятие брезента и мешковины разрешается только той бригаде, которая работает на данном участке.

Объяснения по ходу ремонта должны даваться четко и конкретно, чтобы рабочий понимал, почему и для чего он делает так, а не иначе, потери времени, связанные с дачей и получе-

нием технических указаний и объяснений в процессе работы, должны сводиться к минимуму.

Большое внимание должно быть уделено контролю за качеством производимых работ и приемке отдельных законченных работ. Ни один объект ремонта не может быть закрыт и считаться оконченным без его осмотра мастером или инженером по ремонту. Наиболее ответственные работы, такие как подъем и опускание крышек и роторов турбины, центровка турбоагрегата, правка и балансировка роторов, исправление лопаточного аппарата, должны производиться под непосредственным руководством и контролем руководителя ремонта.

Твердое проведение указанных организационных мероприятий оказывает важное дисциплинирующее влияние на персонал. В условиях этих требований возможность проявления некультурности в работе сводится к минимуму и появление беспорядка предупреждается в самом зародыше. Это положительно сказывается на качестве и темпах ремонта, предупреждает несчастные случаи и «случайности», вроде попадания грязи, тряпок и по сторонних предметов в турбину, оставления недовернутых гаек на фланцах, не поставленных шплинтов и замков на болтах и пр.

Мастера и бригадиры должны организовать действенный контроль за принятой организацией работ, реагируя на любое нарушение правил порядка, чистоты и культурной работы слесарей.

Принятый порядок и план не должны подвергаться без особых на то причин переделкам и изменениям, в особенности по расстановке персонала на участках работ. Ничто так плохо не отражается на производительности труда, как частые переброски слесарей с одного участка на другой.

Таким образом, вопросы организации труда, помощь слесарям в их стремлении к повышению производительности труда и качества работы, надлежащий контроль, конкретное техническое руководство, приемка отдельных работ и поддержание принятого распорядка - вот круг основных требований и задач, стоящих перед руководителем ремонта, старшим мастером, мастерами участков и бригадами ремонтных бригад, от которых зависит высокое качество проведения всего объема ремонтных работ в минимальные сроки.

## **6.5. ПРОВЕРКА И КОНТРОЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДО ОСТАНОВКИ ТУРБИНЫ НА РЕМОНТ.**

Непосредственно перед остановкой на ремонт необходимо подвергнуть турбоагрегат тщательному всестороннему обследованию. Это обследование имеет целью выявить новые и уточнить уже известные дефекты, ориентировочно установить причины их возникновения, дополнительно записать их в ведомость объема работ и тем самым получить данные для уточнения плана ремонта.

Всестороннее техническое обследование и проверка — ответственное дело, требующее хороших знаний конструкции агрегата, взаимной связи отдельных частей и их работы. Подобное обследование турбоагрегата должно проводиться начальником цеха и руководителем ремонта вместе с ремонтными и сменными мастерами.

Внешний осмотр должен выявить главным образом наружные видимые дефекты, как пропуски пара, воды и масла фланцами, сальниками и арматурой, ненормальный нагрев подшипников и пр. Места дефектов необходимо отметить мелом и точно записать, чтобы при ремонте не оставить их не устраненными.

Персоналу, имеющему навык и знающему турбину, очень много дают внешние признаки однако этого не всегда бывает достаточно, так как один и тот же внешний признак может говорить о различных дефектах. Поэтому, наряду с внешним осмотром, являющимся важной составной частью обследования, необходимо провести еще контрольные проверки, испытания и лабораторные анализы, в результате которых будут получены достаточные данные для сравнения работы турбины после ремонта с ее работой до ремонта. Большую помощь в этих проверках оказывают различные контрольные приборы и приспособления, к числу которых следует отнести стетоскоп, виброграф или виброметр, контрольные скобы, штифты и датчики для замеров тепловых расширений турбины и т.д.

Отбор пробы масла для анализа в хим. лаборатории обязателен для установления пригодности масла к дальнейшей работе, необходимости его регенерации, центрифугирования, фильтрация, промывки и пр. Анализ пробы конденсата в хим. лаборатории должен установить степень водяной плотности конденсаторов.

Снятие кривой падения вакуума под нагрузкой или на холостом ходу должно производиться для получения характеристики воздушной плотности вакуумной системы.

Анализ замеров теплового расширения турбины при нормальных параметрах и полной нагрузке и таких же замеров при установившемся холодном тепловом состоянии после останова турбины на ремонт и сравнение этих данных с данными, периодически снимаемыми в процессе эксплуатации, позволяют судить о ненормальностях, имеющих в тепловых расширениях агрегата, и наметить мероприятия по их устранению во время ремонта.

Одновременно с этими замерами необходимо проверить подвижность шайб, подложенных под болты, имеющие дистанционные втулки, зазоры между головками болтов и шайбами и зазоры в направляющих шпонках (см. § 7.9). Отсутствие этих зазоров может вызывать вибрацию и появление напряжений в корпусе турбины вследствие препятствий тепловым расширениям. Особенно большое значение имеет проверка вибрации подшипников и фундамента турбоагрегата при различных нагрузках.

Все указанные проверки и показатели эксплуатации турбоагрегата перед ремонтом (давления и температуры пара, масла, конденсата и охлаждающей воды по различным точкам агрегата) должны найти отражение в «Ведомости эксплуатационных показателей до и после капитального ремонта турбоагрегата», являющейся важной составной частью отчетной документации по ремонту.

Для проверки правильности работы системы регулирования и получения необходимых данных для устранения неполадок в ее работе непосредственно перед выводом в ремонт должны быть сняты статические характеристики регулирования.

После выключения из сети и получения разрешения на остановку турбины необходимо произвести испытание предохранительных выключателей и опробовать действие приборов защиты. Перед проверкой действия предохранительных выключателей путем повышения числа оборотов необходимо сначала убедиться в том, что после выбивания предохранительных выключателей вручную клапаны автоматического затвора (стопорные, пусковые клапаны), сервомоторы защитных клапанов ЦСД, регулирующие клапаны и поворотная диафрагма (у турбины с регулируемым отбором пара) закрывают доступ пара в турбину. При исправном действии клапанов следует вновь зарядить предохранительные выключатели и произвести испытание их действия подъемом оборотов на 10% выше номинального числа оборотов.

После закрытия предохранительными выключателями доступа пара в турбину при постоянном вакууме в конденсаторе (при нормальной работе конденсационной установки и подаче пара на лабиринтовые уплотнения) и до момента останова турбины производятся записи падения числа оборотов по проверенному ручному тахометру в зависимости от времени, отмечаемому по секундомеру; обычно число оборотов при этом записывается через каждые 1—2 мин. По этим данным строится кривая выбега, дающая зависимость скорости снижения числа оборотов турбины от времени; при отклонении длительности выбега от нормальной (сопоставляется с данными кривых выбега, снятых ранее) должны быть приняты меры к выяснению и устранению причин такого отклонения; при прочих равных условиях увеличение времени выбега указывает на неплотность клапанов, уменьшение — на изменение механического состояния турбины.

Равномерность перепадов температур масла между выходом и входом масла на каждом подшипнике в отдельности показывает правильность распределения подачи масла между подшипниками. В случае неравномерности нагрева масла по подшипникам соответствующая регулировка (перераспределение) производится после останова турбины и выключения масляного электронасоса изменением проходных сечений напорных маслопроводов, имеющимися на них редукторами (§ 20.3). При отсутствии редукторов

изменение сечений достигается путем подбора диафрагм с соответствующими диаметрами проходных отверстий, зависящими от размеров вкладышей и длины маслопроводов.

После проведения регулировки и пуска турбины в эксплуатацию обязательно тщательное наблюдение за температурами масла по подшипникам для установления по нагревам правильности проведенной регулировки.

## **6.6. ПОДГОТОВКА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНЫ К РЕМОНТУ.**

Перед началом ремонта паровые, водяные и прочие трубопроводы ремонтируемого агрегата должны быть отключены от смежных, остающихся в эксплуатации участков трубопроводов цеха. Отключение производится задвижками и вентилями с обязательным запираем их на цепь или пломбированием. Обеспаривание отключенных трубопроводов и контроль за отсутствием пропусков пара закрытыми вентилями и задвижками производится путем открытия воздушников (при наличии).

В необходимых случаях следует ставить заглушки с ярко окрашенными хвостовиками, выступающими за габариты, фланцев, и вывешивать на них соответствующие плакаты. Толщина и материал заглушки определяются расчетом на прочность, с учетом параметров рабочей среды.

Для обеспечения правильности производимых операций открытие—закрытие вентилей, задвижек, установка заглушек и открытие дренажных и продувочных линий должны производиться сменным мастером и проверяться ремонтным мастером, этими же лицами должен быть составлен акт по произведенному отключению трубопроводов или сделана четкая запись в журнале сменных мастеров цеха.

На всех пусковых устройствах электродвигателей вспомогательных механизмов ремонтируемого турбоагрегата персонал электроцеха после снятия напряжения должен вывесить плакаты «не включать»; кроме того, должна быть снята электропроводка, которая может помешать или оказаться испорченной при ремонте (например, электропроводка со щита к моторчику регулятора, электропроводка к мотору валоповоротного устройства и т. д.). Со всех участков, подлежащих ремонту, должны быть сняты контрольно-измерительные приборы, все мешающие трубки и электропровода измерительных приборов.

Во избежание деформирования и появления трещин в деталях турбины, работающих в условиях высоких температур (цилиндры, роторы, диафрагмы, лабиринты), вскрытие цилиндров должно производиться только после охлаждения их до температуры порядка 75—80° С. Ускорение охлаждения путем создания сквозняков или обдувки воздухом допускать не следует вследствие неравномерного охлаждения, ведущего к указанным выше последствиям.

При тщательном и продуманном во всех деталях подходе наиболее эффективным способом ускорения охлаждения турбины может быть использование увлажнителя, применяющегося для промывки лопаток турбины на ходу под нагрузкой. При наличии увлажнителя перед остановкой турбины на ремонт следует провести ее промывку, которая в данном случае способствует быстрейшему охлаждению турбины. В отличие от промывки проточной части турбины, производимой во время эксплуатации, при промывке перед ремонтом после снижения температуры пара, когда анализ конденсата показывает, что турбина полностью промыта, одновременно с прекращением подачи пара на турбину для ее остановки прекращается и подача охлаждающей воды к промывочному устройству. Такой способ остановки турбины приводит к интенсивному охлаждению цилиндров и роторов и к сокращению времени, необходимого для остывания цилиндров перед их разборкой. Это в свою очередь ведет к облегчению отвертывания гаек, крепящих горизонтальные разъемы цилиндров, так как фланцы охлаждаются несколько быстрее, чем шпильки и затяг гаек уменьшается.

## **6.7. РАЗБОРКА, РЕМОНТ И СБОРКА ТУРБОУСТАНОВКИ.**

Не дожидаясь полного остывания цилиндра высокого давления после остановки турбины, можно приступить к ремонтным работам по конденсационному и регенеративному устройствам турбоустановки, включающим конденсатор, конденсатные, циркуляционные, питательные и другие насосы, водоструйные аппараты и эжекторы, подогреватели, испарители, деаэраторы, трубопроводы, арматуру, дренажные устройства и пр. Одновременно с этими работами можно приступить к разборке кожухов, каркасов и внешней металлической облицовки цилиндров турбины, к снятию всех измерительных приборов, установленных на турбине, и пр.

К разборке масляной системы и всех устройств и узлов, связанных с ней, можно приступить только после остановки валоповоротного устройства, которое работает после остановки турбоагрегата, в связи с необходимостью равномерного и ускоренного охлаждения роторов агрегата.

Например, к ремонту турбоагрегата К-150-130 ХТГЗ можно приступить только через 2—3 суток, так как по инструкции завода необходимо прокачивать масло и вращать роторы валоповоротным устройством до тех пор, пока температура цилиндра высокого давления в районе регулировочной ступени не понизится до 160° С.

После остановки валоповоротного устройства и масляного насоса можно приступить к работам по спуску масла из масляного бака и маслоохладителей и к разборке системы регулирования, главных и вспомогательных масляных насосов, крышек и верхних вкладышей опорных и упорных подшипников, механизма

валоповоротного устройства, соединительных муфт роторов, маслоохладителей и т.п.

Таким образом, после остановки турбины и проведения указанных выше подготовительных работ фронт возможных работ очень широк и требование достаточного охлаждения цилиндров до их вскрытия не должно вызывать особого удлинения срока ремонта турбо агрегата; речь идет, главным образом, об остывании цилиндра высокого давления, так как цилиндр низкого давления вследствие его более низкой температуры может быть вскрыт значительно раньше.

Ремонт турбоагрегата, рассматриваемый по отдельным узлам и деталям во второй части книги, должен быть полным и тщательным. Все детали должны быть осмотрены и проверены, даже если они работали бесперебойно. Детали, имеющие предельные размеры, при которых они уже не пригодны к дальнейшей эксплуатации, подлежат замене новыми. Детали, имеющие допустимый износ, изменение которого при дальнейшей эксплуатации до следующего ремонта не превышает предельного, могут быть оставлены после соответствующего ремонта.

Перед выемкой роторов необходимо произвести замеры зазоров проточной части и прогиба валов. Эти измерения, если их сравнить с записями предыдущего ремонта, могут указать, не произошло ли серьезных изменений в роторе, статоре или их установке.

При сборке также должны быть обязательно замерены зазоры, положения валов, цилиндров и пр. Эти замеры являются документальными данными о состоянии машины после ремонта. Наличие таких данных дает возможность объяснить многие явления, происходящие в эксплуатации турбины между двумя ремонтами, и принять необходимые решения и меры на дальнейшее время.

Такие же проверки, как на самой турбине, должны проводиться и по всем вспомогательным механизмам и устройствам, особенно это относится к тем устройствам, остановка на ремонт и чистка которых требует вывода из эксплуатации всей турбоустановки или снижает надежность ее работы.

Требования производства детальных замеров и проверок состояния и положения деталей по всей турбине особенно понятны, если учесть, что турбина должна работать бесперебойно до 2—3 лет, а если возможно по условиям надежности и экономичности, то и больше, с минимальным числом остановок на текущие ремонты.

## **6.8. ПУСК ТУРБОУСТАНОВКИ ПОСЛЕ РЕМОНТА.**

По мере окончания ремонта и сборки отдельных механизмов и аппаратов турбоустановки, например, насосов, конденсаторов, маслоохладителей и других, производится их опробование на ходу, под давлением и т.д. Опробование производится обязательно по разрешению и в присутствии начальника цеха; результаты опро-

бования должны быть зафиксированы в соответствующих актах.

После окончания работ по ремонту турбоагрегата в целом производится подготовка к его опробованию на ходу. Эта подготовка заключается не только в освобождении всех участков вокруг оборудования от деталей, приспособлений, деревянных конструкций, инструментов, лесов, подмостей, но и в полном восстановлении термоизоляции, что является трудоемкой операцией, особенно по цилиндру, паропроводам и арматуре высокого давления; на термоизоляцию цилиндра высокого давления мощной турбины на сверхвысокие параметры пара обычно затрачивается 2—3 суток после окончания всех работ по сборке цилиндра.

Тщательный наружный осмотр всего агрегата должен дать твердую уверенность, что ничего на агрегатах и в трубопроводах не забыто, все надлежаще поставлено, закреплено и заизолировано, масло залито, арматура на месте, заглушки вынуты, леса и горючие материалы убраны, везде все вымыто, вычищено и действительно готово к пуску.

Пробный пуск турбоагрегата должен производиться в присутствии приемочной комиссии, состоящей из главного инженера станции, инженера технического отдела, начальника цеха и представителей эксплуатации и ремонта.

При этой приемке на неподвижной турбине: 1) проверяются зазоры, установленные по указателям тепловых расширений цилиндров и корпусов подшипников; 2) прокачивается масло через масляную систему с очисткой его на временно поставленных фильтрах с мелким сечением ячеек, которые меняются несколько раз и вынимаются после тщательной очистки масла; 3) наблюдается достаточность слива масла из всех подшипников по смотровым окнам на сливных маслопроводах; 4) проверяется исправное действие (отсутствие заеданий и т.д.) клапанов автоматического затвора, сервомоторов защитных клапанов, регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и поворотной диафрагмы (у турбин с регулируемым отбором пара) путем их полного открытия и закрытия. После включения валоповоротного устройства турбина тщательно прослушивается для установления отсутствия задеваний между вращающимися и неподвижными ее частями; далее производится пробный пуск турбоагрегата с проверкой работы отдельных механизмов и аппаратов.

При работе на холостом ходу проверяются: нагрев и вибрации подшипников, тепловые расширения цилиндров и корпусов подшипников, правильность действия всех предохранительных и регулирующих устройств и снимаются необходимые показания приборов и характеристики (статическая характеристика регулирования и др.). Проверка плотности закрытия клапанов автоматического затвора (стопорных клапанов свежего пара), защитных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД производится при холостом ходе, нормальных параметрах свежего пара и нормальном вакууме. На турбине К-1200-130 ЛМЗ считаются

достаточно плотными: а) клапаны автоматического затвора, если при их закрытии и оставлении открытыми регулирующих клапанов и байпасов главных задвижек турбины число оборотов холостого хода с 3000 снизится в течение 10 мин не более чем на 1 500 оборотов; б) регулирующие клапаны ЦВД, если при их закрытии и оставлении открытыми клапанов автоматического затвора, регулирующих и защитных клапанов ЦСД и байпасов главных задвижек время выбега турбины будет таким же или немногим больше, чем было при полностью закрытых клапанах и задвижках и тех же параметрах пара и вакууме.

При холостом ходе также производится проверка водяной, воздушной и паровой плотности аппаратов и арматуры и берутся пробы масла и конденсата на химический анализ. Последней стадией проверки является проверка работы всего агрегата в целом под нагрузкой.

В процессе пробной эксплуатации турбоагрегата под нагрузкой особо тщательный контроль необходимо установить за температурными расширениями цилиндров, за вибрацией подшипников и нагревом в них масла, за работой регулирования, за отсутствием при прослушивании звуков задевания в цилиндрах и за отсутствием попадания воды в масло. Наличие какого-либо из указанных дефектов быстро выявится в процессе даже непродолжительной эксплуатации под нагрузкой, так как турбоагрегат уже через 1—3 суток после пуска достигает своего нормального температурного режима.

При обнаружении какого-либо дефекта, поскольку агрегат находится в пробной эксплуатации, он должен быть остановлен для выявления причины и устранения дефекта. Обычно, если после пуска турбоустановки в пробную эксплуатацию в течение 24 ч непрерывной работы при различных режимах нагрузки никаких дефектов в работе турбины и вспомогательных устройств не наблюдается, турбоустановка считается принятой в нормальную эксплуатацию.

## **6.9. ДОКУМЕНТАЦИЯ ПО РЕМОНТУ.**

Результаты проверки зазоров, положения деталей, центровки и состояния отдельных деталей и всего турбоагрегата должны точно фиксироваться в заранее разработанных и заготовленных формулярах, актах и отчетах по ремонту. В формулярах должны найти отражение все данные о зазорах, проверках и центровках, найденных при остановке агрегата на ремонт, и те же данные при сборке и выпуске агрегата из ремонта. Все обнаруженные в процессе ремонта крупные дефекты, например, дефекты с облопачиванием и мероприятия по их устранению, а также реконструктивные работы, в частности, касающиеся переделки схем трубопроводов или проведенные рационализаторские и модернизационные работы, направленные на повышение надежности и экономичности работы агрегата, должны быть записаны в паспорт данного агрегата, а в схемы и чертежи установки внесены соответствующие изме-

нения. Наиболее ответственные операции по ремонту, например, правка вала, испытания лопаток на вибрацию, фиксируются отдельными актами; отдельными документами оформляются также примененные при ремонте рационализаторские мероприятия с указанием их эффекта.

По окончании капитального ремонта составляется акт приемки турбоагрегата из ремонта (см. приложение). В этом акте и в ведомости объема работ необходимо зафиксировать весь объем произведенных работ с указанием обнаруженных дефектов, их причин и методов устранения, замены негодных частей новыми, а также дефектов, обнаруженных при пробном пуске и пробной эксплуатации с указанием сроков для их устранения. В акте и в ведомости эксплуатационных показателей должны найти отражение результаты различных проверок и испытаний, производимых в процессе ремонта и приемки турбоагрегата из ремонта, дается общая оценка результатов и качества ремонта и устанавливается контрольная дата, с которой агрегат считается принятым в нормальную эксплуатацию.

В акте приемки должно быть также отмечено, сколько часов агрегат простоял в ремонте, сколько человек было занято при этом, какое количество человеко-часов затрачено на проведение всего объема работ, а также приложена справка о стоимости ремонтных работ, о количестве и стоимости израсходованных материалов и запасных частей. Приемочная комиссия должна зафиксировать состояние и качество всех отчетных материалов по ремонту и сделать указания, какие изменения надлежит внести в эксплуатационные инструкции в связи с выполнением работ по рационализации и реконструкции.

После оформления всех отчетных документов, формуляров и чертежей с них снимаются копии в двух экземплярах. Эти материалы в виде приложений к актам приемки из ремонта по каждой турбоустановке (ведомость объема работ, график ремонта, формуляры по промерам зазоров и установленных размеров, чертежи измененных во время ремонта деталей, ведомость эксплуатационных показателей, акты на наиболее ответственные и специальные работы, выполненные при ремонте, протоколы испытаний и исследований, сертификаты металлов на вновь установленные детали, данные испытания образцов сварки, схемы и чертежи реконструктивных работ, выполненных во время ремонта и др.) подшиваются в одну папку. Оригинал всех материалов прилагается к паспорту данной турбинной установки, где хранятся и материалы по ремонтам прошлых лет.

Акт приемки турбоагрегата из ремонта утверждается директором электростанции. Оценка качества ремонта, данная приемочной комиссией, служит основанием для определения величины премиальных надбавок, обычно принятых в системе оплаты труда ремонтного и руководящего состава, занятого на ремонте.

# **Часть вторая: РЕМОНТ ОТДЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ ГЛАВНОЙ ТУРБИНЫ**

## **7. ЦИЛИНДРЫ ТУРБИН.**

### **7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЦИЛИНДРОВ.**

Все цилиндры турбин в зависимости от параметров свежего пара делятся на цилиндры сверхвысокого и высокого давления, цилиндры среднего давления и цилиндры низкого давления. Цилиндры представляют собой весьма ответственные и сложные части турбины с меняющимися по длине поперечными сечениями.

Конструкции цилиндров определяются их назначением, начальными параметрами пара, размерами проточной части, наличием промежуточных перегревов и отборов пара, возможностями технологического изготовления и т.п.

На всех режимах эксплуатации цилиндры турбины должны обеспечивать правильность положения сопловых аппаратов, обойм, диафрагм, уплотнений, паровпускных клапанов и других деталей и узлов, непосредственно связанных с цилиндрами. Вместе с тем пароподводящие и пароотводящие трубы, непосредственно присоединенные к цилиндрам, не должны передавать на них свои тепловые деформации, которые могут приводить к недопустимым напряжениям, короблениям и смещениям цилиндров.

Соединения цилиндров турбины с фундаментными рамами и корпусами подшипников должны обеспечивать центровку турбины во всех направлениях при всех температурных расширениях, вызываемых в эксплуатации изменениями режима работы (пуск, остановка турбины, изменения нагрузки).

Сложность выполнения этих требований определяется тем, что в части высокого давления цилиндры находятся под действием пара давлением до 240 ат и температурой до 580° С и работают с большими температурными перепадами между передней и задней частями цилиндра, достигающими до 540° С (ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ).

Цилиндры высокого и сверхвысокого давления, в связи с указанными параметрами, имеют сравнительно небольшие габаритные размеры и изготавливаются в большей части из легированных жаропрочных сталей. Отливки для цилиндров, работающих с температурами пара до 500-920° С, изготавливаются из хромомолибденовых сталей марок 15ХМЛ и 20ХМЛ, для внешних цилиндров высокого давления турбин К-300-240 ЛМЗ и ХТГЗ применяют отливки из хромомолибденованадиевых сталей (соответственно 15Х1М1ФЛ и 20ХМФЛ).

В части низкого давления цилиндры находятся под вакуумом (0,03 ат) и для ЦНД турбин мощностью не свыше 25 тыс кВт и температур пара до 250° С применяется чугунное литье (модифицированный чугун), а для ЦНД более мощ-

ных турбин — сварные конструкции из листовой стали, имеющие большие габариты (размеры нижней части ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ— 9840\*9000\*2900 мм).

Для удобства сборки и разборки турбины и для обеспечения возможности замеров осевых (аксиальных) и радиальных зазоров между подвижными и неподвижными частями турбины цилиндры имеют горизонтальные фланцы разъемов, соединяемые между собой болтами и шпильками; в некоторых конструкциях имеются и вертикальные фланцы разъемов.

Цилиндры высоких и сверхвысоких параметров пара имеют толстые стенки и массивные фланцы горизонтального разъема, с крепежом больших диаметров, это вызывает значительные трудности не только в связи с необходимостью горячей затяжки болтов и шпилек для обеспечения плотности горизонтальных разъемов. При резких изменениях режимов работы, при пусках и остановках турбины фланцы и шпильки разъема, а также стенки верхней и нижней частей цилиндра нагреваются по-разному. Превышение допустимой разницы температур между верхом и низом ЦВД и ЦСД (обычно не выше 50° С) и между фланцами и шпильками (не выше 20° С) приводит к пропариванию в горизонтальных разъемах в связи с короблением цилиндра и к заеданиям из-за изменения радиальных зазоров в проточной части цилиндра.

Для уменьшения перепада давления, происходящего на стенки ЦВД, уменьшения толщины и более быстрого обогрева стенок цилиндра при работе на сверхвысоких параметрах, а также для уменьшения толщины и облегчения условий работы фланцевых соединений применяются двустенные цилиндры сверхвысокого и высокого давления.

Указанные конструктивные особенности и условия эксплуатации предъявляют к состоянию цилиндров турбин высокие требования; в периоды капитальных ремонтов их осмотр, выявление и устранение дефектов требуют самого внимательного отношения.

### **7.2. ВСКРЫТИЕ ЦИЛИНДРОВ.**

После полной остановки турбины на ремонт и перед вскрытием цилиндров в первую очередь снимаются контрольно-измерительные приборы, установленные непосредственно на турбине, разбираются трубопроводы и электропроводка измерительных приборов, а также трубопроводы, узлы регулирования и другие детали, мешающие демонтажу внешней металлической облицовки и подъему крышек цилиндров турбины.

Для предохранения от попадания посторонних предметов по мере разборки все отверстия в цилиндрах, корпусах лабиринтовых уплотнений

и в разобранных трубопроводах должны быть закрыты деревянными крышками и пробками.

Разборка кожухов, облицовки и ее каркасов должна производиться в определенном порядке с нанесением надписей на внутренних поверхностях яркой несгораемой масляной краской, такие надписи, как «лист 1 ЦВД левая сторона», «лист 5 ЦНД правая сторона», «каркас ЦВД» и другие значительно облегчают последующую сборку. С каркасов следует снимать не все облицовочные листы, а только те, которые мешают разборке креплений каркасов к фундаментам и цилиндрам.

Перед снятием каркаса тросами, зачalenными на малом крюке крана, необходимо убедиться, что все болты и винты крепления каркаса к цилиндру и фундаменту действительно развернуты, сняты и ничто не мешает подъему каркаса. При подъеме каркас должен быть выверен против перекашивания.

Перед началом развертывания болтов соединительных фланцев для снятия верхних перепускных (ресиверных) труб между цилиндрами необходимо с помощью стропов, рымов и восьмерок подвешивать эти трубы без натяга стропов к малому крюку крана.

После снятия кожухов, каркасов и ресиверов, если цилиндры достаточно остыли, можно снять изоляцию с горизонтальных фланцев разъема цилиндров. Подлежит снятию та изоляция, которая мешает отвертыванию болтов фланцевого разъема, осмотру фланцев трубопроводов, присоединенных к цилиндру и подъему крышки цилиндра; остальная изоляция, если она не требует ремонта, оставляется на месте нетронутой.

До развертывания болтов и шпилек фланцевого разъема цилиндра должны быть отвернуты все мелкие болтовые соединения (крепление уплотнительных коробок и др.), которые могут воспрепятствовать подъему крышек цилиндров. После этих работ приступают к вскрытию цилиндров, в первую очередь цилиндра низкого давления.

Для вскрытия вначале вынимаются контрольные шпильки (рис. 7.1, а), или установочные призонные болты, и только после этого отвертываются все гайки шпилек и болтов, закрепляющих фланцы горизонтального разъема цилиндра. Пренебрежение этим может привести к тому, что покоробленная крышка настолько заклинит призонные болты, что на их выемку придется затратить значительные усилия и время.

Если крепление шпилек разъемов цилиндров турбины производилось после предварительного нагрева с помощью болтонагревателей, то при отвертывании должен также применяться предварительный нагрев (§ 7.8). В этом случае применение заливки резьбы гаек, болтов и шпилек керосином, как это делается с крепежом цилиндра низкого давления, не рекомендуется, так как может привести к отрицательным результатам (задирам резьбы). Перед нагревом осевые отверстия в болтах, шпильках и гайках должны быть очищены и продукты сжатым воздухом.

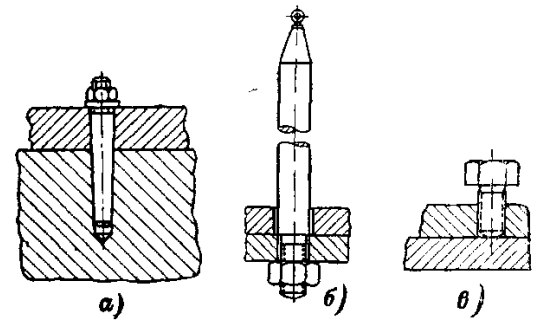


Рисунок 7.1. Контрольная шпилька (а), направляющая колонка (б) и болт для отжатия крышки (в).

После нагрева с помощью нагревателя в течение 20—30 мин до образования зазора между торцом гайки и плоскостью подрезки не менее 0,05 мм, отвертывание производится усилием рабочих на ключе рычагом длиной 1,0—11,5 м; отвертывание гайки ударами кувалды по рукоятке ключа допускать не следует.

В процессе нагрева шпильки (минут за 5 до полного нагрева) производится пробное отвертывание гайки; после того как гайка тронулась, следует снять нагреватель и полностью отвернуть гайку. Если гайка не трогается, нужно продолжать нагрев, пробуя через каждые 2—3 мин. отвинчивать гайку.

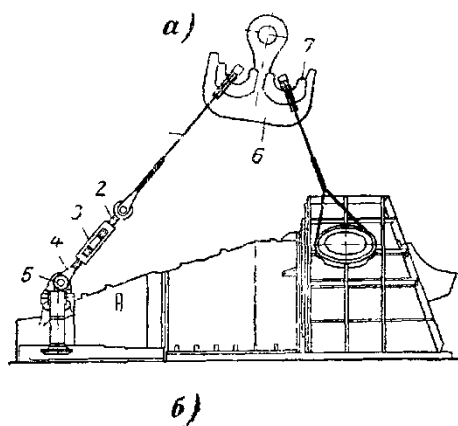
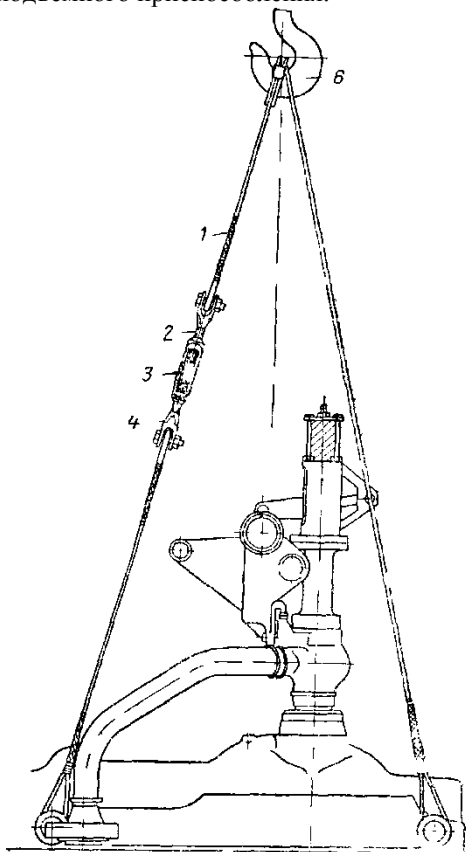
При заедании гайки после небольшого отвертывания необходимо дать гайке и шпильке полностью остыть, после чего вновь пробовать ее отвертывать, при этом может быть произведен нагрев самой гайки, если между торцами гайки и плоскостью фланца разъема имеется зазор не менее 0,1—0,2 мм.

В процессе отвертывания резьбовых соединений следует проверять наличие попарной маркировки шпилек и соответствующих им колпачковых гаек.

После снятия всех болтов и гаек со шпилек горизонтального разъема цилиндра в специально предусмотренные отверстия устанавливаются направляющие колонки-свечи (рис. 7.1, б); колонки после их хорошего закрепления (гайками снизу) смазываются тонким слоем турбинного масла. Производить подъем без установки направляющих колонок даже крышки цилиндра высокого давления, имеющей соединение горизонтального разъема высокими шпильками, ни в коем случае не следует, так как такой подъем может привести к заеданиям в уплотнениях, лопатках и диафрагмах.

Перед подвеской к крюку мостового крана крышка цилиндра должна быть приподнята равномерно по всему периметру на несколько миллиметров от нижней половины цилиндра с помощью отжимных болтов (рис. 7.1, в), установленных во фланце крышки. Без такого отжатия подъем крышки недопустим, так как пришибровка фланцев и мастика, применяемая при сборке разъема цилиндра, приводит к плотному контакту и прилипанию крышки к нижней части цилиндра. Большие усилия, которые необходимо приложить в этом случае для отрыва и поднятия крышки,

могут привести к перегрузке крана и обрыву тросов подъемного приспособления.



**Рисунок 7.2.** Подъемные приспособления.

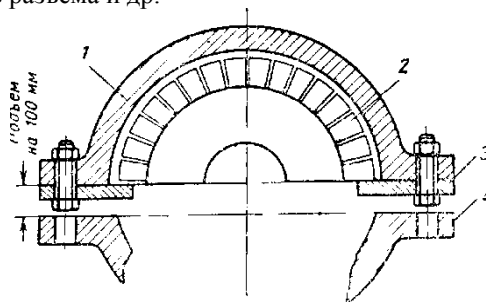
а - для крышки цилиндра высокого давления, б - для крышки цилиндра низкого давления, 1-строп, 2-верхний винт тал репа, 3-стяжка, 4-нижний винт талрепа, 5-валик, 6-крюк, 7-коуш

Далее на большой крюк мостового крана подвешиваются специальные такелажные приспособления, которыми крышка цилиндра, в зависимости от ее конструкции, зачаливается тросами или цепями за строго определенные заводом-изготовителем места — приливы, скобы, фланцы и пр. (рис. 7.2). Мостовой кран при этом устанавливается над цилиндром так, чтобы его большой крюк находился над центром тяжести крышки. Такое положение мостового крана и его тележки по отношению к поднимаемой крышке обеспечит строго вертикальный ее подъем и ус-

тойчивое горизонтальное положение плоскости ее разъема.

После проверки правильности подвески крышки к крюку крана производится медленный подъем до полного натяжения тросов или цепей и небольшого подъема крышки, при этом необходимо убедиться промерами по четырем угловым точкам цилиндра, что крышка поднимается правильно и равномерно с сохранением параллельности фланцев разъема нижней и верхней частей цилиндра. При обнаружении перекоса или заедания крышка должна быть опущена и ее крепление к крюку вновь выверено путем подтягивания или ослабления тросов, длина которых регулируется гайками или талрепами подъемного приспособления. Такая выверка продолжается до тех пор, пока крышка начнет подниматься равномерно, без перекосов и без заеданий на направляющих колонках. Отсутствие перекосов, заеданий и задеваний проверяется легким покачиванием крышки поперек ее оси в пределах зазоров между направляющими колонками и отверстиями крышки, в которые проходят колонки.

При подъеме крышки, который должен производиться медленно и, особенно на первом этапе, прерывисто, отдельными короткими подъемными рывками, следует контролировать уровнем или метром, что подъем крышки идет правильно. Подъем крышки должен быть тотчас же прекращен при обнаружении перекоса, заедания или звуков задевания и может быть продолжен только после выяснения причин указанного. Недостаточно тщательная выверка положения поднимаемой крышки может привести к повреждениям облопачивания, лабиринтовых уплотнений, к задирам посадочных мест и направляющих внутренних шпонок обойм, нарезки шпилек фланцев разъема и др.



**Рисунок 7.4.** Крепление оторвавшейся диафрагмы в поднимаемой крышке цилиндра.

1-крышка цилиндра, 2-диафрагма, 3- планка 25\*50\*250 мм, 4-фланец нижней части цилиндра.

При подъеме крышки необходимо обратить внимание, чтобы с крышкой не поднимались верхние половины диафрагм или уплотнительных обойм, если они по конструкции не крепятся к крышке турбины. При поднятии крышки цилиндра турбины, у которого диафрагмы вставлены в обоймы, необходимо после незначительного подъема убедиться путем освещения лампочкой через образовавшуюся щель, что обоймы остаются на месте.



Иногда вследствие прикипания и деформации обоймы поднимаются вместе с крышкой, что допускать ни в коем случае нельзя, так как в этих условиях не исключена возможность их падения от толчков при дальнейшем подъеме. В этом случае, если при незначительной высоте подъема крышки обоймы не могут быть выбиты ударами свинцовой кувалды по крышке, то дальнейший подъем крышки возможен только после надежно привязывания обойм к самой крышке.

Так же следует поступать в тех случаях, когда диафрагмы конструктивно укрепляются в крышке цилиндра, если при ее незначительном подъеме обнаружен обрыв шурупов, крепящих верхние половинки диафрагм, необходимо прекратить дальнейший подъем крышки до укрепления диафрагм в крышке. Для этой цели могут быть применены планки, которые после того, как половинки диафрагм приподняты клиньями и ломиками, подводятся под диафрагму и крепятся к крышке (рис 7.4).

При доведении крышки до конусного конца направляющих колонок необходимо сдвигом крана выровнять крышку так, чтобы отверстия во фланцах крышки, через которые проходят направляющие колонки, были строго концентричны концам последних. Если крышка давит на колонки, она должна быть передвинута в горизонтальной плоскости, так как иначе при сходе с конусного конца возможны ударная нагрузка на тросы, опасные рывки и раскачивание крышки.

После подъема выше направляющих колонок крышка отводится к заранее подготовленному месту и укладывается на деревянные подкладки (брусья, шпалы) так, чтобы вес крышки передавался на достаточно большую поверхность пола, а выступающие за плоскость разъема концы лопаток диафрагм или направляющие лопатки не ложились на подкладки.

Отжимные болты крышки должны быть вывернуты настолько, чтобы они не выступали за поверхность фланца разъема, также должны быть отвернуты и сняты с нижней части цилиндра направляющие колонки, чтобы не мешать дальнейшему производству работ.

Все отверстия паропроводов и дренажей, присоединенных к цилиндру, должны быть сейчас же закрыты деревянными пробками и крышками, а входы пара в конденсатор в выпускных патрубках ЦНД заложены прочными деревянными щитами.

### 7.3. КАНТОВКА КРЫШКИ ЦИЛИНДРА.

Для выемки, осмотра и ремонта верхних половин обойм, диафрагм, корпусов концевых лабиринтовых уплотнений, а также для возможности тщательного осмотра состояния, чистки и ремонта внутренних поверхностей крышки цилиндра, производится перекантовка (перевертывание) на 180°.

Перекантовка крышки является весьма ответственной операцией и может производиться только под непосредственным наблюдением ру-

ководителя ремонта и под руководством турбинного мастера с принятием необходимых мер предосторожности.

Перед кантовкой обязательна проверка отсутствия незакрепленных на крышке деталей, падение которых может привести к несчастным случаям (гайки, болты, деревянные заглушки, инструмент и пр).

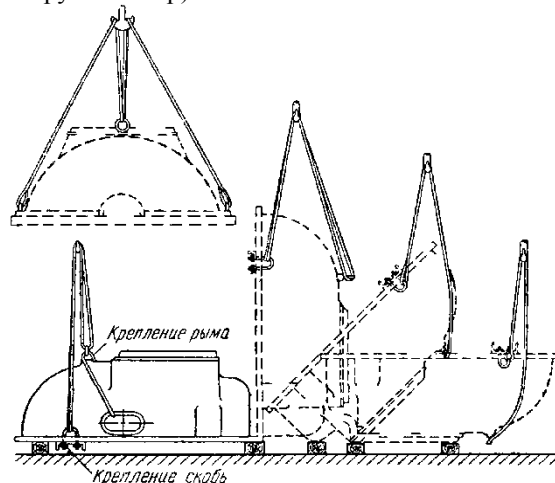


Рисунок 7.5. Кантовка крышки цилиндра с помощью одного большого крюка мостового крана.

Примером последовательности операций при перевертывании крышки с использованием только одного большого крюка мостового крана является кантовка крышки цилиндра, показанная на рис. 7.5. Для такой кантовки рым должен быть закреплен тросом, продетым через смотровые люки крышки, а расположение скоб закрепляемых через отверстия во фланце крышки подобрано путем проб. При кантовке необходимо следить, чтобы после постановки крышки «на попа» подача тележки и крюка крана для опускания крышки производилась без толчков, это достигается контролем за тем, чтобы во все время перекантовки крышка не отрывалась от пола и тросы находились в натянутом состоянии при неизменном вертикальном положении крюка крана.

В большинстве случаев при грузоподъемности малого крюка крана не менее половины веса кантуемой крышки перекантовку крышки удобнее и безопаснее производить с использованием обоих крюков крана.

При этом способе крышка цилиндра подвешивается двойной петлей троса за тяжелую утолщенную часть к большому крюку крана и такой же петлей троса за соответствующий прилив или рым к малому крюку (рис. 7.6, а).

После натяжения тросов и проверки правильности подвески крышки, гарантирующей ее от рывка в сторону при отрыве от пола, крышка горизонтально поднимается над уровнем пола. Затем большим крюком крана крышка приводится почти в вертикальное положение (рис 7.6, б), для предупреждения перегрузки троса малого крюка крана и значительного подъема крышки над уровнем пола, малый крюк должен при этом опускаться. После перехода веса крышки целиком

на большой крюк трос малого крюка ослабляется и вынимается из рыма (рис 7.6, в.)

Далее крышка должна быть закреплена тросом малого крюка таким образом, чтобы поворот крышки производился через ее тяжелую часть. Для этой цели крышка поворачивается вокруг своей вертикальной оси на 180° и подвешивается к малому крюку крана за горловину (рис. 7.6, г). Для предохранения от перегибов на фланцах под тросы подкладываются деревянные кругляки диаметром 150-200 мм. и длиной 250-300 мм.

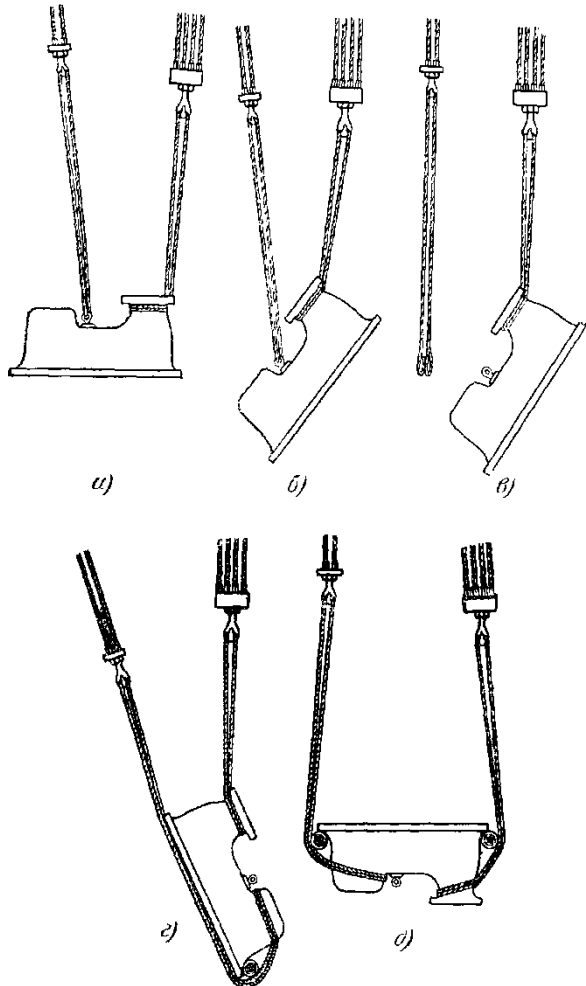


Рисунок 7.6. Кантовка крышки цилиндра с помощью двух крюков мостового крана.

Во время кантовки необходимо следить, чтобы вес крышки ложился в основном на трос большого крюка, а трос малого крюка исполнял главным образом роль вспомогательного, поддерживающего. После медленного подъема малого крюка и натяжения его троса производится опускание большого крюка и крышка приводится в горизонтальное положение (рис. 7.6, д), в этом положении крышка опускается на заранее подготовленные для укладки деревянные брусья и подкладки.

По окончании всех работ, связанных с ремонтом крышки и установкой на место обойм, диафрагм, уплотнений, переукантовка крышки в нормальное положение производится в порядке, обратном описанному.

#### 7.4. РЕМОНТ ФЛАНЦЕВ РАЗЪЕМА ЦИЛИНДРА ТУРБИНЫ.

При ремонте цилиндров турбины перед чисткой в первую очередь по виду остатков мастики следует убедиться в отсутствии пропусков (прососов) пара в разъемах фланцев цилиндров; места таких пропусков необходимо отметить на эскизе фланца разъема.

Очистка поверхности фланцев разъема от грязи и остатков мастики производится широкими плоскими шаберами; имеющиеся случайные ссадины, заусенцы и риски зачищаются личной пилой; далее фланцы протираются тонкой наждачной шкуркой, тряпкой, смоченной в керосине, и затем насухо чистой тряпкой. Для производства таких трудоемких работ, как очистка фланцев разъема, болтов и шпилек, к которым пристала мастика и грязь, могут применяться жесткие ерши, закрепленные на шпинделе переносной электродрели; особенно хорошо такие ерши очищают резьбу на шпильках и во внутренних отверстиях.

Для предохранения от ударов и других возможных повреждений резьбовые части шпилек следует закрывать на все время ремонта специально изготовленными цилиндрическими колпачками из листовой стали; эти колпачки должны постоянно храниться в кладовых цеха. В период ремонта следует все шпильки тщательно проверять на отсутствие трещин, задиоров, рисок и заусениц.

Торцы колпачковых гаек (опорные поверхности) и подрезки на фланцах горизонтальных разъемов в местах прилегания торцов гаек тщательно пришабриваются по краске, так как после затяжки стыки этих поверхностей во избежание изгиба шпилек не должны иметь зазоров.

Для предохранения от задиоров обработанных опорных поверхностей на фланце разъема, к которым прилегают торцы колпачковых гаек, под эти торцы на сборке следует подкладывать хорошо обработанные и подогнанные шайбы толщиной до 10 мм. из стали соответствующей марки, учитывая, что возможность заедания уменьшается при соприкасающихся металлах различной твердости. Эти шайбы нетрудно заменить при обнаружении на них задиоров, получившихся при разборке, при наличии таких же дефектов на торцевых поверхностях колпачковых гаек, эти поверхности должны быть проточены на токарном станке.

Поврежденная резьба болтов, шпилек, гаек и гнезд для шпилек фланцев разъема цилиндра должна быть исправлена соответствующими запилкой и зачисткой и вновь прорезана специальными прогонными гайками (нарезными плашками) и метчиками.

В случае невозможности исправления указанных дефектов или обнаружения недопустимого остаточного удлинения вследствие релаксации шпильки подлежат замене. Перед заменой необходимо предварительно проверить длину новых шпилек, болтов и гаек, длину и качество их нарезки. При чрезмерной длине шпилек и болтов

или недостаточной длине их нарезки колпачковые или простые гайки не смогут стянуть оба фланца разъема и создать необходимое напряжение затяжки, что приведет во время эксплуатации агрегата к пропариванию разъема или прососу воздуха.

При замене шпильки в резьбовое отверстие фланца разъема устанавливается подкладка такой толщины, чтобы торец шпильки упирался в эту подкладку и не допускал заворачивания шпильки до сбега ее резьбы.

Обработанные и очищенные поверхности фланцев разъема цилиндра не должны иметь забоин и неплотностей. В турбинах, работающих на низких и средних параметрах пара и имеющих сравнительно нетолстые фланцы разъема цилиндров, неплотности фланцевых соединений (см. ниже) легко устраняются путем дополнительной затяжки крепежа, уплотнения разъема мастикой с асбестовым шнуром и другими несложными мероприятиями. Эти мероприятия обеспечивают вполне надежную работу и пропаривания фланцев разъема, как правило, не наблюдается.

Цилиндры высокого и среднего давления современных мощных паровых турбин работают в значительно более тяжелых условиях, что сказывается и на работе фланцевых соединений. Цилиндры испытывают большие температурные напряжения и при переменных режимах (пуск, изменение нагрузки и др.), и при установившихся режимах эксплуатации. Эти напряжения вызываются высокими внутренними и внешними давлениями и большими температурными перепадами по длине цилиндра.

Цилиндры высокого давления выполняются литыми с толстыми стенками, массивными фланцами разъема и большими диаметрами крепежа, большой диаметр крепежа приводит к необходимости конструктивного удаления оси болтов и шпилек от стенок цилиндра. Это в свою очередь требует увеличения усилия затяжки, которая по мере увеличения диаметра шпильки становится все более затруднительной. Вместе с тем плотность фланцевого соединения, которая должна сохраняться для длительного времени без дополнительной затяжки, зависит не только от прочностных свойств материалов болтов и шпилек при высокой температуре (противодействие релаксации напряжений), но и от высокого начального натяга болтов и шпилек.

Кроме указанного, появление в процессе эксплуатации неплотностей фланцевых соединений связано с короблением цилиндров.

Коробление цилиндров представляет собой особый вид пластической деформации, которая, как принято считать, вызывается: 1) остаточными деформациями из-за повышенных температурных перепадов; 2) остаточными напряжениями в крупных литых цилиндрах, которые, возможно, не были полностью сняты в процессе их термической обработки на заводе; 3) тепловыми напряжениями при отсутствии необходимых зазоров между цилиндром, обоймами и диафрагмами, особенно это имеет место вследствие «роста» металла в

цилиндрах, где стоят чугунные диафрагмы и чугунные коробки концевых уплотнений; 4) ненормальными условиями для тепловых расширений цилиндров, вызванными препятствиями перемещению ступень опорных подшипников. (перекос или сработка направляющих шпонок, ржавление опорной части стула и плохая его пришабровка к основанию, недопустимое крепление болтов с дистанционными втулками и неподвижность шайб и др.); 5) нескомпенсированным давлением неправильно присоединенных паропроводов.

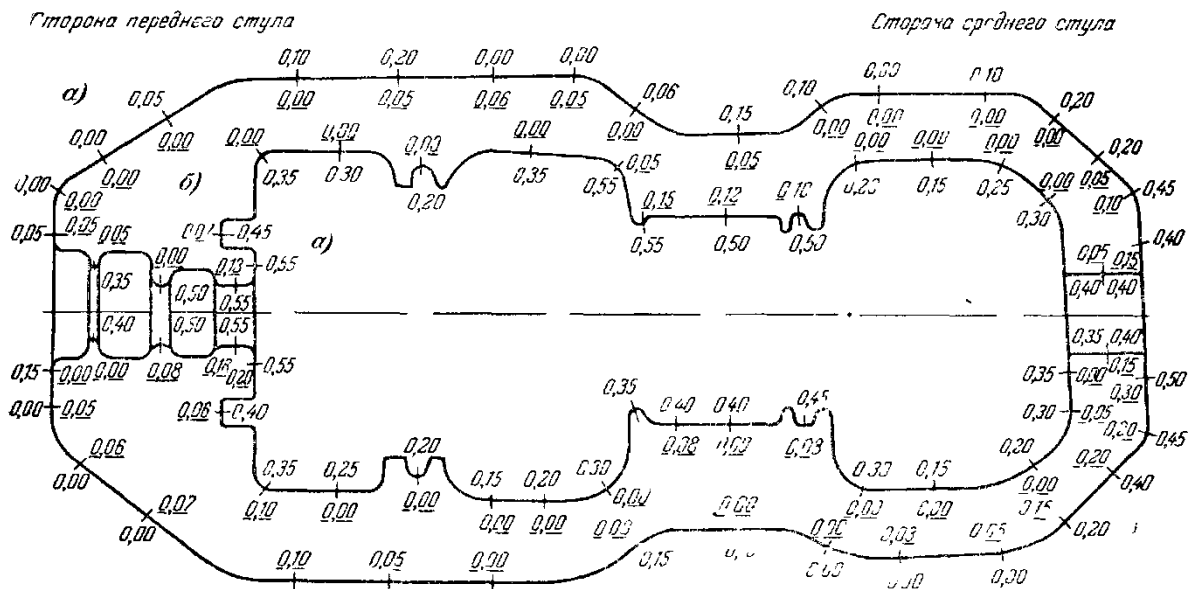
На основе большого опыта ремонта мощных паровых турбин Ростовэнерго ремонт считает наиболее вероятной причиной коробления цилиндров высокого давления попадание конденсата в горячий цилиндр остановленной турбины. Большая теплоотдача на испарение этого конденсата вызывает резкое охлаждение нижней части цилиндра, в то время как верхняя часть цилиндра сохраняет свою высокую температуру. Большая разность температур в сболченном цилиндре вызывает в нижней части цилиндра напряжения, превышающие предел текучести, что приводит к ее прогибу книзу, в то время как верхняя часть цилиндра в большинстве случаев остается практически ровной.

Проверка фланцев на отсутствие коробления и неплотностей, вызванных деформациями в отливке цилиндра и какими-либо другими ненормальностями, производится при удаленных роторе, обоймах и диафрагмах. После наложения безмастики крышки на нижнюю половину цилиндра производится проверка щупом зазоров в разъеме фланца как с наружной, так и с внутренней стороны цилиндра (рис. 7.7), а при необходимости и замеры диаметров расточек цилиндра в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Замеры зазоров следует производить 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.

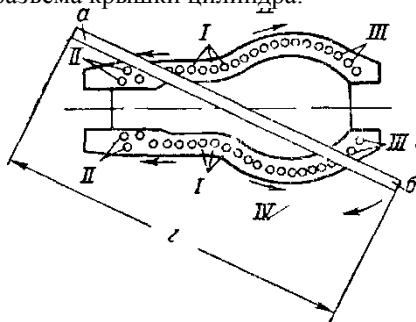
Если обнаруженный при незатянутых болтах зазор в пределах 0,8—1,0 мм полностью ликвидируется по всему контуру при холодной затяжке крепежа указанным выше способом (щуп 0,06 мм не проходит), разъем цилиндра считается плотным; затяжка такого разъема не вызывает особых затруднений при сборке. В таких случаях шабровку производить не следует еще и потому, что с течением времени коробление цилиндров замедляется, а после ряда лет эксплуатации и совсем прекращается.

Затяжкой крепежа не всегда представляется возможным устранить малые зазоры, наблюдаемые у концевых уплотнений или неплотности, имеющие характер местных углублений при дефектах фланцев разъема; такие зазоры и неплотности могут быть устранены применением электрометаллизации и последующей шабровкой.



**Рисунок 7.7.** Зазоры в стыке горизонтального разреза ЦВД при свободном наложении крышки цилиндра; а—вне контура фланца зазоры до ремонта, б—внутри контура фланца зазоры после ремонта.

Исправление значительно покоробленных фланцев плоскости разреза, неплотности которых не могут быть исправлены путем обтяжки, производится опиловкой и шабровкой фланцев разреза или правкой нижней части цилиндра. Для производства опиловки и шабровки необходимо предварительно удалить все шпильки, выступающие над плоскостью разреза фланца. При наличии проверочной линейки, длиной не менее длины цилиндра по диагонали, местонахождение и величина неплотностей, а также впадин могут быть установлены по следам краски, оставляемым слабо окрашенной линейкой на плоскости разреза нижней половины цилиндра при ее поворачивании в разных направлениях (рис. 7.8). Предварительно на поверхность линейки наносится тонкий слой краски. По окончании опиловки и шабровки поверхности разреза нижней половины по ней, как по шабровочной плите, проверяется плоскость разреза крышки цилиндра.



**Рисунок 7.8.** Проверка мест неплотностей с помощью линейки и правильное направление крепления болтов фланца разреза цилиндра (I-IV); а—неподвижный конец линейки (ось вращения), б—направление перемещения подвижного конца линейки.

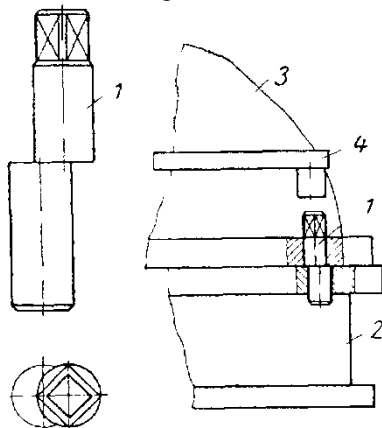
Способ опиловки и шабровки фланцев обеих половин цилиндра одинаков и заключается в обработке первого слоя металла (снятие особо выступающих мест) драчевыми и личными на-

пильниками, окончательная доводка (чистовая шабровка) производится шаберами вручную с проверкой по краске. На ряде электростанций для этих целей применяются механические шаберы (рис. 4.8) или пневматические шлифовальные машинки типа ШР-02 и И-44А с последующей доводкой машинкой типа ШР-06, что значительно сокращает время на производство этих операций. Для поверхностей, трудно поддающихся обработке напильниками, при снятии сильно выступающих мест могут быть использованы электродрели с насаженными абразивными кругами или пневмошлифовальные машинки с кругами на бакелитовой связке.

При отсутствии широкой проверочной линейки достаточных размеров, особенно учитывая, что в большинстве случаев покоробленной оказывается только нижняя половина цилиндра, нижний фланец цилиндра пришабривается по фланцу крышки, рассматриваемой в данном случае как базовая поверхность. В этом случае приходится каждый раз накладывать крышку на нижнюю половину и по следам краски или по следам натиров, получаемых при сдвиге крышки, шабрить поверхность фланца нижней части цилиндра.

Сдвиг крышки цилиндра относительно его нижней части ввиду ее больших габаритов и веса представляет известные трудности, этот сдвиг производится в небольших пределах (20—30 мм) путем нажатия ломиками (через медные прокладки), вставляемыми в ее болтовые отверстия. Этот сдвиг может производиться также двумя домкратами бутылочного типа или с помощью приспособления в виде эксцентрикового валика 1 (рис. 7.9). Валик своей нижней частью входит в отверстие под болт в нижней половине цилиндра 2, а верхней частью, имеющей на конце квадрат под накидной ключ 4, вводится в соответствующее отверстие крышки 3. При поворачивании валика с помощью накидного ключа

происходит перемещение верхней крышки с нанесенной на поверхности разъема краской по разъему нижней половины цилиндра в пределах небольших, но достаточных для определения мест, подлежащих шабрению.

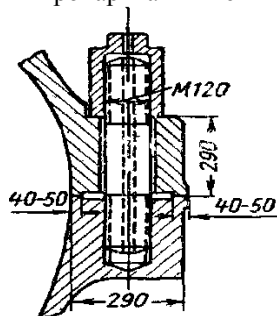


**Рисунок 7.9.** Приспособление для передвижения крышки цилиндра при шабровке фланцев разъема.

Если шпильки разъема вывернуть не удастся, придется ограничиваться натиркой крышки по краске при ее передвижении в пределах зазоров между шпильками и отверстиями во фланце крышки.

Все работы, связанные с устранением причин, вызывающих пропаривание фланцев разъема, являются исключительно трудоемкими и требуют тщательной подготовки и продуманного их проведения.

Следует учитывать, что уплотнение горизонтального разъема цилиндров высокого давления осуществляется по двум пояскам, образующим канавку для обогрева шпилек, ширина наружных и внутренних поясков у массивных фланцев горизонтального разъема составляет всего 40—50 мм (рис. 7.10), поэтому при недостаточно тщательной шабровке возможно появление неплотностей и пропаривания в этих поясках.



**Рисунок 7.10.** Фланцевое соединение горизонтального разъема цилиндра высокого давления.

Шабровка фланцев разъема цилиндров высокого давления должна производиться с большой точностью и до полного прилегания обоих поясков поверхности разъема. Шабровка не может быть закончена до тех пор, пока следы краски не покроют равномерно всю поверхность фланцев разъема (практически с нулевым зазором), что особенно важно добиться на всей поверхности

внутреннего уплотняющего пояса, который при короблениях цилиндра обычно имеет зазоры больше, чем по наружному пояску (раскрытие).

При неплотности внутреннего пояса пар высокой температуры будет непрерывно поступать в канавку, имеющуюся в плоскости разъема фланцев, и оттуда направляться в конденсатор. Такое пропаривание недопустимо не только из-за потерь, но и из-за опасности, к которой оно приводит вследствие дополнительного разогрева и удлинения фланцев разъема (что может вызвать уменьшение осевых зазоров и задевания вращающихся частей ротора о неподвижные части цилиндра) и шпилек, которые обычно работают в области более низких температур (что может вызвать повышенную релаксацию напряжений, ослабление затяжки и усиление пропуска пара через фланцевое соединение).

Практика шабровки горизонтальных разъемов цилиндров высоких и сверхвысоких параметров пара показывает, что наибольшая плотность создается, когда шабровкой получен натяг на внутреннем пояске до 0,1 мм, это достигается плотной шабровкой по внутреннему пояску и шабровкой с зазором 0,05—0,10 мм по наружному пояску.

После значительной припиловки и шабровки следует учитывать возможные при этом изменения диаметров расточек цилиндра, по сравнению с заводскими данными диаметры в вертикальной плоскости уменьшаются а в горизонтальной увеличиваются, эти изменения требуют особенно тщательной проверки и доведения до нормы верхних и нижних радиальных зазоров в лопаточном аппарате и лабиринтовых уплотнениях, а также проведения необходимых изменений в величине тепловых зазоров между обоймами и цилиндрами, изменений в центровке диафрагм.

В случаях, когда коробление цилиндра настолько значительно, что шабрение вызовет снятие большого слоя металла с разъема и потребует после него переточки всех обойм и диафрагм, изменения радиальных зазоров и пересцентровки проточной части, производить шабрение недопустимо. Ростовэнергоремонт вместо шабрения производит термомеханическую правку нижней половины цилиндра, после установки крышки цилиндра и ее затяжки по разъему, производится нагрев определенных мест нижней части цилиндра, выбранных в соответствии с замеренными прогибами, нагрев производится керосиновыми огнеметами или газовыми горелками до температуры 300—330° С, контроль за температурой нагрева и поддержание ее в указанных пределах в течение 50 мин. ведется термометрами, установленными в различных точках нижней половины цилиндра. Практика Ростовэнергоремонта показывает целесообразность проведения указанного способа устранения коробления цилиндра высокого давления.

Фланцы разъема сварных цилиндров низкого давления в большей части не требуют шабровки или правки, так как большие габаритные размеры и тонкие стенки цилиндра создают дос-

таточно благоприятные условия для упругой деформации фланца, когда даже большие зазоры в разъеме легко устраняются равномерной затяжкой шпилек и гаек.

Так же как и для турбин со средними и низкими параметрами пара, для устранения пропусков пара и прососов воздуха в местах неплотностей разъема низкого давления иногда зигзагообразно прокладывается с внутренней стороны болтов поверх мастики асбестовый шнур толщиной 0,5—2,0 мм, к концам неплотностей концы шнура обстукиванием ручником сводятся на нет.

При наличии на фланце разъема ЦНД местных углублений они могут быть заделаны под общий уровень фланца мастикой, смешанной с железными опилками, что предохраняет мастику от прорыва и уноса ее паром, или электрометаллизацией

### 7.5. РЕМОНТ ЦИЛИНДРА.

Тщательным осмотром необходимо убедиться в отсутствии радиальных задеваний и других каких-либо видимых дефектов в цилиндрах, при осмотре и легком обстукивании иногда обнаруживаются дефекты в виде пороков литья (раковины, пористость), поверхностных и сквозных трещин и пр.

Проведению таких ответственных работ, как устранение дефектов в стенках цилиндров турбин, производимых в большинстве случаев заваркой, должна предшествовать тщательная и детальная разработка технологического процесса производства работ. При решении вопросов, связанных с выбором материалов (электроды, обмазки, флюсы), способа и режима сварки (постоянный или переменный ток, сила тока, предварительный нагрев и др.), должны учитываться качество основного металла, причины и условия, вызвавшие появление дефекта, характер дефекта (величина, место расположения) и др.

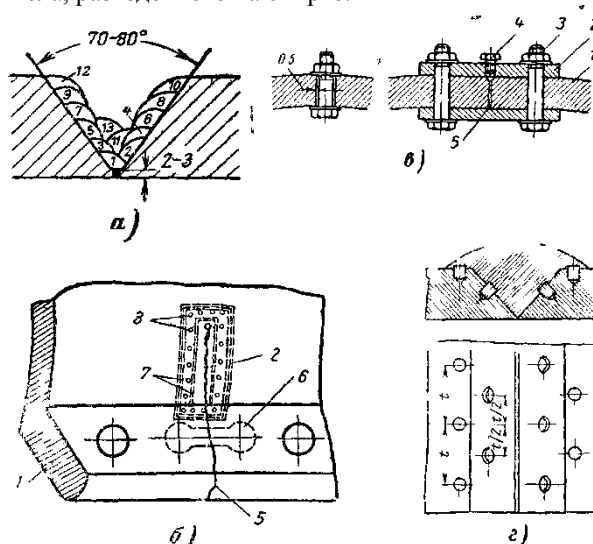
Для правильной разработки указанных вопросов, а также для определения мероприятий, которые необходимо провести для устранения возможности появления подобных дефектов в дальнейшем, необходимо провести дефектоскопию поврежденного места, химический или металлографический анализы металла.

При обнаружении на поверхности цилиндра трещины или другого дефекта прежде всего необходимо определить размеры дефекта. На обработанной поверхности это определить легче, поэтому необработанные поверхности в районе дефекта должны быть предварительно очищены до металлического блеска, отшлифованы и отполированы.

Поверхностные трещины, не проникающие в глубь металла, удаляются обрубкой. Для проверки полного удаления дефекта поверхность разделки подвергается травлению 10-15%-ным водным раствором азотной кислоты в течение 5—6 мин или царской водкой (три части крепкой соляной кислоты и одной части крепкой азотной кислоты) в течение 1—2 мин. Травленая поверхность для установления отсутствия трещин или ее

протяженности просматривается через лупу. Образовавшееся после вырубки углубление заваривается слоем металла до восстановления первоначальных размеров.

Для определения протяженности глубоких трещин район, где обнаружен дефект, обильно смачивается керосином, смешанным для окраски с небольшим количеством графитного порошка. Смачивание производится так, чтобы керосин проник по всей длине трещины. После выдержки в течение 8—10 мин поверхность тщательно протирается насухо тряпкой и покрывается слоем мела, разведенного на спирте.



**Рисунок 7.11.** Заделка трещин в цилиндрах; а—разделка кромок и порядок наварки, б—заделка трещины, проходящей через фланец разъема чугунного цилиндра, в — заделка сквозных раковин свищей и подобных дефектов, г — усиление сварочного шва шпильками; 1—стенка цилиндра, 2—накладка, 3—стяжные болты, 4 — уплотнительный болт, 5 — трещина, 6 — специальная стяжка, 7 — асбестовый шнур.

После испарения спирта на слое мела проступает окрашенный графитом керосин, обрисовывая четко на белом фоне трещину по всей ее длине.

При сквозной трещине, проходящей через стенку цилиндра, после установления ее протяженности для предотвращения дальнейшего распространения трещина ограничивается с обоих концов сверлением отверстий; в отверстиях нарезается резьба и в них ввертываются пробки на глубину до половины толщины стенки.

Трещина по всей длине обрабатывается под сварку на необходимую глубину обрубкой так, чтобы общий угол разделки обеих кромок был равен 70—80° (рис. 7.11, а); обрубка производится при помощи ручных и пневматических зубил, абразивов или кислородной резкой (если содержание углерода в стали не превышает 0,27%).

Одним из главных условий получения качественной сварки без раковин и непровара является удаление всего дефектного материала, граничащего с трещиной. Необходимо, чтобы нава-

риваемый металл соприкасался с основным неповрежденным металлом.

Заварка дефектов в отливках из углеродистой стали с содержанием углерода до 0,3% производится без предварительного подогрева, а заварка в отливках из легированных сталей (12МХ, 15МХ, 18МХ, 12Х1МФ, 15Х1МФ, 12Х2МФСР) с предварительным местным подогревом до 250—450° С. В связи с тем, что снятие внутренних напряжений после сварки путем термической обработки цилиндра производить на электростанции практически не представляется возможным, необходимо сварку вести с расчетом, чтобы предупредить возможность возникновения внутренних напряжений.

Для этого наплавка производится электродами небольшого диаметра в шахматном порядке и небольшими участками; наплавку каждого соседнего участка нужно производить после того, как ранее наплавленный участок охладился до 50—60° С, т.е. до такой степени, что к нему можно прикоснуться рукой. Порядок наплавки участками, обеспечивающий необходимые перерывы для охлаждения, показан на рис 7.11, а. В процессе сварки при нанесении каждого слоя, образующийся поверх него шлак должен быть полностью удален обрубкой, чтобы следующий слой сварочного шва наносился на чистый металл; кроме того, сам слой наплавленного металла следует прочеканивать (исключая первый слой) притупленными зубилами.

Установка в местах раковин и свищей ввертышей с их последующей расчеканкой не рекомендуется, так как надежность такого способа ремонта меньше, чем электросварки. Вообще производить подчеканку на стальных и чугунных отливках в местах просачивания воды не следует, так как расчеканка действует на небольшую глубину стенки отливки и при работы турбины обычно в этих местах вновь обнаруживается неплотность.

Устранение трещин и больших раковин в чугунных цилиндрах, при необходимости получения должной плотности и непроницаемости, производится после засверловки концов трещины и их заделки пробками (гужонами), путем установки уплотняющих накладок толщиной 8—10 мм, как указано на рис 7.11, б. Для этого необходимо тщательно зачистить место вокруг трещины и подогнать к этому месту накладку из стали марки Ст 3 так, что бы она плотно прилегала к стенке цилиндра. Перед установкой накладки вдоль трещины крейцмейселем разделяется паз глубиной 3—4 мм, который плотно зачеканивается проволокой из красной меди заподлицо с поверхностью стенки цилиндра.

Отверстия под болты диаметром 8—12 мм для крепления накладки должны быть сначала просверлены в накладке через каждые 150—200 мм, а затем через накладку, как по кондуктору, — в стенке цилиндра, сверление должно производиться с расчетом, чтобы расстояние от трещины до оси отверстий было не менее трех диаметров болтов.

Накладка устанавливается на мастику с уплотняющим асбестовым шнуром и прикрепляется к телу цилиндра точно подогнанными к отверстиям болтами, проходящими через накладку и стенку цилиндра, под головки болтов и гайки должны быть поставлены шайбы из красной меди толщиной 1 мм.

В случае, если трещина проходит через разъемный фланец цилиндра, для обеспечения необходимой прочности в предварительно разделанное гнездо ставится специальная стяжка толщиной, равной 0,3—0,5 толщины фланца, и длиной на 0,5—0,6 мм меньше, чем размер гнезда. Стяжка устанавливается в горячем состоянии, после охлаждения она стягивает трещину и удерживает последнюю от распространения.

Исправление дефектов в виде сквозных раковин отверстий или свищей, имеющих диаметр до 20—25 мм, может быть произведено: 1) путем сквозного сверления и установки болтов с гайками, стальными прокладками и шайбами из красной меди, создающими не обходимую плотность (рис 7.11, в), для возможности контроля гайки ставятся с наружной стороны цилиндра; или 2) путем электродуговой сварки электродами из медной проволоки, диаметром 3—6 мм, плотно облицованной рубашкой из жести, электроды покрываются обычной меловой обмазкой (мел 70—75%, жидкое стекло 30—25%) и сушатся при температуре 15—25° С в течение 3—4 ч. Заварка производится без предварительного подогрева, но с перерывами не допускающими повышения температуры металла вблизи места заварки выше 70° С, и с проковкой после заварки.

При сварке без подогрева толстостенных конструкций для придания свариваемому шву большой прочности в процессе подготовки в основной металл по граням фаски шва ввертываются нарезке короткие шпильки — ввертыши (рис 7.11, г). Эти ввертыши из малоуглеродистой стали, диаметром равным 0,3—0,4 толщины стенки, заворачиваются на глубину 1—1,5 их диаметра и оставляются выступающими на высоту 0,5—1 их диаметра, число ввертышей выбирается, исходя из того, чтобы их суммарная площадь не превышала 25% площади излома свариваемой детали. Вначале производится обварка ввертышей, а затем заварка всего разделанного места.

## **7.6. РЕМОНТ ДВУХСТЕННОГО ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.**

Для уменьшения перепада давления, приходящегося на стенки цилиндра высокого давления, и уменьшения толщины стенок, для облегчения условий работы фланцевых соединений горизонтальных разъемов и более быстрого обогрева цилиндра при работе на сверх высоких параметрах пара, а также для возможности применения менее дорогостоящих сталей в ряде современных турбин применяются двухстенные цилиндры высокого давления (К-150-170 ЛМЗ, К-150-130 ХТГЗ, К-300-240 и др.), состоящие из внутренне-го и наружного корпусов.

На уровне имеющегося у обоих корпусов горизонтального разъема внутренний корпус опирается лапами в пазы нижней половины наружного корпуса (рис 7.12), эти лапы одно временно выполняют роль направляющих шпонок, обеспечивающих нормальные температурные расширения во всех направлениях.

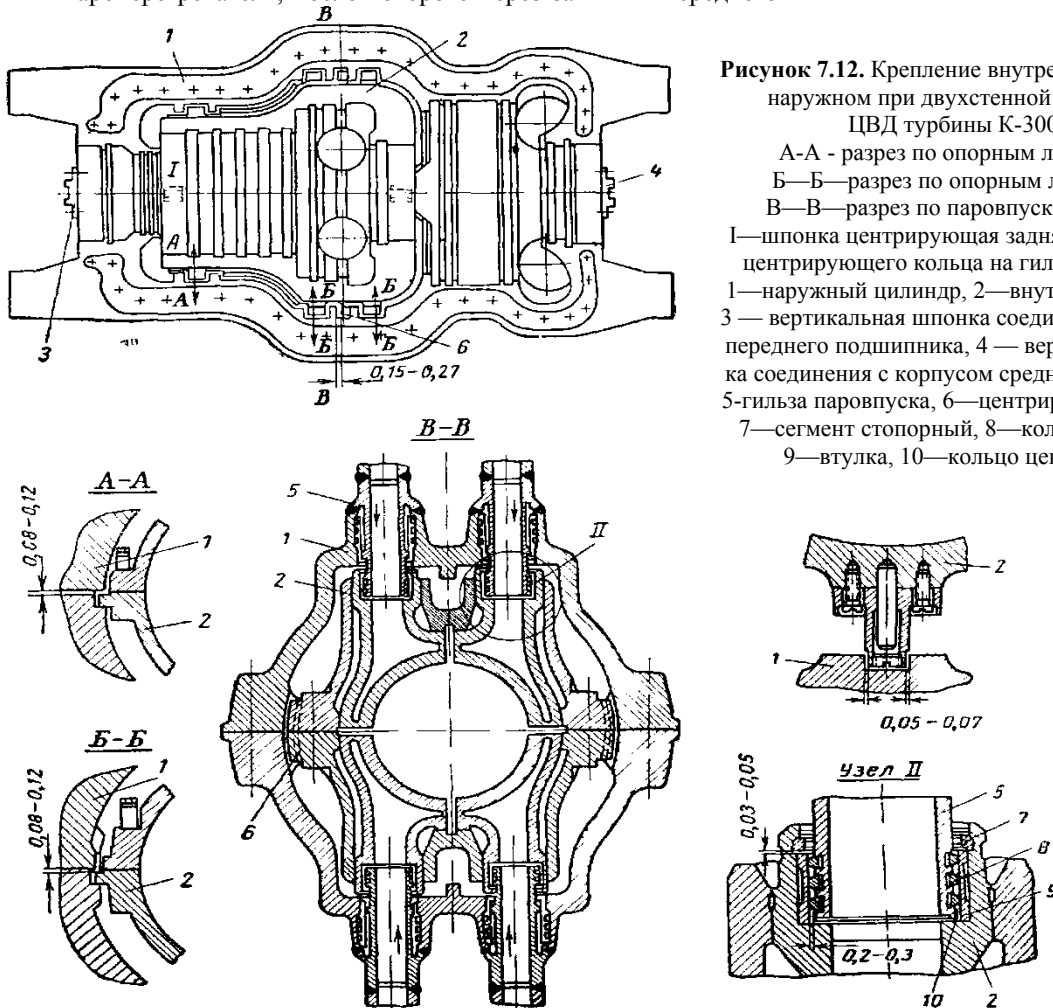
Для сохранения в работе правильного взаимного положения осей расточек наружного и внутреннего корпусов их крепление сделано с расчетом обеспечения свободы осевого и радиального расширения при расположении мертвой точки на оси клапанных коробок, такое расположение мертвой точки, связывающей внутренний и наружный корпусы, обеспечивает сохранение соосности паровпускных втулок внутреннего корпуса при расширениях обоих корпусов.

В двухстенном цилиндре высокого давления турбины К-300-240 ЛМЗ, где пар к ЦВД подводится в его средней части, имеется 12 ступеней; во внутреннем корпусе расположены одна одно-вечная регулирующая ступень и пять ступеней давления. Пар к сопловым коробкам внутреннего корпуса подводится через клапаны по четырем паровпускным штуцерам; после прохождения ступеней внутреннего корпуса пар делает поворот на 180° С и через паровую полость между внутренним и наружным корпусами направляется к остальным шести ступеням давления. Отработавший в ЦВД пар направляется в промежуточный пароперегреватель, после которого через за-

щитные клапаны (стопорные и отсечные) пар поступает в ЦСД.

Благодаря такой схеме движения пара наружный корпус ЦВД испытывает значительно меньшие напряжения и рассчитывается не на полное давление свежего пара, а только на давление, равное разности между давлением пара, отработавшего во внутреннем корпусе, и атмосферным давлением. Это позволило при сравнительно большом внешнем диаметре наружного корпуса уменьшить толщину его стенок, толщину фланцев разъема и уменьшить диаметр крепежа. То же самое может быть сказано и о внутреннем корпусе, так как его стенки также работают не под полным давлением свежего пара, а только под давлением разности давлений свежего и отработавшего в нем пара.

В двухстенном цилиндре высокого давления турбины К-150-130 ХТГЗ верхняя и нижняя половины наружного корпуса состоят каждая из двух отливок, соединенных между собой вертикальным сварным швом. Передние части наружного корпуса отлиты из стали марки 20ХМФЛ, а выхлопные патрубки из углеродистой стали. Внутренний корпус, отлитый из легированной стали 15Х1М1ФЛ, также состоит из двух половин, соединенных шпильками из стали марки ЭИ723; шпильки крепежа наружного корпуса выполнены из стали марки ЭИ10. В цилиндре расположены 15 ступеней, составляющих части высокого и среднего давления.



**Рисунок 7.12.** Крепление внутреннего цилиндра в наружном при двухстенной конструкции ЦВД турбины К-300-240.

- А-А - разрез по опорным лапам (2 шт),
- Б-Б - разрез по опорным лапам (4 шт),
- В-В - разрез по паровпускным гильзам;
- 1 - шпонка центрирующая задняя, 2 - установка центрирующего кольца на гильзе паровпуска,
- 3 - наружный цилиндр, 4 - внутренняя шпонка соединения с корпусом переднего подшипника, 5 - вертикальная шпонка соединения с корпусом среднего подшипника, 6 - гильза паровпуска, 7 - центрирующая расточка, 8 - сегмент стопорный, 9 - кольцо поршневое;
- 10 - втулка, 11 - кольцо центровочное.



Часть высокого давления состоит из их первых пяти ступеней, расположенных во внутреннем корпусе и двух следующих ступеней—шестой и седьмой диафрагмы, которые расположены в отдельной обойме, эта обойма вместе с диафрагмой, разделяющей цилиндр на части высокого и среднего давления, образует камеру для отвода пара на вторичный перегрев. Часть среднего давления состоит из восьми последующих ступеней, из которых восьмая ступень вместе с указанной выше разделительной диафрагмой образует камеру, куда подводится пар после вторичного перегрева.

При разборке и ремонте двустенного цилиндра высокого давления необходимо тщательно проверять: 1) зазоры, обеспечивающие расширение внутреннего корпуса в вертикальном и горизонтальном направлениях, указанных на рис. 7.12; 2) состояние шпоночных соединений, которые служат для фиксации внутреннего корпуса по отношению к наружному в вертикальной, горизонтальной и перпендикулярной к оси турбины плоскостях; 3) состояние контрольных шпилек (призонных болтов), которые устанавливаются в районе опорных латок (шпонок) для правильного и точного совпадения расточек верхней и нижней половин внутреннего корпуса, т.е. для центровки одной половины корпуса по другой; 4) правильное и плотное опирание лапок нижней половины внутреннего корпуса на соответствующие опорные места, расположенные на нижней половине наружного корпуса, при соблюдении необходимых зазоров в центрирующих шпонках; проверка правильности опирания лапок производится по краске; зазоры между верхней поверхностью опорных лапок внутреннего корпуса и крышкой наружного корпуса проверяются оттисками свинцовой проволоки, укладываемой на опорные лапки и обжимаемой крышкой ЦВД, которая обтягивается по разьему каждой третьей шпилькой; 5) состояние гильз паровпуска и насаженных на них поршневых колец, которые уплотняют и обеспечивают беспрепятственное расширение трубопроводов и патрубков, подводящих пар к внутреннему корпусу.

Разработка и заедания в шпоночных соединениях, предназначенных для обеспечения свободного расширения внутреннего корпуса без нарушения его сопряжения с подводными паропроводами и наружным цилиндром, могут приводить к значительным напряжениям при тепловых деформациях и к нарушениям зазоров проточной части ЦВД.

Проверка плотности горизонтального разьема внутреннего цилиндра, а также его шабровка производятся аналогично проверке и подгонке фланцев наружного корпуса.

После выполнения всех работ по внутреннему и наружному корпусам производится полная сборка цилиндра, как указано ниже.

## **7.7. ЗАКРЫТИЕ ЦИЛИНДРА ТУРБИНЫ.**

Закрытие цилиндра при сборке турбины производится немедленно после окончательной укладки ротора на место, что необходимо для предотвращения попадания в цилиндр посторонних предметов и мусора.

Крышка поднимается большим крюком крана так же, как это делалось при разборке. Подвеска крышки тщательно выверяется так, чтобы положение фланца разьема крышки в горизонтальной плоскости в осевом и поперечном направлениях строго соответствовало положению фланца разьема нижней половины цилиндра (параллельность фланцев); проверка горизонтальности производится по рамочному уровню, приложенному к плоскости фланца разьема крышки.

Перед поднятием крышки необходимо убедиться в хорошем закреплении в ней обойм, диафрагм и уплотнений. После поднятия крышки на 1—1,5 м от уровня пола необходимо протереть поверхности фланцев чистой тряпкой и тщательно обдуть крышку сжатым воздухом

Фланцы нижней части цилиндра после протирки сухой тряпкой равномерно намазываются слоем мастики толщиной не более 0,3—0,5 мм (§ 2.5), с проверкой, чтобы в мастике не было крупинки; наложение мастики более толстым слоем может привести к короблению фланца или пробою стыка.

Необходимо тщательно проверять равномерность слоя и наложения мастики в надлежащих местах с тем, чтобы при затяжке фланца разьема и ее выдавливании она не попала внутрь цилиндра турбины. Иногда предпочитают намазывать мастику тогда, когда крышка уже наполовину опущена на направляющие колонки, что предохраняет от попадания сора на мастику; однако этот способ не может быть рекомендован, так как намазывание приходится производить под висящей над головой крышкой.

Применение для уплотнения горизонтальных разьемов ЦВД турбин с повышенными параметрами пара даже только тонкого слоя мастики из чистого вареного масла в ряде случаев оказалось непригодным; наблюдавшиеся размыв мастики и образование в процессе эксплуатации сквозных свищей приводили к необходимости остановки турбины для вскрытия ЦВД. При состоянии горизонтального разьема, обеспечивающем хорошую плотность, от применения мастики можно отказаться, ограничившись тщательным протиранием фланцев разьема крышки и нижней части цилиндра сухим чешуйчатым графитом.

После окончания подготовки разьема положение крышки вновь проверяется рамочным уровнем; после точной установки крана с крышкой над нижней частью цилиндра крышка опускается по направляющим колонкам, смазанным тонким слоем турбинного масла, с теми же мерами против перекосов, какие применяются при ее подъеме.

При опускании обязательна тщательная проверка хода крышки, необходимо предупредить перекосы и заедания, помимо проверки уровнем или замерами метром расстояний четырех угловых точек плоскости разъема цилиндра от крышки, необходимо, покачивая крышку поперек ее оси в пределах зазоров в направляющих колонках, прослушивать отсутствие задеваний в лопаточном аппарате.

Крышка опускается до тех пор, пока она не дойдет почти вплотную (3—5 мм) до мастики, после чего устанавливаются контрольные шпильки (призонные болты). Установка контрольных шпилек до полного опускания крышки необходима, чтобы избежать несовпадения установки обеих половин цилиндра вследствие имеющихся зазоров в отверстиях крышки под направляющие колонки. Такое несовпадение может привести к тому, что после опускания крышки контрольные шпильки не будут входить на свои места и выправление крышки потребует ее нового поднятия отжимными болтами и подъемным приспособлением, что вызовет непроизводительную потерю времени.

Окончательно опустив крышку и заколотив свинцовыми или медными кувалдами контрольные шпильки, снимают стропы, подъемные приспособления и направляющие колонки.

До закрепления крышки болтами желательно собрать упорный подшипник и повернуть ротор за муфту (при тяжелых роторах— краном), чтобы убедиться на слух в отсутствии задеваний в лопаточных аппаратах и лабиринтовых уплотнениях.

После установки гаек на болты и шпильки согласно имеющейся на них маркировке производится крепление цилиндра (см ниже).

Во избежание заеданий и облегчения снятия гаек при последующем закрытии цилиндра после длительного периода работы в условиях высоких температур нарезка шпилек, болтов и гаек, а также торцы гаек и места их упора во фланцы (подрезки) должны быть предварительно после полной очистки натерты одним из указанных в § 2.5 составов с оставлением минимального слоя.

Затяжку гаек на шпильках и болтах следует начинать с обеих сторон середины цилиндра. Правильное направление и последовательность крепления болтов с обеих сторон, устраняющие деформации цилиндра и перекосы крышки, показаны цифрами и стрелками на рис 7.8.

После затяжки крепежа фланцевого разъема цилиндра до отказа следует повторно при собранном упорном подшипнике повернуть ротор и прослушать цилиндр, после чего производить сборку остальных деталей турбины.

### **7.8. КРЕПЛЕНИЕ ФЛАНЦЕВ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО РАЗЪЕМА ЦИЛИНДРОВ.**

При сборке турбины приходится прибегать к усиленному креплению фланцев горизонтального разъема цилиндров, работающих на вы-

соких и сверхвысоких параметрах пара и имеющих большие диаметры шпилек и болтов, которые изготавливаются из легированных сталей, отличающихся высокой релаксационной стойкостью.

Установленные на парозапорной, парорегулирующей арматуре и фланцах разъема некоторых турбин, работающих с повышенными параметрами пара (565—570° С), шпильки из сталей марок ЭИ10 (25Х1МФ) и ЭИ723 (25Х2М1Ф) обладают недостаточными жаропрочными свойствами, релаксационной стойкостью и склонны к хрупкому разрушению. Такие шпильки при капитальных ремонтах следует заменять шпильками из жаропрочных сталей марок ЭП182 (20Х1М1Ф1ТР) или ЭП44 (20ХМФБР), обладающих более высокой релаксационной стойкостью при температурах до 580° С и менее чувствительных к надрезам и концентрации напряжений, гайки к этим шпилькам изготавливаются из сталей ЭИ723 и ЭИ10. Шпильки из стали ЭИ723 могут применяться для работы при температурах пара не выше 540° С и из стали ЭИ10— не выше 510° С.

Усиленное крепление фланцев разъемов осуществляется затяжкой болтов и шпилек в нагретом состоянии (термическая затяжка), после остывания шпильки укорачиваются и в них создаются напряжения, достаточные для обеспечения плотности фланцевого соединения без пропаривания по разъему до следующей остановки турбины на плановый капитальный ремонт. Начальные напряжения в шпильках, обеспечивающие такую плотность фланцев разъемов цилиндров современных турбин, достигают 3 000 кг/см<sup>2</sup>.

Способ нагрева шпилек до удлинения их на величину заданного натяга является по существу единственным приемлемым способом затяжки гаек на шпильках М120 и выше, при котором удается избавиться от напряжений кручения.

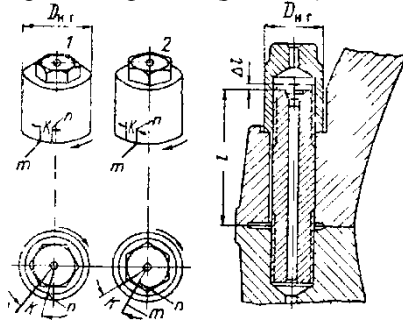
Механическая затяжка требует приложения очень больших сил, для затяжки гаек М165 при необходимости создания усилия затяжки около 3000 кг/см<sup>2</sup> требуется приложение крутящего момента величиной около 5000 кГ, получить такой крутящий момент в условиях электростанции весьма трудно. Применение ударного способа затяжки приводит к большому контактным напряжениям, к пластической деформации резьбы шпилек (болтов) и гаек, к вытягиванию волокон металла в одном направлении и к образованию спаек металла по контактной поверхности резьбы. При разболчивании образующиеся на контактных поверхностях резьбы спайки создают надирь, вызывают заедания гаек и при водят к необходимости срезания гайки, а иногда и шпильки.

Следует также учесть, что при ударном способе затяжки невозможно обеспечить равномерную и правильную затяжку крепежа с достижением одинаковых напряжений во всех шпильках. Такая неравномерность затяжки сильно нагруженных шпилек (болтов) приводит к чрезмерно большим напряжениям отдельных

шпилек, к сокращению срока службы и к их поломке.

Термическая затяжка выполняется следующим образом. Перед нагревом резьба шпилек и гаек натирается легким слоем смазки, которая предохраняет нарезку крепежа от задирания (§ 2.5). После смазки производится предварительная обтяжка до отказа всего крепежа с одинаковым усилием вручную (без нагрева) накидным ключом с рычагом (трубой), длина которого выбирается в зависимости от диаметра крепежа; например, при затяжке гаек М165 усилием двух человек длина рычага составляет 2 м, а гайек М76 усилием одного человека — длина 1 м.

При холодной предварительной затяжке выбираются все зазоры, имеющиеся во фланцевом соединении, и из него выдавливается излишняя мастика. Положение колпачковой гайки, достигнутое при этой затяжке, фиксируется вертикальной риской, нанесенной мелом на ее цилиндрической поверхности (внешний контур гайки), и горизонтальной риской  $t$ , являющейся продолжением вертикальной риски на горизонтальной поверхности фланца (рис 7-13).



**Рисунок 7.13.** Горячая затяжка шпилек и болтов фланцев разъема цилиндра.

$m$ -риска на фланце,  $n$ -вертикальная риска на цилиндрической поверхности колпачковой гайки,  $D_{нr}$ -наружный диаметр гайки,  $l$ -рабочий размер болта и шпильки, 1-положение гайки до поворота, 2 — положение гайки после поворота по дуге  $K$ .

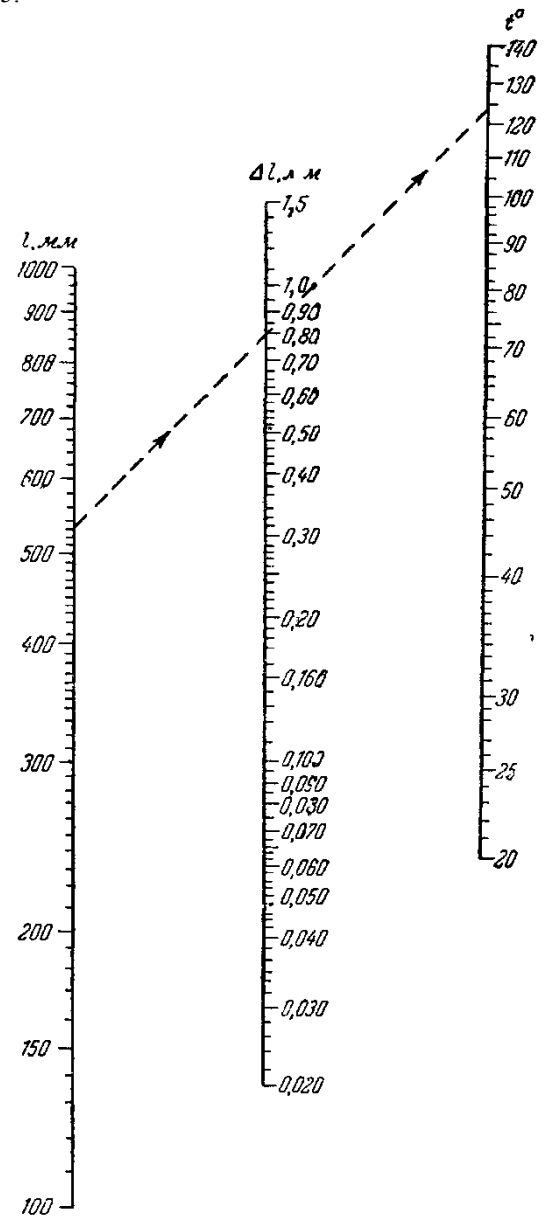
В направлении, обратном завертыванию гаек от вертикальной риски по окружности на расстоянии длины дуги  $K$ , на гайке наносится вторая вертикальная риска  $n$ , указывающая, на какой угол нужно повернуть гайку после надлежащего удлинения шпильки (болта). После нагрева шпильки и ее удлинения на величину  $\Delta l$  между торцом гайки и фланцем образуется зазор, обеспечивающий свободный поворот гайки ключом на заданный угол, т.е. до совпадения второй вертикальной риски  $n$  с горизонтальной риской  $t$  на фланце. После остывания в шпильках возникнут заданные начальные напряжения, которые обеспечат необходимую плотность фланцевого соединения.

Нагрев болта (шпильки) должен производиться до такой температуры, при которой получается увеличение его рабочей длины  $l$ , позволяющее легко повернуть гайку дополнительно на заранее установленную величину дуги  $K$ . Рабочий размер болта  $l$  принимается равным тол-

щине обоих фланцев разъема, а рабочий размер шпильки  $l$ —длине свободного конца шпильки.

Величина дуги  $K$ , на которую необходимо повернуть гайку после нагрева, зависит от диаметра шпильки, шага резьбы и рабочей длины шпильки и определяется по формуле:  $K = \gamma(\sigma_{зат} * l * \pi * D_{нr}) / SF$ .

На основании этой формулы составлена номограмма 1 (рис. 7.14). Эта номограмма ЛМЗ дает возможность графически определить длину дуги поворота гайки  $K$  и величину необходимого удлинения  $\Delta l$  шпильки при нагревании на основании известных величин длины свободного конца шпильки  $l$ , принятого напряжения затыга  $\sigma_{зат}$ , шага резьбовой пары  $S$ , подлежащей затяжке, наружного диаметра колпачковой гайки  $D_{нr}$ ,  $\gamma$ -коэффициент пластической деформации, равный 1,5.



**Рисунок 7.15.** Номограмма 2. Расшифровочный ключ  $l \rightarrow \Delta l \rightarrow \alpha$ .

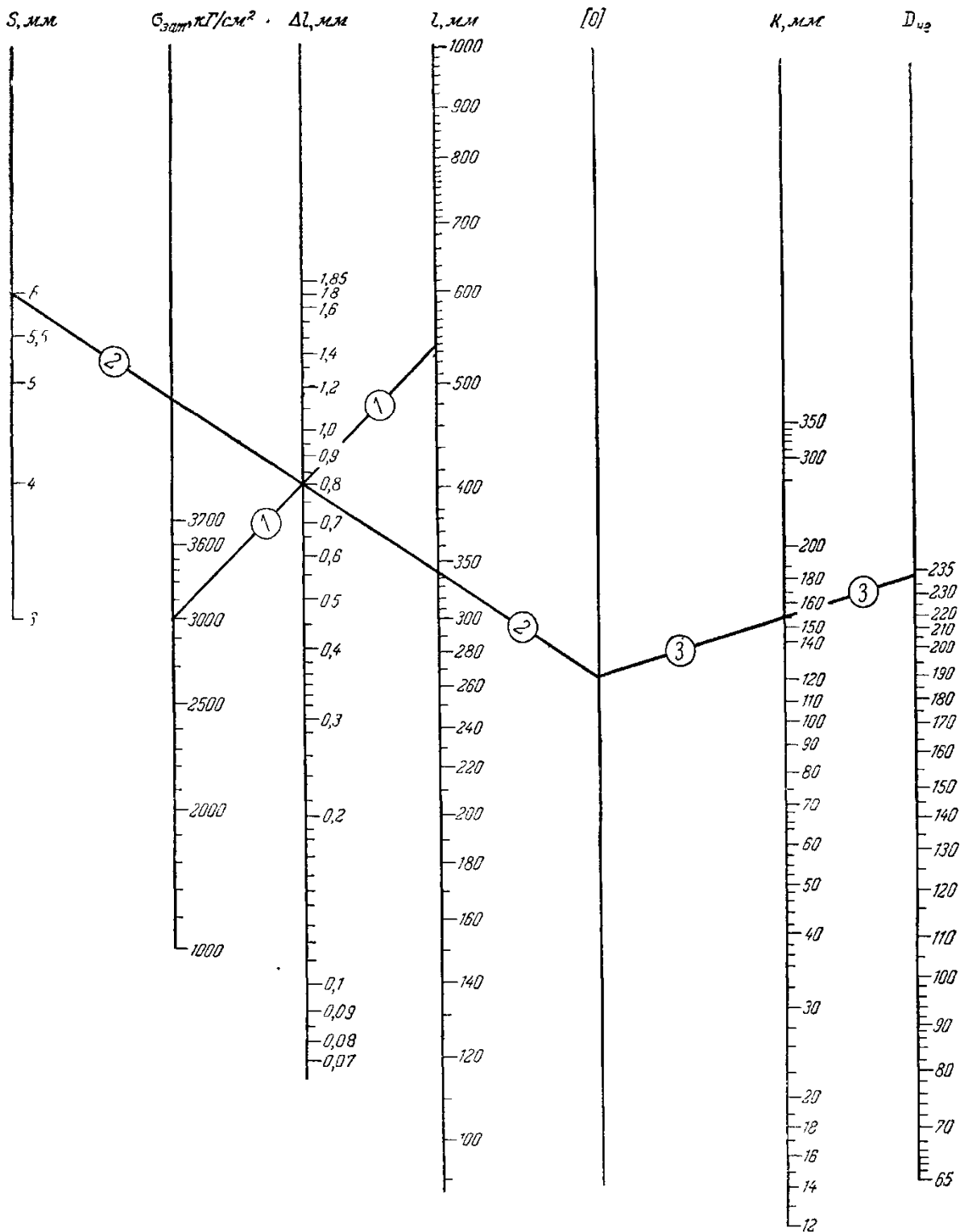


Рисунок 7.14. Номограмма 1. Расшифровочный ключ 1)  $l \rightarrow \Delta l \rightarrow \sigma_{зат}$ ; 2)  $S \rightarrow \Delta l \rightarrow O$ ; 3)  $O \rightarrow K \rightarrow D_{нп}$ .

Для определения расчетных величин температур нагрева шпилек при затяжке служит номограмма 2 (рис. 7.15).

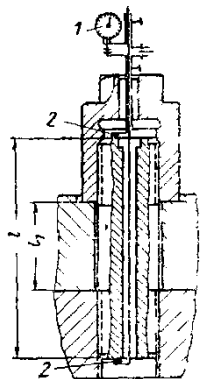
Затяжка шпилек после нагрева на расчетную дугу поворота гайки является наиболее простым по выполнению способом термической затяжки, однако серьезным дефектом такой затяжки является отсутствие гарантии в равномерности напряжений затяжки крепежа одного и того же фланцевого соединения (разброс напряжений), так как расчет дуги поворота производится без

достаточно надежного учета податливости гаек, шайб и в целом резьбовых соединений.

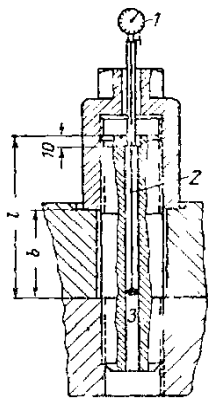
Для обеспечения надежности сборки, постоянства начальных напряжений натяга и при наличии измерительных приборов для соответствующих измерений целесообразно после поворота гаек и полного остывания шпилек проверять полученные в них напряжения, определяя их по удлинению шпилек.

Для этого индикатором с удлинителем (рис 4.5, в) конструкции ЦРМЗ Мосэнерго, специаль-

ным штангенциркулем (рис. 7.16) или цанговым инструментом (рис. 7.17) конструкции Ленэнергогоремонта производятся измерения с точностью до 0,01 мм длины каждой пронумерованной шпильки в холодном ее состоянии до затяжки и длины шпильки после нагрева и затяжки на расчетную дугу поворота и остывания.



**Рисунок 7.16.** Схема штангенциркуля для измерения длины шпильки. 1-индикатор, 2-губки штангенциркуля.



**Рисунок 7.17.** Схема цангового измерителя абсолютно удлинения шпильки от плоскости разреза. 1-индикатор, 2-центральный стержень прибора, 3-пружинная цанга.

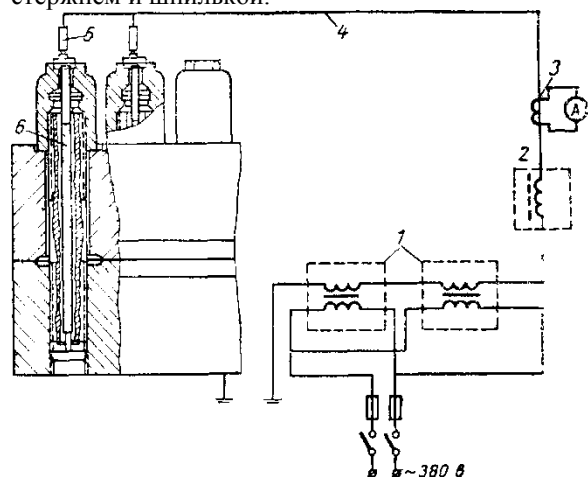
Для равномерного нагрева шпильки (болты) и колпачковые гайки имеют центральные (осевые) сквозные отверстия диаметром 18-30 мм, зависящие от диаметра, длины и металла шпильки. Нагрев шпилек (болтов) через осевые отверстия производится с помощью болтонагревателей различного типа. Производить нагрев открытым пламенем газовой горелки, направленным непосредственно в центральное отверстие болта (со стороны его головки) или в отверстие колпачковой гайки для нагрева шпильки, не допускается. Высокая температура ацетиленокислородного пламени может приводить к местным пережогам металла, к оплавлению краев отверстия шпилек вблизи торцов, к нарушениям структуры металла с недопустимым падением механических свойств и образованием микротрещин, к заеданиям и, в конечном счете, к сокращению срока службы и обрывам шпилек и болтов.

Хорошо зарекомендовавшими себя в ремонтной практике для нагрева крепежа являются карборундовые электронагреватели ЛМЗ типа

КНМВ-25 и некоторые конструкции газовых нагревателей. Карборундовый электродвигатель ЛМЗ (рис. 7.18) состоит из карборундового стержня 6 диаметром 25 мм и верхнего контакта 5, который проводом 4 присоединяется к двум последовательно соединенным сварочным трансформаторам 1. Стержень 6 помещается в осевое отверстие шпильки диаметром 35 мм, после того, как произведены холодная затяжка колпачковой гайки и разметка расчетной дуги поворота гайки К. При опускании нагревателя в отверстие шпильки особое внимание следует обращать на правильность установки его верхней части; эта установка должна обеспечить равномерный кольцевой зазор между карборундом и отверстием в шпильке; касание карборунда с металлом может вызвать замыкание и повреждение карборунда. Карборундовый стержень должен быть опущен в осевое отверстие шпильки так, чтобы его греющая часть приходилась по длине на ненарезанную часть шпильки. Это вертикальное положение стержня фиксируется с помощью установочного кольца.

Включение карборундовых нагревателей на питание током от сварочных трансформаторов по схеме, приведенной на рис. 7.18, производится после того, как на нагреватели одеты верхние контакты. Сила тока, подаваемая на нагреватели, регулируется дросселем 2 и по амперметру, включенному через трансформатор тока 3, должна быть равна 70 А на один нагреватель.

Температура рабочей части карборундового стержня достигает 1200° С. За счет радиации тепла от раскаленного стержня достигается равномерный по всей длине шпильки нагрев ее внутренней поверхности до температуры 550° С, что обеспечивает необходимое удлинение шпильки; такое падение температуры объясняется термическим сопротивлением воздушного зазора между стержнем и шпилькой.



**Рисунок 7.18.** Схема подключения карборундовых нагревателей ЛМЗ.

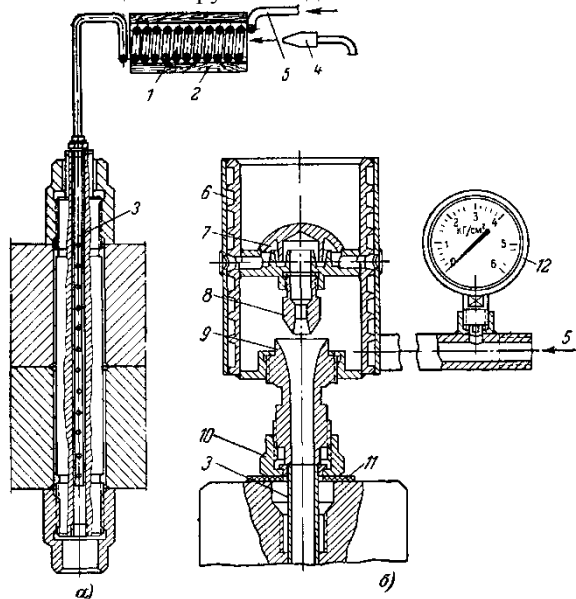
По мере нагрева и удлинения шпильки поворот гайки производится обычным ключом вручную на размеченную ранее величину дуги К. После поворота гайки на заданную величину питание нагревателя отключается; снятие верхнего

контакта и перенос нагревателя в отверстие следующей шпильки производится после проверки прибором отсутствия тока в цепи нагревателя.

По данным ЛМЗ нагрев шпильки М120 при силе тока 70 А, напряжении 90 в и мощности 6,3 кВт выполняется за 12—15 мин, шпильки М140—за 20—25 мин и шпильки М165—за 25—30 мин. При этих условиях, работая двумя: нагревателями, затяг крепежа цилиндра высокого давления турбины К-200-130 может быть произведен не более чем за 3—4 ч.

Для обеспечения требований техники безопасности при пользовании карборундовыми электронагревателями должны соблюдаться следующие условия: 1) хорошее заземление шпилек и корпуса цилиндра турбины; 2) надежная изоляция провода и верхнего контакта, подводящих электропитание к нагревателю (сопротивление изоляции должно быть не менее 150 кОм); 3) соответствующие организационные меры, обеспечивающие безопасность в связи с производством работ при напряжении 90—110 В и высокотемпературном нагреве нагревателя и шпилек.

Все операции по вводу стержней в отверстия шпилек, по выемке и переносу их в отверстия других шпилек, подлежащих затяжке, должны производиться очень осторожно, так как карборундовые стержни отличаются большой хрупкостью и совершенно не выдерживают ударов, изгибающих нагрузок и т. д.



**Рисунок 7.19.** Схемы нагрева шпильки; а - газовым змеевиковым нагревателем ХТГЗ; б - газовым нагревателем эжекторного типа; 1-змеевиковый нагреватель, 2-кожух с изоляцией, 3-распределительная трубка нагревателя, 4-автогенная горелка, 5-подвод сжатого воздуха, 6-корпус нагревателя, 7-подогреватель, 8-сопло, 9-смеситель (диффузор), 10-гайка накидная, 11-прокладка, 12-манометр.

Для нагрева крепежа применяются также газовые нагреватели, одним из которых является змеевиковый нагреватель ХТГЗ, схема действия этого нагревателя приведена на рис 7-19,а. В

обогреваемый пламенем автогенных горелок змеевик, который изготавливается из 8—10 витков (диаметр витка 120—150мм) стальной трубки диаметром 15—20 мм, подается воздух под давлением 3—4 ат. Змеевик помещается в камеру из листового железа, выложенную внутри асбестом. После нагрева горячий воздух с температурой 250—300°С поступает через наконечник в распределительную трубку с равномерно расположенными по длине и окружности отверстиями, вставленную в осевое отверстие шпильки. Нагрев шпильки диаметром 120 мм при использовании такого нагревателя до необходимой для затяжки температуры достигается за 12—15 мин. Недостатком нагревателей этого типа является быстрое прогорание их змеевиковой части, вызываемое действием пламени высокой температуры.

Газовый нагреватель ЛМЗ отличается от указанного тем, что нагрев воздуха производится в змеевике не ацетиленовыми горелками, а электрическим током. В данном случае змеевик используется как сопротивление, подключенное к сварочному трансформатору, являющемуся источником тока.

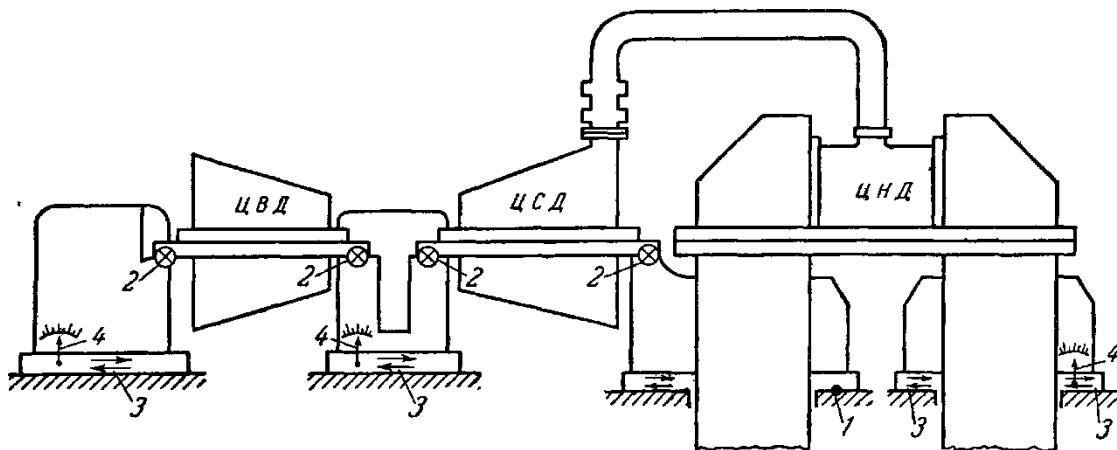
Газовый нагреватель эжекторного типа Свердловского турбомоторного завода (рис 7.19,б), представляющий собой поверхностно-смешивающий теплообменник, является одной из удачных конструкций для нагрева шпилек. Сжатый воздух с давлением 5—6 ат сначала нагревается газовой горелкой в корпусе 6, затем после дополнительного нагрева в подогревателе 7 наиболее горячей частью пламени горелки поступает в сопло 8.

Из сопла горячий воздух вытекает с высокой скоростью и, захватывая продукты сгорания, поступает в смеситель 9, где происходит смешение воздуха с продуктами сгорания, отсюда газоздушная смесь с температурой 550—650°С поступает через специальный наконечник в отверстие шпильки. Время нагрева шпилек этим нагревателем, по данным завода, ориентировочно составляет от 3-4 мин для шпилек М64 до 8—11 мин для шпилек М140.

Применение карборундовых и других болтонагревателей, не портящих резьбовых соединений, повышает производительность труда и долговечность фланцевого соединения; под долговечностью в данном случае понимается время между двумя перезатяжками шпилек, производимыми из-за ослабления затяжек шпилек вследствие релаксации напряжений, это время должно быть не меньше, чем время между двумя остановками турбоагрегата на плановый капитальный ремонт, т.е. по крайней мере не менее двух лет.

## 7.9. ТЕПЛОВЫЕ РАСШИРЕНИЯ.

Проверке правильности тепловых расширений турбин в целом и отдельных ее деталей, подвергающихся в эксплуатации действию высоких температур, следует при ремонте турбины уделять серьезное внимание.



**Рисунок 7.20.** Схема тепловых расширений турбины К-200-130 ЛМЗ. 1-мертвая точка, 2-поперечные шпонки, 3-скользящие опоры, 4-указатели расширения.

В эксплуатации, особенно в периоды пусков и изменений режимов нагрузки турбины, должно быть обеспечено систематическое наблюдение за беспрепятственностью продольных и поперечных тепловых расширений цилиндров и роторов, за сохранением постоянства взаимного положения осей расточек цилиндров и корпусов подшипников.

Особенно большое значение это имеет для турбин с повышенными начальными параметрами пара и мощностями, так как тепловые расширения этих турбин достигают 50 мм.

На рис. 7.20 показана схема тепловых расширений турбины К-200-130 ЛМЗ. Турбина имеет на средней раме обратного потока ЦНД мертвую точку, которая образована системой продольных и поперечных направляющих шпонок. Наблюдающиеся тепловые расширения вдоль оси турбины достигают при нормальной нагрузке величин: до 30 мм по указателю на переднем скользящем подшипнике ЦВД, до 12 мм—на среднем подшипнике между ЦВД и ЦСД и до 3 мм расширение ЦНД в сторону генератора.

При таких величинах расширений цилиндров турбины, естественно, что любые ненормальности и нарушения тепловых расширений вызывают перекосы, дефекты в направляющих шпоночных соединениях и защемления в скользящих опорах цилиндров; такие нарушения работы могут приводить к вибрации агрегата, к задеваниям в лабиринтовых уплотнениях и лопаточных аппаратах, к прогибам валов и пр.

В большинстве конструкций турбин корпус переднего подшипника выполняется подвижным, скользящим по фундаментной раме вдоль оси турбины по двум продольным шпонкам; шпонки обеспечивают перемещение корпуса подшипника при тепловых расширениях цилиндра турбины, опирающегося на этот корпус. Чтобы избежать заеданий при перемещении, продольные шпонки должны быть пригнаны к гнездам в опорной поверхности корпуса подшипника с боковым зазором 0,04—0,05 мм, к фундаментной раме с боковым зазором 0,01—0,02 мм и по отношению к корпусу подшипника с верхним зазором в 2—3 мм (рис. 7.21, а). Шпонки привертываются к раме

впотьай, сами же опорные поверхности корпуса и рамы должны быть тщательно пришаброваны одна к другой и смазаны ртутной мазью.

Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме производится болтами, шпильками и угловыми шпонками, не препятствующими перемещению подшипника (рис. 7.21, з, д, е). Для обеспечения такого крепления необходимо: 1) пришабровать поверхность, прилегающую к шайбам, подложенным под болты или шпильки; 2) подогнать гайки или головки шпилек и болтов так, чтобы при довернутом до отката состоянии зазор между ними и шайбой равнялся 0,05—0,06 мм; 3) проверить зазор между стенкой отверстия в корпусе подшипника и телом болта или шпильки, который должен соответствовать величине максимального перемещения корпуса; этот зазор со стороны цилиндра в корпусе подшипника двухцилиндровых турбин берется равным 12—20 мм (размер х); 4) установить зазоры в угловых шпонках по обе стороны корпуса подшипника, равными 0,05—0,06 мм; эти шпонки - «диванчики» предназначены для предотвращения отставания корпуса подшипника от рамы под действием момента сил, который может появиться вследствие заедания и значительного трения при скольжении корпуса подшипника по фундаментной раме; 5) смазать все скользящие поверхности ртутной мазью для устранения заеданий и уменьшения трения.

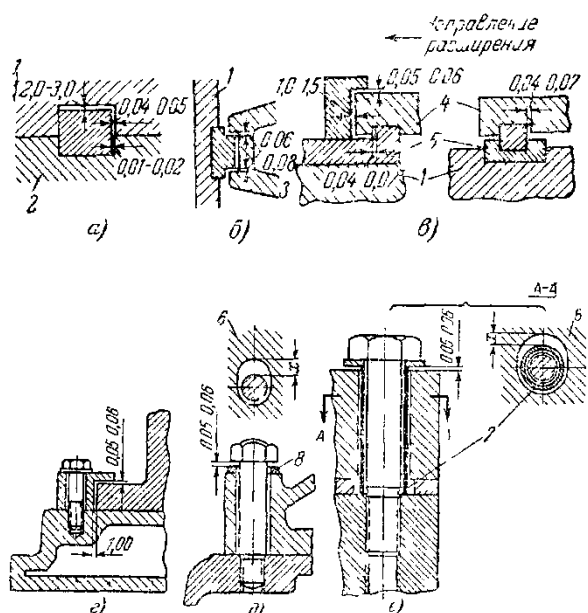
Крепление цилиндров высокого давления с корпусами подшипников осуществляется с помощью опорных лап или полуфланцев.

Наиболее распространенной является конструкция крепления, в которой цилиндр высокого давления с помощью двух опорных лап, являющихся продолжением фланца горизонтального разреза нижней половины, опирается на корпус переднего подшипника (рис 7.22, а).

Лапы цилиндра 1 опираются на две поперечные шпонки 2; зазоры в шпоночных соединениях выдерживаются в пределах 0,04-0,07 мм. Эти шпонки, конструкции которых приведены на рис. 7.21,б, фиксируют правильность положения цилиндра по отношению к корпусу подшипника в осевом направлении и одновременно

являются направляющими в поперечном направлении.

Для обеспечения правильного направления расширения цилиндра относительно корпуса подшипника в вертикальном направлении внизу между цилиндром и корпусом подшипника установлена одна вертикальная шпонка, прикрепленная к корпусу подшипника или к цилиндру. Если шпонка крепится к цилиндру, то шпоночный паз выполняется в корпусе подшипника и зазор в этом случае предусматривается в шпоночном соединении в пределах 0,1—0,18 мм (в зависимости от величины нагрева шпонок); при шпонках, расположенных на подшипнике (рис. 7-21, б), зазор выполняется в пределах 0,06—0,08 мм. Во избежание заклинивания в пазу при нагреве цилиндра в большинстве конструкций шпоночный паз выполняется на цилиндре, а шпонка крепится винтами к корпусу подшипника, являющемуся более холодной частью, чем цилиндр.

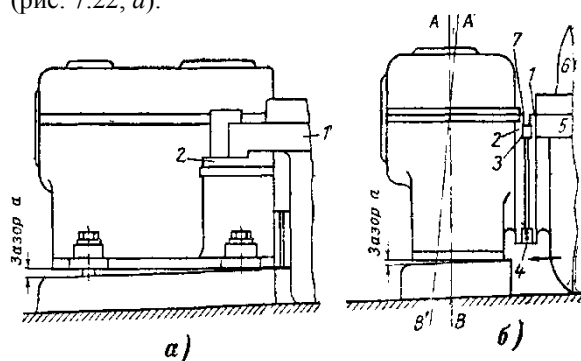


**Рисунок 7.21.** Крепление подвижного корпуса подшипника и зазоры в шпонках; а – продольная шпонка, б – вертикальная шпонка, в – поперечные консольные шпонки, г – угловая шпонка-«диванчик», д – шпилька с дистанционной шайбой, е – шпилька с дистанционной втулкой. 1-корпус подшипника, 2-рама, 3-цилиндр, 4-лапа цилиндра, 5-шпонка, 6-сторона цилиндра, 7-дистанционная втулка, 8-дистанционная шайба.

Таким образом, боковым перемещениям цилиндров относительно корпусов подшипников препятствуют вертикальные шпонки, а сохранению постоянного осевого расстояния между цилиндрами и подшипниками—поперечные шпонки под лапами цилиндров. Благодаря наличию указанных шпонок оси цилиндров и подшипников практически не имеют взаимного смещения, несмотря на значительные тепловые расширения цилиндров.

В этой конструкции поверхности скольжения лап цилиндра лежат несколько ниже оси турбины, вследствие чего при тепловом расширении лап может возникнуть смещение оси цилиндра

относительно оси подшипника в вертикальном направлении вверх. Это является дефектом конструкции, так как такое, хотя и незначительное, смещение при дефектах скольжения подшипника по фундаментной раме приводит к тому, что при расширении в осевом направлении цилиндр стремится прижать корпус подшипника к фундаментной раме, а при сокращении возникает опрокидывающий момент от усилий, передаваемых лапами ЦВД на поперечные шпонки; при этом цилиндр стремится наклонить подшипник к себе, поэтому опорная поверхность корпуса подшипника спереди приподнимается, а сзади прижимается к фундаментной раме. В наличии подъема опоры подшипника спереди при уменьшении нагрузки турбины, снижении температуры свежего пара и пр., когда цилиндр охлаждается и перемещает корпус подшипника по направлению к генератору, трудно убедиться, замерив зазор а щупом (рис. 7.22, а).



**Рисунок 7.22.** «Опрокидывание» корпуса переднего подшипника; а - при креплении ЦВД на лапах, б - при креплении ЦВД на полуфланцах.

Это явление приводит к некоторой расцентровке цилиндра и корпуса подшипника и может вызывать вибрации передней части турбины, наклеп на опорной поверхности фундаментной рамы, корпуса подшипника и на продольных шпонках и при наличии червячной передачи регулятора может приводить к срабатыванию ее зубьев вследствие изменений в зацеплении.

Для устранения подобных дефектов необходимо во время ремонта освободить соединительные и крепежные болты корпуса подшипника, несколько приподнять его мостовым краном и очистить от грязи и ржавчины фундаментную раму, опорную поверхность корпуса подшипника, шпонки и гнезда, после чего все скользящие поверхности смазать ртутной мазью или протереть серебристым чешуйчатым графитом.

Подъем корпуса подшипника, а также, в случае необходимости, его удаление с фундаментной рамы являются исключительно ответственными операциями и могут производиться только под руководством опытного персонала.

Если при проверке во время ремонта обнаружен износ шпоночных соединений, исправление этих соединений хотя и является очень трудоемкой работой, но должно быть обязательно проведено. Эта работа заключается в припиловке и выравнивании боковых поверхностей шпоноч-



ного паза с соответствующим увеличением ширины новых шпонок и их подгонкой по зазорам к вновь обработанному шпоночному пазу.

Если обнаружено неполное прилегание опорных поверхностей корпусов подшипников к фундаментным плитам и лап цилиндров к корпусам подшипников (наличие зазоров в стыках), необходимо произвести пришабровку прилегающих поверхностей. Шапровка производится до получения равномерного распределения по всей поверхности прилегания не менее 1—2 пятен краски на 1 см<sup>2</sup>, при этом шуп толщиной 0,05 мм нигде в стык поверхностей проходить не должен. Для получения наиболее удовлетворительных результатов вначале производится шапровка поверхности фундаментной рамы по контрольной плите, а затем опорной поверхности корпуса подшипника по фундаментной плите; для этого приходится корпус подшипника несколько раз перекапывать для шапровки его опорной поверхности после ее проверки по краске, наносимой на опорную поверхность фундаментной плиты.

При сборке необходимо убедиться в наличии соответствующих зазоров в креплении корпуса подшипника к фундаментной раме, которое производится с помощью дистанционных болтов и угловых шпонок, препятствующих «опрокидыванию» корпуса.

Наличие этих зазоров обеспечивает беспрепятственное передвижение корпуса подшипника по фундаментной раме, вызываемое тепловыми деформациями цилиндра; обычно при нормальном положении в наличии этих зазоров нетрудно убедиться путем проверки подвижности шайб под дистанционными болтами или проверки шупом зазоров в угловых шпонках; при наклоне корпуса подшипника шайбы оказываются зажатыми, а зазоры выбранными.

Перекашивание корпуса переднего подшипника, помимо указанных ранее причин конструктивного порядка, может также вызываться дефектами в монтаже паровых коробок регулирования, паропроводов, подключенных к турбине и неправильной затяжкой пружинных амортизаторов, имеющихся на некоторых турбинах с тяжелыми корпусами (см. рис. 18.2).

Присоединенные трубы не должны создавать при нагревании больших дополнительных нагрузок на цилиндр, особенно это относится к трубам больших диаметров и толщин стенок; возникающие от таких труб нагрузки могут приводить к деформациям цилиндра и вызывать изменение зазоров в уплотнениях и проточной части, перекосы и заедания в направляющих шпонках, отставание скользящих опор и т.д.

После окончания ремонта и закрытия цилиндра высокого давления должна быть также произведена проверка правильности затяжки пружинного амортизатора (рис. 7.23), установленного под лапой цилиндра и предназначенного для разгрузки цилиндра от реакции крутящего момента, действующего на цилиндр. Натяжение пружины амортизатора, например, у ЦВД турби-

ны ВК-100-2 ЛМЗ, производится на 25 мм, благодаря чему часть указанного реактивного момента передается на фундамент турбины; увеличение натяга пружины свыше 25 мм недопустимо, так как приводит к отрыву лап от поперечных шпонок, на которые они опираются.

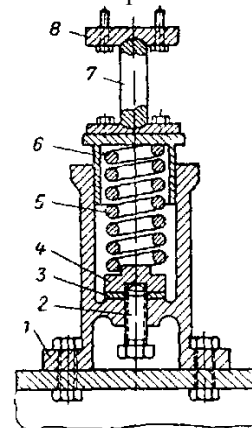


Рисунок 7.23. Амортизатор. 1-колонка, 2-винт, 3-подкладка, 4-тарелка пружины, 5-пружина, 6-стакан, 7-скалка, 8-опорная тарелка.

Крепление цилиндра к корпусу подшипника по типу, изображенному на рис. 7.22, б, состоит в том, что полуфланец 1, отлитый заодно с нижней частью цилиндра, соединяется с полуфланцем 2, отлитым как одно целое с торцом корпуса подшипника, примыкающим к цилиндру. Фиксация крепления цилиндра к подшипнику осуществлена двумя горизонтальными поперечными шпонками 3 и одной вертикальной шпонкой 4. Эти шпонки установлены так, чтобы одна половина тела шпонки находилась во фланце цилиндра, а вторая половина—во фланце корпуса подшипника. Шпонки тщательно по краске пригнаны к своим гнездам без зазоров, благодаря чему смещение цилиндра относительно подшипника во время работы не может произойти.

Болтовые крепления полуфланцев и шпонок не препятствуют температурному расширению цилиндра по отношению к корпусу подшипника, так как затяжка болтов допускает взаимное передвижение полуфланцев один относительно другого в направлениях, определяемых шпонками.

Такая конструкция крепления цилиндра, преимущественно применявшаяся в турбинах с начальными параметрами пара до 35 ат и 435° С, обладает следующими недостатками: 1) большая поверхность соприкосновения между корпусом подшипника и цилиндром (между полуфланцами) обуславливает хорошую теплопередачу от цилиндра к подшипнику и может, при отсутствии в камере подшипника специального отражателя, вызывать излишний нагрев масла, 2) изменение температурного режима работы турбины из-за изменений нагрузки и параметров пара вызывает осевое расширение цилиндра в толстых и более холодных фланцев 5 меньше, чем в тонкостенной нижней части цилиндра. Под влиянием неравномерного расширения верхней и нижней частей цилиндра полуфланцы поворачиваются около

точки 7 в направлении, указанном стрелкой что вследствие плотного стыка полуфланцев цилиндра и подшипника вызывает перемещение оси подшипника из положения АВ в положение А'В' (опрокидывание).

В наличии перекоса (подъема передней стороны корпуса подшипника над фундаментной рамой) нетрудно убедиться, проверив щупом зазор а между подошвой корпуса переднего подшипника спереди и фундаментной рамой. В холодном состоянии корпус подшипника полностью опирается на раму и никакого зазора нет, в горячем же состоянии, в особенности при изменении температурного режима, образуется зазор 0,2—0,3 мм, величина зазора иногда доходит до 1—1,5 мм.

Такой перекоп вызывает смещение горизонтальных осей цилиндра и подшипника, вследствие чего нарушается центровка вала в лабиринтовых расточках. Нарушение центровки может привести к вибрации передней части турбины, к задеваниям вала за лабиринтовые уплотнения, к их быстрому срабатыванию и, наконец, к прогибу вала из-за быстрого местного нагрева. Если при больших зазорах задевания вала за лабиринтовые уплотнения не наблюдаются, то все же смещение оси вала относительно оси расточек вызывает натир на противоположных краях баббитовой заливки вкладыша переднего подшипника. Перекоп корпуса подшипника приводит также к деформациям шпилек, крепящих корпус подшипника к фундаментной раме.

Устранение перекопов подшипника в ряде подобных случаев достигалось установкой металлических прокладок толщиной 1—2 мм у каждой горизонтальной шпонки, под гайки болтов, стягивающих нижнюю часть полуфланца, устанавливаются пружинные шайбы, обеспечивающие необходимую плотность затяжки этих болтов при температурных расширениях полуфланцев. Это приводит к положительным результатам, так как благодаря зазору, получающемуся по всему стыку полуфланцев, осевое давление на корпус подшипника передается только в местах установки прокладок, что снижает температуру полуфланцев.

Вне зависимости от конструкции крепления цилиндра указанные выше дефекты и другие препятствия нормальным тепловым расширениям цилиндров должны устраняться при ремонте путем обеспечения соответствующих зазоров, устранения заеданий, уменьшения температуры нагрева стенки корпуса подшипника, обращенной к цилиндру турбины, улучшения изоляции цилиндра, установки водяных экранов и другими средствами, обеспечивающими сохранение правильного взаимного положения цилиндров и корпусов подшипников на всех режимах эксплуатации турбоагрегата.

За правильным взаимным положением цилиндров и корпусов подшипников, а также за беспрепятственностью, симметричностью и величиной тепловых расширений, обеспечиваемых системой продольных, поперечных и вер-

тикальных направляющих шпонок, имеющих между цилиндрами, фундаментными рамами и корпусами подшипников, должен быть установлен постоянный контроль. Этот контроль производится по постоянным контрольным пальцам и указателям различных конструкций; к этим конструкциям относятся и специальные указатели тепловых расширений — индикаторы с датчиками и сигнализаторами для дистанционной передачи оперативной и предельной информации.

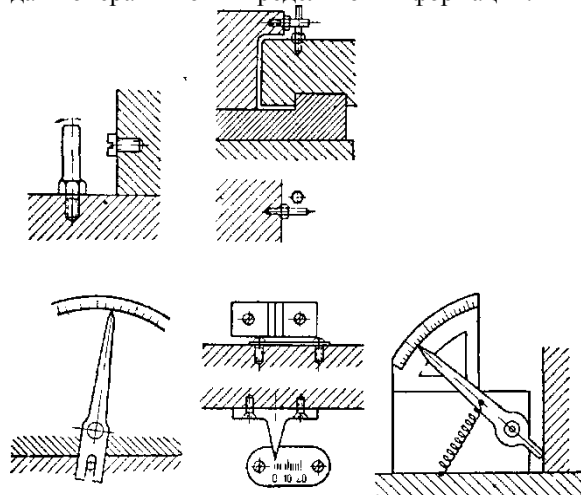


Рисунок 7.24. Указатели тепловых расширений турбины.

Указатели и контрольные пальцы типа приведенных на рис. 7.24, должны быть жестко и прочно укреплены в различных точках турбины (на лапах цилиндров, на корпусах подшипников и на фундаментных рамах).

Из дистанционных указателей наиболее удобны в эксплуатации индикаторы расширения, типа установленных на турбинах К-300-240 ЛМЗ; эти индикаторы дают возможность прочесть величину сдвига скользящего подшипника как непосредственно у турбины по шкале механического указателя, так и на щите машиниста по указывающему прибору, который соединен электрически с датчиком механического указателя.

Установка контрольных пальцев, индикаторов и датчиков производится в холодном состоянии турбины при ремонте, и это начальное положение должно быть зафиксировано в формуляре ремонта.

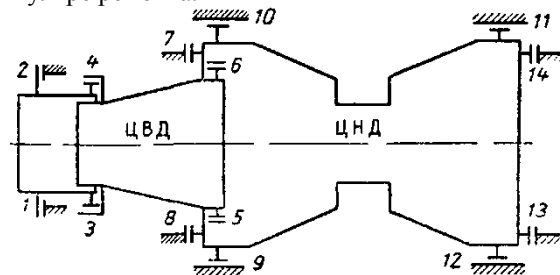


Рисунок 7.25. Точки измерения тепловых расширений двухцилиндровой турбины и их порядковая нумерация.

Во время эксплуатации показания указателей расширения должны периодически запи-

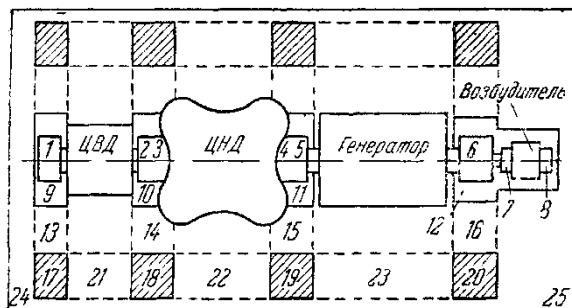
сываться в специальный журнал. На рис. 7.25 представлена схема расстановки 14 постоянных точек измерения тепловых расширений двухцилиндровой турбины, по которым должны производиться указанные периодические измерения. При появлении вибрации анализ данных этого журнала дает возможность выяснить, не являются ли причиной вибрации ненормальные тепловые расширения турбины.

### 7.10. ФУНДАМЕНТЫ ТУРБОАГРЕГАТОВ.

Во время капитального ремонта серьезное внимание следует уделять обследованию состояния фундаментов турбоагрегатов для своевременного выявления появившихся дефектов (трещин, пропитки бетона маслом, ослабления фундаментных болтов, недостатков в подливке рам и др.).

Необходимо убедиться в отсутствии трещин, особенно в ригелях, продольных балках, стойках и других несущих элементах фундамента (рис. 7.26). Только тщательный осмотр и расчистка до выхода основного бетона могут показать в сомнительных случаях, не являются ли поверхностные трещины, заметные в верхнем штукатурном слое, показателем разрушения основного бетона; кроме того, опасные трещины могут располагаться в трудно доступных для осмотра местах или могут быть скрыты слоем облицовки. Для контроля во время эксплуатации за развитием трещин поперек них в нескольких местах приклеиваются «маяки» — пластинки из тонкого стекла; разрыв пластинок показывает дальнейшее расширение трещин.

Перед капитальным ремонтом при обнаружении трещин в конструктивных элементах фундаментов необходимо произвести проверку вибрации фундамента. Амплитуды колебаний при вибрации несущих элементов фундамента (ригелей, продольных балок, стоек) не должны превышать 0,01—0,02 мм. Увеличение амплитуды вибраций выше указанных требует серьезного внимания при ремонте к возможным дефектам фундамента.

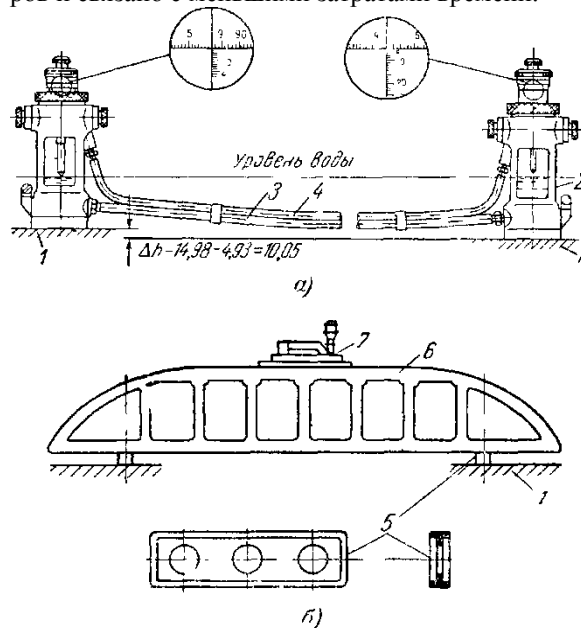


**Рисунок 7.26.** Фундамент двухцилиндрового турбоагрегата. 1—8—подшипники, 9—12—фундаментные плиты, 13—16—ригели, 17—20—стойки, 21—23—продольные балки, 24—25—кон соли.

Необходимо проверить, не являются ли обнаруженные дефекты следствием осадки фундамента. Промеры для определения наличия и

размера продольной осадки фундамента (по оси турбоагрегата) производятся гидростатическим уровнем завода «Калибр» (рис. 7.27, а), измерительные головки уровня устанавливаются в двух крайних точках турбоагрегата, обеспечивая замеры их относительных высотных отметок с точностью до 0,01 мм. При пользовании гидростатическим уровнем надо исключить возможность попадания воздуха в водяной шланг или воды в воздушный шланг, так как это может исказить показания прибора.

Промеры поперечной осадки фундамента (перпендикулярной оси турбоагрегата) обычно производятся по плоскостям фланцев разъема с помощью проверочной линейки и уровня «Геологоразведка» (рис. 7.27, б), или гидростатическим уровнем, что дает более высокую точность замеров и связано с меньшими затратами времени.



**Рисунок 7.27.** Измерительные приборы и приспособления для проверки наклона плоскости к горизонту; а - гидростатический уровень завода «Калибр», б - проверка наклона с помощью линейки, призм и уровня. 1—измеряемые плоскости, 2 — измерительные головки: 3 — водяной шланг, 4 — воздушный шланг 5—призмы, 6—монтажная линейка, 7—уровень «Геологоразведка».

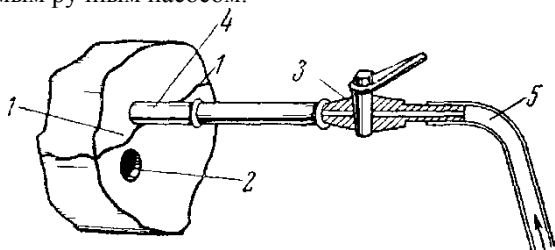
Эти примеры, как уже указано, не дают абсолютных значений величины осадки фундамента турбоагрегата, а только относительное взаимное положение измеряемых точек фундамента. При этом если по оси турбоагрегата замерить и какую-либо промежуточную точку, то можно определить, произошла ли равномерная осадка фундамента или в фундаменте имеется перелом. Наличие последнего должно быть также проверено тщательным осмотром самого фундамента для выявления в нем трещин и поломок.

Сравнимые результаты указанных замеров могут быть получены, если в течение ряда лет гидростатическим уровнем измеряются высотные отметки различных точек фундамента относительно нивелированной точки (репера), положение которой не связано со строительной кон-

струкцией фундамента и принимается при всех замерах за начало отсчета.

Трещины, носящие поверхностный характер и не затрагивающие арматуру, перед заделкой новым бетоном должны быть расчищены до полного их выведения без повреждения арматуры; очищенную поверхность бетона следует насечь, вычистить металлической щеткой, промыть чистой водой и забетонировать до первоначальных размеров. В связи с тем, что масло при попадании на фундамент проникает в бетон глубоко, делая его рыхлым и нестойким, необходимо удалять бетон путем его подрубки ниже пропитанного маслом слоя, но без повреждения арматуры.

При обнаружении пустот и наличии глубоких трещин с небольшим раскрытием и без повреждения арматуры применяется их заделка методом инъекции. Инъекция заключается в нагнетании с помощью инжектора (рис. 7.28) цементного раствора под давлением 2—8 ат, создаваемым ручным насосом.



**Рисунок 7.28.** Инжектор для впрыскивания цементного раствора. 1 - трещина в фундаменте, 2 - отверстие для инжектора, 3 - проходной кран, 4 - резиновый шланг, 5 - подача раствора цемента.

До начала инъекции отбивается штукатурка вблизи трещины, обнажается бетон и сверлятся сверлами с победитовой коронкой отверстия диаметром до 30—40 мм и глубиной до 300 мм; при расположении отверстий выше и ниже трещины на 10—20 мм расстояние между ними принимается равным 400—500 мм. После продувки воздухом и промывки отверстий водой под давлением производится инъекция цементного раствора из глиноземистого быстрохватывающего цемента марки 500 (1 часть цемента на 1—2 части воды по весу).

Заделка путем инъекции производится до получения первоначальных размеров, в период схватывания нового бетона не следует производить каких-либо работ по турбине, связанных с установкой и снятием тяжелых деталей (роторов, крышек цилиндров и т.д.).

Глубокие трещины и отколы бетона, а также обнаруженные обрывы арматуры, особенно в местах соединения колонн с балками или ригелями, повреждения в деталях каркаса и другие дефекты, которые проникают в глубь бетона, должны быть тщательно обследованы после вырубки поврежденного бетона и обнажения дефектной арматуры. В этих случаях к обследованию необходимо привлечь соответствующих специалистов для определения причин появления указанных дефектов (возможно связанных с резонансными колебаниями) и выбора технологии устранения дефектов (заварка и усиление арматуры, бетонирование, инъекция, усиление стоек фундамента, наложение дополнительного бетонного слоя, дополнительных ребер жесткости и др.).

## 8. РОТОРЫ ТУРБИН.

### 8.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РОТОРОВ.

Роторы являются одними из самых ответственных частей турбины, они несут на себе рабочий лопаточный аппарат, который выполняет основную функцию паровой турбины—преобразование энергии пара в механическую работу вращения генератора.

Роторы турбин вращаются с большим числом оборотов и, передавая всю мощность, вырабатываемую турбиной, несут большие нагрузки в условиях длительного воздействия высоких температур, различных по длине вала, разность температур по длине ротора достигает 500° С (ротор ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ). Эти условия требуют обеспечения свободных тепловых расширений деталей роторов с одновременным надежным их закреплением, необходимым для сохранения нормальных зазоров между подвижными и неподвижными частями турбины.

В современных паровых турбинах применяются роторы различные по способу изготовления (цельнокованные, сварные, с дисками, насаженными на вал, комбинированные) и по конструктивному выполнению (барабанные, дисковые и комбинированные).

Цельнокованные дисковые роторы изготавливаются за одно целое с дисками и полумуфтой (из одной поковки) и в основном применяются в цилиндрах высокого давления при высоких параметрах пара. Цельнокованные роторы значительно компактнее, прочнее и жестче роторов с насадными дисками и в них не возникает вопросов надежности посадки дисков на вал. Главным их недостатком является необходимость замены всего вала при повреждении одного из дисков.

Роторы с дисками, насаженными на вал, применяются в турбинах низких и средних параметров пара и в части низкого давления современных турбин. Посадка дисков в горячем состоянии производится несколькими способами (непосредственно на вал, на конические втулки, на специальные кольца, на пальцевые втулки и др.).

Комбинированные роторы представляют собой валы, которые со стороны высокого давления выполнены цельноковаными с несколькими дисками, а в части низкого давления имеют по нескольку насаженных дисков. Такой комбинированный ротор в ЦСД турбины К-200 130 ЛМЗ имеет в передней части (в зоне высоких температур 540—320° С) диски, откованные за одно це-

лое с валом, а в задней части (в зоне температур 300° С и ниже) диски, насаженные с натягом.

Роторы барабанного типа применяются главным образом при реактивном облопачивании, где нет необходимости в установке диафрагм. В одних конструкциях при небольших диаметрах барабанов и значительных окружных скоростях барабанные роторы выполняются цельноковаными или сварными (барабан сваривается из отдельных колец и дисков), в других—барабаны отковываются за одно целое с одной частью вала, а другая часть вала, изготовленная отдельно, закрепляется в барабане горячей посадкой или болтами.

Турбинные валы отковываются из высококачественных углеродистых или легированных релаксационно устойчивых жаропрочных сталей (Р2М, 15Х12ВМФ, ЭИ405, ЭИ572 и др.). ХТГЗ, например, для роторов высокого давления с параметрами пара 240 ат и 560—580° С применяет хромомолибденовольфрамованадиевую сталь 20ХЗМВФ (ЭИ415). Роторы подвергаются соответствующей термической обработке и механической обработке на токарных станках с большой точностью, так как даже самое незначительное отклонение от геометрической оси вызывает вибрацию турбины (биение не должно превышать 0,020—0,025 мм).

Роторы испытывают в эксплуатации постоянные и знакопеременные напряжения. Основными причинами, вызывающими эти напряжения, являются: весовые нагрузки ротора (от собственного веса вала и веса всех деталей, насаженных на вал); крутящий момент, соответствующий передаваемой мощности; возможное смещение центров тяжести деталей ротора относительно геометрической оси вала, и другие напряжения, наличие которых может вызывать в процессе эксплуатации вибрации.

Особенное значение это имеет для тех роторов современных мощных турбин, в которых уже применяются гибкие роторы, имеющие рабочую скорость, лежащую между первой и второй критическими скоростями (§ 10.1). Преимуществом этих роторов являются меньшие диаметры валов и соответственно меньшие потери в уплотнениях; однако они очень чувствительны к односторонним нагревам, возможным в результате вибраций и износа уплотнений при неправильном пуске турбины (недостаточно быстрое прохождение критического числа оборотов и др.) и требуют тщательной динамической балансировки.

Указанные условия эксплуатации предъявляют исключительно высокие требования к состоянию валов и насаженных на них деталей, которое должно тщательно проверяться в процессе ремонта.

## **8.2. ВЫЕМКА РОТОРОВ.**

Выемка роторов турбины производится после разборки регулирования, снятия крышки цилиндра, снятия (если имеются) обойм с диафрагмами, разъединения соединительных муфт с соседними роторами, удаления верхних вкладышей

опорных подшипников и разборки упорного подшипника.

Перед выемкой роторов и при полностью остывшей турбине обязательно производятся необходимые замеры зазоров и положений (осевых и радиальных зазоров в проточной части, 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, между торцами насаженных на вал деталей и пр.). Эти измерения, вносимые в формуляр турбины, если их сравнить с записями предыдущего ремонта и данными монтажных формуляров, могут указать, не произошло ли серьезных изменений в роторе, статоре или в их установке и какие меры необходимы для исправления обнаруженных ненормальностей.

В зависимости от конструкции специального подъемного приспособления ротор за определенные места (шейки, выточки и пр.) застропливается к крюку мостового крана. На рис. 8.1 показано подъемное приспособление, которым путем перестроповки его подвески и: регулировки винтовой стяжки (талрепа) можно поднимать ротор высокого (*а*) и ротор низкого (*б*) давления.

До начала подъема необходимо убедиться в том, что полумуфты соседних роторов раздвинуты настолько, что выступ одной половины вышел из заточки другой. После натяжения краном тросов горизонтальность положения ротора может быть определена в начале подъема по одновременности отрыва шеек ротора от вкладышей, а после незначительного поднятия правильность подъема ротора проверяется по уровню, устанавливаемому на одну из шеек вала.

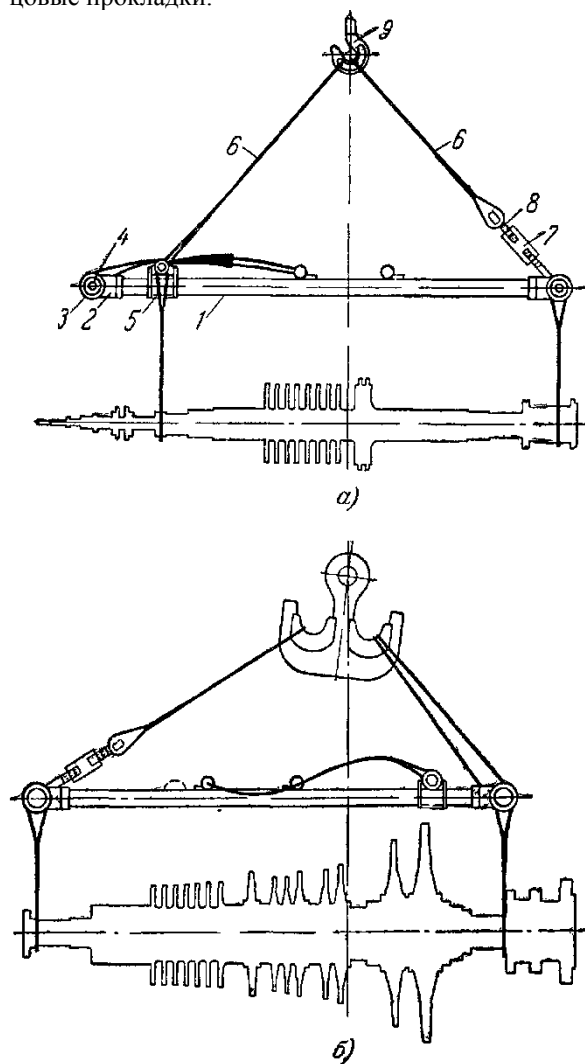
Если ротор поднимается с перекосом, необходимо его опустить на подшипник и регулировкой винтовых стяжек на подъемном приспособлении добиться, чтобы ось ротора при подъеме была строго параллельна разъемному фланцу нижней части цилиндра. При подъеме ротора необходимо следить за отсутствием заеданий или задеваний в лопаточном аппарате, соединительных муфтах и перекосов в горизонтальной плоскости; для предупреждения задеваний ротор при подъеме должен устанавливаться так, чтобы радиальные зазоры в лопатках и лабиринтах по обе стороны оси цилиндра, а также осевые зазоры с обеих сторон рабочих лопаток были примерно одинаковыми. Отсутствие заеданий проверяется небольшим покачиванием ротора в направлении, перпендикулярном его оси.

При перекосах, заеданиях или задеваниях дальнейший подъем ротора должен быть немедленно прекращен до выяснения и полного устранения обнаруженных ненормальностей.

После подъема на высоту, достаточную для отвода в сторону, ротор краном доставляется к месту укладки на заранее подготовленные надежные козлы, опирающиеся через подкладки на достаточную площадь пола. При опускании ротора на козлы необходимо следить, чтобы кольца лабиринтовых уплотнений не ложились на козлы и

лопатки были достаточно удалены от пола и от опорных брусьев козел.

Для предохранения от скатывания с козел под шейки ротора должны быть положены деревянные брусья с вырезами, в которые проложены листы прессшпана или толстые свинцовые прокладки.



**Рисунок 8.1.** Подъемное приспособление для роторов (а) высокого давления (б) низкого давления. 1-труба, 2-вилка, 3-катушка, 4-валик, 5-кронштейн, 6-тросы, 7-стяжка талрепа, 8-винт талрепа, 9-крюк мостового крана.

### 8.3. РЕМОНТ РОТОРОВ.

После очистки ротор должен быть тщательно осмотрен лупой, особенно в тех конструктивных местах, которые могут явиться концентраторами напряжений. Концентрация напряжений обычно возникает в кольцевых выточках, галтелях, переходах сечений от одного диаметра ротора к другому, в шпоночных канавках, отверстиях, резьбовых соединениях, на кромках без достаточных радиусов закругления, а также в деталях при их горячей посадке с завышенными натягами, вызывающими большие удельные давления. Концентраторами напряжений могут быть также такие дефекты, возникающие в процессе эксплуатации и ремонта, как насечки, риски, забоины, наклеп, разъедания поверхности и др.

Причиной появления этих дефектов могут быть грубая обработка и повреждения поверхностей (удары), износ от попадания твердых частиц, паразитные токи, эрозия, коррозия, вибрация и пр.

При ремонте, в случае необходимости производить обработку поверхностей вала и его деталей, должны быть приняты меры для уменьшения отрицательного влияния указанных причин на надежность дальнейшей эксплуатации.

Обработка рабочих поверхностей для горячей посадки деталей на вал (диски, втулки, центрирующие кольца и др.) должна производиться с чистотой, соответствующей 6-8 классу. Чистота поверхности значительно повышает длительную прочность и коррозионную стойкость, поэтому после указанной обработки следует производить полировку мест горячей посадки до полного удаления следов резца. Натяг для горячей посадки должен быть рассчитан на сохранение плотной посадки при пуске турбины, когда диски прогреваются быстрее вала, при числе оборотов, когда срабатывает предохранительный выключатель, и при других режимах эксплуатации; ослабление посадки между сопрягаемыми деталями может привести к наклепам, контактной коррозии и опасным напряжениям, связанным с вибрацией.

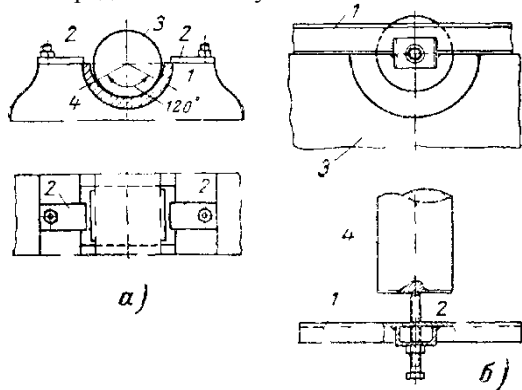
Галтели, углы, кромки и другие переходные места должны быть обработаны с достаточными радиусами закруглений, с последующей шлифовкой указанных мест. Сверловка отверстий, нарезка резьбы, обработка и устройство новых шпоночных канавок, кольцевых выточек и других углублений могут быть допущены только в случаях особой нужды, с обеспечением необходимой прочности деталей и с принятием мер для устранения очагов концентрации напряжений.

Оставление трещин во вращающихся деталях ни при каких условиях не может быть допущено, расчистка трещин должна производиться до полного их удаления, с закруглением краев образующейся канавки, если обработка трещины приведет к недопустимому ослаблению детали, последняя должна быть забракована, а в отношении ремонта вала вопрос должен решаться после консультации с заводом-изготовителем или другой компетентной организацией.

Повреждения вала в виде царапин, задиrow, риск (особенно опасны глубокие, идущие вдоль шейки), а также коррозионные повреждения (ржавление) и шероховатости рабочих поверхностей устраняются в зависимости от величины дефекта и его направления проточкой с последующей шлифовкой или только шлифовкой.

Овальность (сечение в форме овала) и конусность рабочей шейки для подшипников (диаметр с одной стороны по длине шейки больше, а с другой меньше), редко встречаются в валах турбины и являются следствием неравномерности износа шейки вала. Величина овальности определяется путем измерения вала в месте наибольшего износа микрометром по взаимно перпендикулярным диаметрам одного поперечного сечения шейки. Такие же измерения диаметров в двух

разных сечениях по длине шейки дают возможность определить ее конусность.



**Рисунок 8.2.** Приспособления для проточки роторов; а — лунет для ротора в расточке цилиндра под корпус уплотнения, 1—вкладыш лунета, 2 — стопорные планки, 3 — опорное место вала, 4 — расточка под корпус уплотнения, б — упор против осевого перемещения ротора, 1—траверса, 2 — регулирующий болт с полукруглым концом, 3 — цилиндр, 4 — вал.

Максимально допустимые овальность и конусность также, как и биение вала, не должны превышать 0,015—0,02 мм; свыше этого размера нормальная работа подшипников нарушается, и поэтому как овальность, так и конусность должны быть устранены путем шлифовки или обточки.

Лучшим способом исправления шеек ротора для устранения конусности, овальности и других дефектов, а также для проточки уплотнительных гребней, ленточных бандажей лопаток и других частей и деталей, требующих токарной обработки, является проточка ротора при его установке и вращении на токарном станке. Однако этот способ ввиду отсутствия станков соответствующих габаритов или специальных приспособлений, оборудованных стойками с опорными подшипниками или лунетами, может быть применен не на всех электростанциях. Отправка же ротора на завод-изготовитель или на другой завод, где имеется возможность подобной обработки, даже расположенный недалеко от электростанции, связана не только с неплановостью для завода данной работы, с большой затратой времени на обработку, но, главным образом, со значительными затратами времени и труда на производство тяжелых работ и работ по упаковке и транспортировке ротора.

Токарную обработку поврежденных мест ротора (проточку или шлифование опорных шеек и посадочных мест на валу), а также проточку уплотнительных гребней, ленточных бандажей в условиях электростанции можно производить: 1) на специальном приспособлении, оборудованном стойками с опорными подшипниками или лунетами (например, на балансировочном станке типа, приведенного на рис. 10.10); или 2) в цилиндре турбины при роторе, установленном на специальные лунеты (рис. 8.2, а) или на собственные опорные подшипники, если состояние опорных шеек вала хорошее (конусность и овальность находятся в пределах допусков).

В большинстве случаев наиболее приемлемым является второй вариант проточки. Для этого после установки ротора в нижнюю часть цилиндра на свои подшипники на разъем устанавливаются поперечные траверсы с упорами в оба торца ротора, ограничивающими его перемещения в осевом направлении при вращении (рис. 8.2, б); упорами нормально служат регулирующие болты с полукруглыми

концами или шарики, смазываемые при вращении ротора цилиндрическим маслом; регулирующие болты дают возможность регулировать осевую разбег ротора, обычно устанавливаемый в пределах 0,02—0,03 мм.

Для вращения ротора со скоростью 10-30 об/мин, необходимой для обеспечения скорости резания на заданном диаметре расточки, применяется электродвигатель с редукторной или ременной передачей.

Выбор типа привода зависит от тех средств и оборудования, которыми располагает электростанция. В качестве редукторной передачи обычно используются подходящие по передаточному отношению штатные редукторы эксплуатируемого оборудования; для этой цели могут быть также подобраны редукторные передачи и приводы строительных лебедок, обеспечивающие указанную скорость вращения ротора.

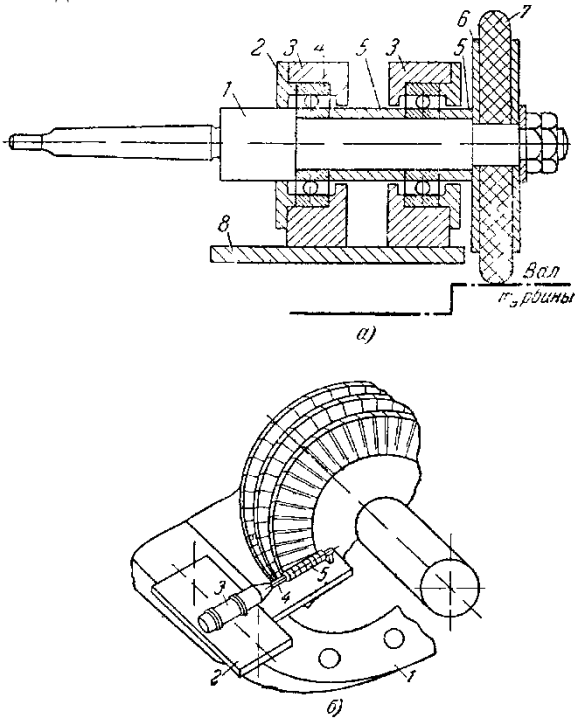
Для роторов весом до 5 т может быть применено приспособление, показанное на рис. 8.3, а, в качестве привода в этом случае используется пневматическая или электрическая дрель и фрикционная передача в виде резинового кольца, прижимающегося к валу или полумуфте ротора. Приспособление с таким приводом легко устанавливается и обеспечивает равномерное вращение ротора после его предварительного трогания с места вручную.

Для привода легких роторов может также использоваться электро- или пневмодрель мощностью 0,75—1 кВт (рис. 8.3, б), которая крепится на разьеме цилиндра таким образом, чтобы набортный шкив из резиновых шайб, надеваемый на вал дрели, по всей длине прижимался к тыльной части лопаток рабочего колеса. Получение соответствующей скорости вращения ротора определяется числом оборотов дрели и диаметрами шкива и диска в месте прижима шкива.

Наименее желательным является привод от ременной передачи, так как вследствие скольжения ремня и имеющейся его сшивки трудно получить плавное и равномерное вращение ротора без толчков; особенно отрицательно толчки сказываются на качестве проточки прерывистой бандажной ленты на лопатках.

Любой привод должен быть хорошо сцентрирован к оси ротора и должен обеспечивать плавное, без толчков и «перекатов» в подшипниках вращение ротора со скоростью, обеспечивающей правильный процесс резания. Для устранения возможности при малых оборотах «перекатывания» ротора в подшипниках дугу, по которой происходит прилегание шеек ротора к

вкладышам подшипников, приходится увеличивать до  $90\text{--}120^\circ$ .



**Рисунок 8.3.** Приспособления для вращения легких роторов; а—привод с помощью резинового кольца: 1—вал, 2—крышка подшипника, 3 — корпус подшипника, 4 — шарикоподшипник, 5—втулка, 6—шайбы 7—резина, 8—основание приспособления; б — привод с помощью наборного шкива из резины; 1—разъем цилиндра 2 — основание приспособления, 3 — электро- или пневмодрель, 4 - валик, 5—шкив набранный из резиновых шайб.

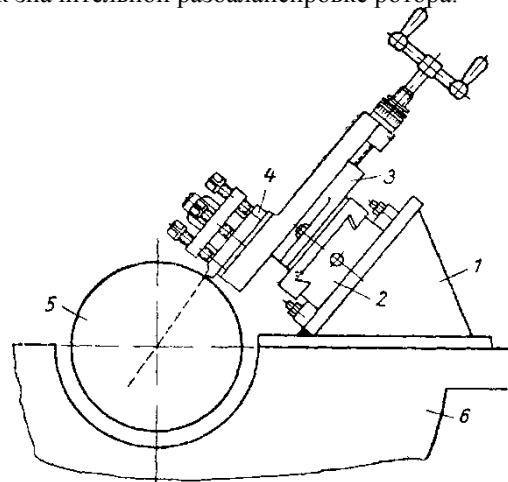
Во время вращения ротора от электродвигателя должна быть обеспечена бесперебойная смазка опорных подшипников смесью цилиндрического и турбинного масел (в равных пропорциях), смазка должна быть так отрегулирована, чтобы поддерживать ровную масляную пленку по всей опорной поверхности шеек ротора, подача обычно производится открытием краников на ведрах с маслом, подвешенных над вкладышами подшипников.

Во многих случаях для вращения ротора при указанных работах может быть использовано валоповоротное устройство турбоагрегата. В этом случае должны быть собраны, как для нормальной работы, соответствующие опорные и упорные подшипники, соединительные муфты и поставлены заглушки на те маслопроводы к подшипникам и регулированию, которые не требуются от смазки подшипников роторов, вращаемых от валоповоротного устройства для привода обрабатываемого ротора.

Для обработки ротора на разъем турбины против места, подлежащего обработке, устанавливается прочная металлическая подставка с наклонной площадкой, служащей для укрепления переносного суппорта с режущим инструментом (рис. 8.4). Суппорт дает возможность перемещать режущий инструмент в продольном и поперечном

направлениях, наклон опорной площадки выверяется из расчета, чтобы поперечное движение режущего инструмента относительно оси ротора проходило через центр вала.

Режущий инструмент для придания ему большей жесткости укрепляется на суппорте с минимальным вылетом, а установка самого суппорта выверяется так, чтобы обеспечить передвижение режущего инструмента строго параллельно оси вала. Лучше всего такая выверка достигается с помощью индикатора, укрепленного на суппорте вместо режущего инструмента. Суппорт и режущий инструмент на нем закрепляются окончательно после того, как достигнуто положение, при котором показания индикатора во время перемещения каретки суппорта вдоль оси вала остаются неизменными или отличаются по всей длине проверки не больше чем на  $0,01\text{--}0,02$  мм. Этой проверке должно быть уделено особое внимание, так как ошибки, допущенные в установке суппорта, могут привести к конусности обработки или к неконцентричности точным частям ротора, т. е. к изменению положения центра тяжести ротора относительно его шеек, а, следовательно, и к значительной разбалансировке ротора.



**Рисунок 8.4.** Установка суппорта для обработки вала ротора в цилиндре турбины. 1—металлическая подставка, 2—суппорт, 3—каретка суппорта, 4—резец, 5—вал, 6—цилиндр.

Сама проточка, после проведения необходимых замеров биения ротора, производится также как и при резании на токарных станках.

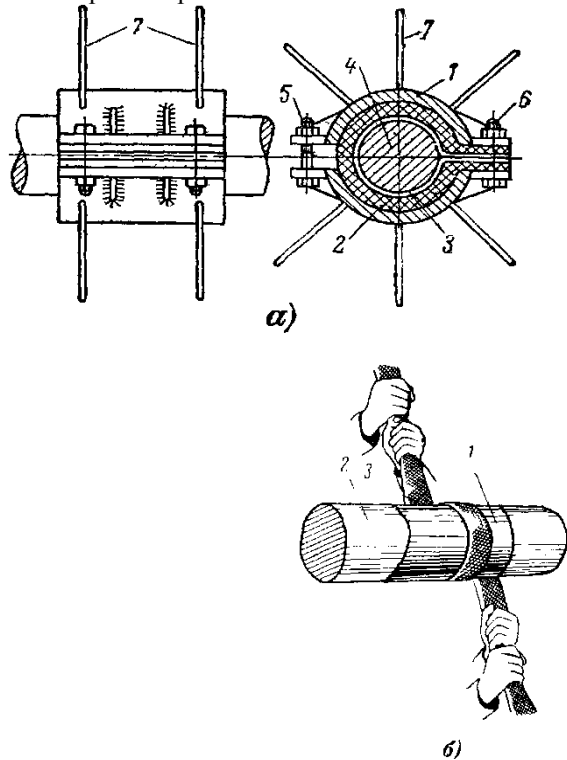
Для получения должной чистоты обработки величина поперечной подачи резца, контролируемая индикатором, укрепленным на каретке суппорта, должна быть не более  $0,015\text{--}0,02$  мм на каждый проход, а скорость продольной подачи в пределах  $0,75\text{--}1$  мм на один оборот ротора.

Требование чистоты обработки не допускает оставления на обработанной поверхности подрезов, острых углов, следов грубой обработки, рисок и других дефектов, являющихся очагами концентрации напряжений. Хорошие результаты по устранению неглубоких поверхностных повреждений, а также зеркальная поверхность шеек после их обработки указанным выше способом могут быть получены путем шлифовки шеек с



помощью приспособления, приведенного на рис. 8.5, а, которое нетрудно изготовить в условиях электростанции.

Это приспособление в виде разъемного цилиндра может быть изготовлено из листового железа толщиной 10—12 мм путем его сгибания в цилиндр или из болванки плотного дерева путем ее токарной обработки.



**Рисунок 8.5.** Шлифовка шеек вала вручную; а - с помощью приспособления в виде разъемного цилиндра, 1-цилиндрический кожух, 2-войлок, 3-шкурка, 4-опорная шейка, 5-натяжные болты, 6-крепежные болты, 7-рукоятки для вращения приспособления; б - с помощью пожарного шланга 1-наждачная шкурка 2-вал, 3-пожарный шланг.

Изготовленный из листового железа или дерева разъемный цилиндр должен иметь внутренний диаметр на 10—15 мм больше диаметра шейки ротора и длину, равную длине шейки. К цилиндру из листового железа в месте разреза приваривают фланцы с несколькими отверстиями для его стяжки болтами, отверстия для болтов, стягивающих обе половины цилиндра, предусматриваются также и в деревянном цилиндре. Внутренние поверхности цилиндров протачиваются на станке после установки в их разъем прокладок и стяжки обеих половинок цилиндров болтами.

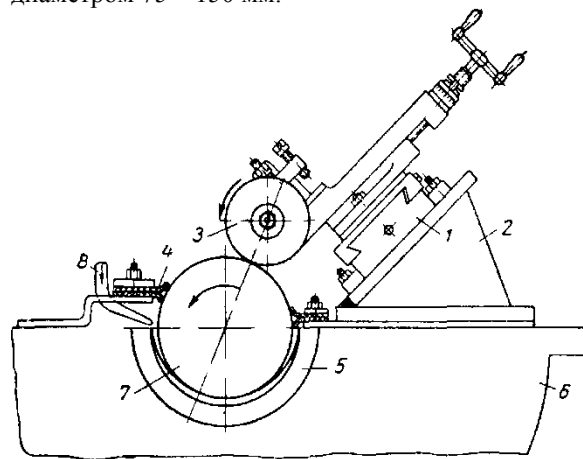
Шлифовка ротора с использованием того или другого цилиндра производится при установке ротора на козлы, без опоры его на шейку, которая должна подвергаться обработке. На шейку вала с полным ее охватом накладываются листы полотняной наждачной шкурки, поверх шкурки накладывается ровный слой фетра или войлока, зажимаемый затем надеваемыми обеими половинами цилиндра; при соединении болтами обеих половинок цилиндра концы войлока и шкур-

ки зажимаются в плоскости разреза цилиндра. Вращением цилиндра с помощью рукояток производится шлифовка шейки.

Для получения хороших результатов и равномерности шлифовки необходимо периодически менять шкурку (через каждые 15—20 мин) и время от времени поворачивать ротор на козлах на 90, 180° и т.д. Продолжительность шлифовки определяется практически и зависит от величины повреждения шейки вала и от выбранного номера шкурки. Этим же цилиндром может быть произведена шлифовка с помощью пасты ГОИ, разведенной на керосине и намазываемой ровным слоем на прессшпан, который укладывается на шейку вала вместо наждачной шкурки.

Окончательные результаты обработки после соответствующих тщательных измерений (овальность, конусность, неконцентричность и уменьшение первоначального диаметра) должны быть зафиксированы на чертеже и записаны в формуляр обработки и сборки ротора.

Обработка опорных шеек вала в случае их неудовлетворительного состояния и невозможности вывести дефекты с помощью указанного приспособления, может быть выполнена при установке ротора в цилиндре турбины, в этом случае на суппорте, укрепленном на разрезе опорного подшипника, устанавливается шлифовальная машинка (рис. 8.6). Шлифовальная машинка, вне зависимости от типа привода (электрический или пневматический), должна быть высокооборотной (2500-3500 об/мин) и иметь наждачный камень диаметром 75—150 мм.



**Рисунок 8.6.** Установка шлифовальной машинки для обработки опорных шеек вала. 1-суппорт, 2-металлическая подставка, 3-камень шлифовальной машинки, 4-защитные фетровые щитки, 5-вкладыш подшипника, 6-цилиндр, 7-опорная шейка, 8-подвод масла.

Проверка прилегания нижних половинок опорных вкладышей или лунетов к шейкам вала, установка ротора и упоров от его осевых перемещений, а также выверка установки суппорта для обработки поверхности вала строго концентрично его оси производятся так же, как и при описанной выше обработке ротора резцами.

Подвод масла к обрабатываемой шейке (смесь цилиндрического и турбинного масел)

производится по вращению ротора под один из фетровых щитков, которые устанавливаются у разъема подшипника для защиты его от попадания наждачной пыли. При правильном положении этих щитков и подаче смазки под щиток по вращению ротора незначительное количество наждачной пыли, которое попадает на шейку вала, не может вызвать образования царапин или рисок.

В процессе обработки длинных шеек вала шлифовальной машинкой необходимо производить измерения возможной сработки наждачного камня и хода устранения овальности и конусности шейки вала. По окончании обработки шеек вала шлифовальной машинкой необходимо отполировать обработанную шейку до зеркального блеска.

После проведения всех ремонтных работ по ротору и его укладки в турбину на свои подшипники собирается упорный подшипник и производится проверка аксиального и радиального положения дисков, лопаток, втулок лабиринтовых уплотнений и других деталей, насаженных на вал. Замеренные величины радиальных и аксиальных зазоров, биений дисков и других деталей должны находиться в пределах допусков, указанных в соответствующих главах.

Эти замеры, а также данные осевого разбега ротора и осевых размеров от упорного диска до деталей, насаженных на вал, записываются в соответствующие формуляры, а при их изменениях—в паспорт турбоагрегата.

#### **8.4. УКЛАДКА РОТОРА В ЦИЛИНДР.**

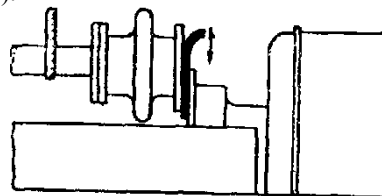
Перед окончательной укладкой ротора в цилиндр после ремонта зачистка и шлифовка шеек вала может производиться мелкой шкуркой на масле с помощью приспособления, указанного на рис. 8.5, а. Для ускорения операции шлифовка может быть также произведена, как указано на рис. 8-5, б; шкурка, положенная на шейку, прижимается и вращается с помощью ремня или пожарного шланга, обернутого один раз вокруг шейки, для указанного вращения шкурки концы шланга двумя рабочими тянутся попеременно в противоположные направления.

После шлифовки шейки должны быть тщательно промыты керосином и вытерты сухой тряпкой, чтобы удалить наждачную пыль, которая

при работе может вызвать появление рисок на шейке вала и баббите вкладыша.

Окончательная укладка ротора при сборке производится после осмотра, очистки и тщательной продувки сжатым воздухом нижней части цилиндра, корпусов подшипников, проверки отсутствия в них посторонних предметов и установки нижних вкладышей опорных подшипников, обойм диафрагм и уплотнений, также должны быть удалены пробки, установленные на дренажных отверстиях, и сняты заглушки с паропроводов, присоединенных к цилиндру.

Перед подвеской ротора к крану следует убедиться в том, что осевая установка соседних роторов правильна и укладка ротора будет происходить без помех со стороны соединительных полумуфт, для получения полной уверенности в отсутствии указанных помех следует при опускании ротора протаскивать кусок прессшпана толщиной 1—1,5 мм между фланцами полумуфт (рис 8.7).



**Рисунок 8.7.** Протаскивание пресс шпана в плоскости разъема муфты при укладке ротора.

Ротор застропливается так же, как и при выемке, поднимается над козлами, и правильность его подвески проверяется по уровню» установленному на одну из шеек. Ротор медленно, короткими толчками, опускается в цилиндр, при этом необходимо следить за его правильным положением по уровню, за отсутствием задеваний в лопаточном аппарате и, слегка покачивая ротор перпендикулярно его оси, контролировать, чтобы ротор не повредил уплотнения.

Не доводя ротор на 100—150 мм до вкладышей подшипников, необходимо полить вкладыши чистым турбинным маслом, после окончательной укладки ротора на место необходимо собрать упорный подшипник и повернуть ротор, чтобы убедиться (прослушиванием) в отсутствии задеваний.

## **9. ПРОГИБ И ПРАВКА ВАЛОВ.**

### **9.1. ПРИЧИНЫ ПРОГИБА ВАЛОВ.**

Прогиб валов в эксплуатации может быть вызван различными причинами, основные из которых следующие:

1. Задевания в лабиринтовых концевых или диафрагменных уплотнениях из-за недостаточных зазоров, что вызывает прогиб вала вследствие местного нагрева от трения. Особенно опасно одностороннее задевание в лабиринтовых уплотнениях жесткого типа, не имеющих компенсирующих пружин, а также задевание валов, не имеющих насаженных лабиринтовых втулок. При

наличии втулок, насаженных на вал, задевания за них иногда ограничиваются только появлением вибрации, вызванной временным прогибом вала, т.е. прогибом в пределах упругой деформации

2. Нарушение тепловых расширений цилиндров и корпусов подшипников вследствие заеданий в скользящих поверхностях, направляющих шпонках и дистанционных болтах, ненормальности в работе и дефекты в креплении переднего подшипника к цилиндру высокого давления (§ 7.9), а также неправильная центровка роторов по муфтам и расточкам, отсутствие натяга и должного крепления крышек и обойм под-

шипников, вылет лопаток и другие дефекты, которые могут вызывать повышенную вибрацию и задевания в лабиринтах.

3. Неправильная насадка на вал дисков, втулок, гаек и других деталей (с перекосом), а также недостаточные осевые зазоры между этими деталями, в частности, между соседними дисками, между зажимной гайкой и ближайшим к ней диском. Эти ненормальности вызывают обычно временное искривление вала при работе, т. е. связаны только с упругими деформациями и, конечно, только с непараллельностью торцов указанных насадных деталей, когда при нагреве и расширении дисков их торцы сомкнутся в одной какой-либо точке. Такие дефекты могут приводить к задеваниям вала в уплотнениях, что в свою очередь приведет к прогибу вала.

4. Неравномерное остывание цилиндра турбины, которое вызывается несовершенством тепловой изоляции (худшая теплоизоляция снизу), слабой герметизацией обшивки (интенсивное охлаждение нижней части цилиндра восходящими токами воздуха) и наличием застойных зон в верхней части обшивки, способствующих удержанию высокой температуры верха цилиндра.

Более интенсивное охлаждение нижней части цилиндра приводит к разности температур «верх—низ», что вызывает деформацию цилиндра (прогиб вверх) и упругий тепловой прогиб ротора, если он не был выправлен при длительном вращении ротора валоповоротным устройством.

Максимальная разность температур «верх—низ», возникающая после начала остывания, у разных турбин имеет различную величину: для турбины К-200-130 до  $110^{\circ}\text{C}$ , для ПТ-50-90 до  $70^{\circ}\text{C}$ , для К-50-90 до  $60^{\circ}\text{C}$  и т. д.

Пуск турбины из горячего состояния при этих условиях может приводить к задеваниям подвижных частей ротора о неподвижные части цилиндра, к срабатыванию концевых и диафрагменных уплотнений и, как следствие, к прогибу ротора. Чем большие размеры и вес имеют цилиндры и роторы турбин, тем большую тепловую инерцию имеют их валы и тем больше времени требуется для остывания и полного исчезновения прогиба или хотя бы для его уменьшения до допустимых при пуске величин.

Современные мощные турбины весьма чувствительны к температурной разнице между верхом и низом цилиндров высокого и среднего давления, это предъявляет особые требования к качеству и правильности выполнения тепловой изоляции, требует улучшения герметизации обшивки и вместе с тем вызывает необходимость ограничения условий пуска этих турбин определенными значениями разницы температур между верхом и низом цилиндра высокого давления.

Прогиб цилиндра может быть приближенно подсчитан по формуле  $f = (\Delta t \cdot \alpha \cdot L^2) / 8D$  где  $\Delta t$  — разность температур верха и низа цилиндра,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $L$  — длина цилиндра, мм;  $D$  — средний диаметр цилиндра, мм;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения, равный  $13,6 \cdot 10^{-6}$  мм/мм\*град.

Величина допустимого прогиба цилиндра определяется минимально допустимыми зазорами в диафрагменных и концевых уплотнениях. Например, если для ЦВД турбины К-150-170 ЛМЗ, имеющей  $D=1840$  мм и  $L=4110$  мм, принять минимально допустимый зазор в диафрагменных уплотнениях  $f=0,5$  мм, то допустимая разность температур по приведенной формуле равна  $32^{\circ}\text{C}$ .

Подсчеты по этой формуле и практика эксплуатации показывают, что в момент пуска температурная разность между верхом и низом цилиндра высокого давления турбины ПТ-50-90 ЛМЗ не должна превышать  $22^{\circ}\text{C}$ , а для турбин К-200-130 не должна быть более  $30^{\circ}\text{C}$ , увеличение этой разности создает опасность прогиба ротора около регулирующей ступени из-за значительного уменьшения радиальных зазоров у переднего концевое уплотнения.

Причиной прогиба вследствие неравномерности остывания может служить также односторонний прогрев, вызываемый попаданием пара в остановленную турбину через неплотности регулирующих клапанов и дренажные трубопроводы или подачи пара на лабиринтовые уплотнения при неподвижном роторе. В этих случаях при стоянке любой длительности и остановленном валоповоротном устройстве прогиб вала не будет уменьшаться, пока попадание пара в турбину не будет прекращено.

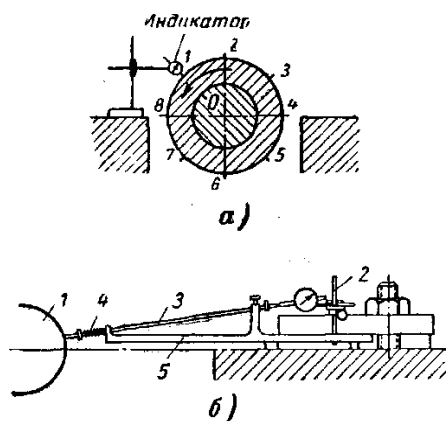
Наличие указанного прогиба немедленно проявляется в эксплуатации повышенной вибрацией вала; существующие в турбине небольшие зазоры между подвижными и неподвижными частями, а также не вполне правильная форма вала и не вполне концентричное положение вала в расточках даже при незначительном увеличении вибрации могут вызвать задевания на каком-либо участке вала.

Возникающее при таком одностороннем местном задевании вала трение о неподвижные части корпуса вызывает высокий местный нагрев волокон материала вала.

Естественно из-за неравномерного нагрева по окружности вал еще больше изгибается в сторону задевания, еще сильнее прижимается к неподвижным частям; дальнейшее увеличение поверхности и силы трения ведет к увеличению местного нагрева и соответственно изгиба вала.

Свободному удлинению волокон задевающего участка вала препятствуют окружающие более холодные слои металла вала. Это приводит к тому, что нагретые волокна в стремлении к удлинению испытывают столь значительные напряжения сжатия, что они могут перейти предел текучести материала при данной температуре и вал может получить остаточную деформацию сжатия.

Если нагрев при трении небольшой, сжатие не превзойдет предела текучести металла и после охлаждения вал примет первоначальную форму, т. е. выпрямится. Если же нагрев будет настолько велик, что сжатие волокон вала превысит предел текучести металла, то и после охлаждения кризиса вала сохранится.



**Рисунок 9.1.** Замеры радиального биения ротора индикатором, укрепленным на плоскости разъема. а—с помощью штатных приспособлений; б—с помощью удлинителя при измерениях в точках, удаленных от плоскости разъема: 1—вал; 2—индикатор со штативом; 3—удлинитель движка; 4 — пружина; 5 — рама удлинителя.

В работе задевание происходит на выпуклой стороне вала, так как вал выгибается в сторону задевающих волокон; после остывания турбины (при вскрытии) обнаруживается, что следы задевания находятся на его вогнутой стороне. Такой перегиб вала понятен, если учесть, что нагретые в момент задевания волокна сжимаются за предел текучести; наличие сжатых, а, следовательно, и укороченных на одной стороне вала волокон при остывании приводит к перегибу вала в сторону, противоположную первоначальному прогибу, полученному при задевании.

Обнаруживаемые в некоторых случаях двусторонние диаметрально противоположные повреждения роторов являются результатом повторных пусков турбины с уже погнутой ротором, что является недопустимым в эксплуатации.

В нормальной эксплуатации для турбин с 3000 об/мин прогиб вала в любом его сечении не должен превышать 0,02—0,03 мм, а при 1500 об/мин—0,05 мм; более высокий прогиб может послужить причиной аварии, вызванной недопустимой вибрацией. При каждом ремонте должна производиться проверка индикатором прогиба (боя) ротора. Эту проверку в радиальном направлении (по окружности) всегда следует производить в одних и тех же сечениях вала, не имеющих насаженных деталей и отстоящих одно от другого на 300—400 мм. Замеры должны производиться только после полного остывания турбины, иначе они окажутся бесполезными из-за искажений, вызванных неравномерностью остывания.

Обычно проверка производится с помощью индикатора после снятия крышки цилиндра, разъединения муфт и снятия верхних вкладышей подшипников; нижние вкладыши должны быть закреплены от проворачивания при поворотах ротора. Индикатор укрепляется с помощью штатных установочных приспособлений на фланце разъема цилиндра (рис. 9.1, а).

В случае, если эти приспособления не подходят для замера того или иного сечения вала, приходится в каждом отдельном случае приспособляться, изготавливая соответствующие скобы, кронштейны и зажимные планки для крепления индикаторов.

Для производства замеров в местах вала, удаленных от фланца цилиндра, в частности для проверки боя ступиц дисков, пользуются специальным приспособлением, изображенным на рис. 9.1, б. Это приспособление быстро устанавливается и укрепляется на фланце цилиндра и дает возможность удобно наблюдать за показаниями индикатора благодаря его расположению вне дисков.

Во избежание ошибок в показаниях индикатора, обычных при пружинящих креплениях, необходимо следить, чтобы подставка и приспособления для установки индикатора были укреплены достаточно жестко.

В настоящее время для упрощения крепления индикаторов применяются быстроукрепляемые штативы с магнитным основанием типа ШМ-1 (ГОСТ 109907-62), выпускаемые заводом «Красный инструментальщик» г. Киров. Эти штативы не требуют специального крепления, так как при нажатии на кнопку выключателя, размыкающего сектор магнитопровода основания штатива, последнее притягивается к металлической поверхности постоянной силой до 25 кг.

Дальнейшим усовершенствованием, позволяющим повысить точность замеров, является применение вместе с магнитным штативом гибкой колонки длиной до 200 мм (полая, набранная из колец, гибкая трубка), на конце которой крепится индикатор; колонка может легко устанавливаться (быстро настраивать) индикатор в любое необходимое для замеров положение и «затвердевать» в этом положении; «затверждение» (неизменность положения индикатора) достигается за счет натяжения гибкого тросика, пропущенного через гибкую колонку и прикрепленного одним концом к специальному эксцентрику, поворот которого и производит натяжение тросика.

Проверка производится при положении вала на своих подшипниках в цилиндре турбины. Для избежания искажений результатов проверки необходимо обратить внимание, чтобы вкладыши подшипников плотно лежали в своих расточках и вал при поворачивании не смещался ни в боковом, ни в осевом направлениях. Смещения в боковом направлении отразятся на правильности показаний индикатора, а смещения в осевом направлении могут вызвать задевания в лопаточных аппаратах, уплотнениях, масло- и паротбойных кольцах, щитках и пр. Для устранения осевых перемещений ставятся специальные упорные болты, упирающиеся в галтели вала и закрепленные на фланце цилиндра с помощью траверсы по типу, показанному на рис. 8.2, б, или собирается упорный подшипник вала.

Вал при проверке вращается вручную или с помощью крана зачаченным за муфту тросом (рис. 9.2). Для этого в болтовое отверстие в муфте

закладывается металлический стержень по диаметру отверстия; на стержень надевается конец троса, заделанный петлей, и после обертывания троса несколько раз вокруг муфты другой его конец подается на крюк крана; во избежание повреждения поверхности муфты следует подкладывать под трос прессшпан или картон.

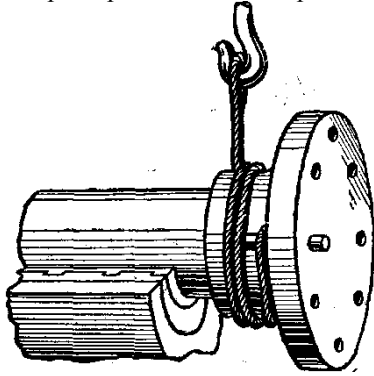


Рисунок 9.2. Повертывание вала с помощью крана тросом, охватывающим полумуфту.

Для удобства записи показаний индикатора и ускорения определения плоскости максимальных прогибов в различных сечениях окружность вала делят на 6—8 частей. Эти точки выбирают или по соответственно занумерованным болтовым отверстиям жесткой полумуфты (рис. 9.3), или отмечают маркировкой цифрами на торцевой части какого-либо уступа вала. Благодаря этой маркировке данные по прогибам вала, снимаемые по постоянным отметкам в течение ряда лет, дают сравнимые величины.

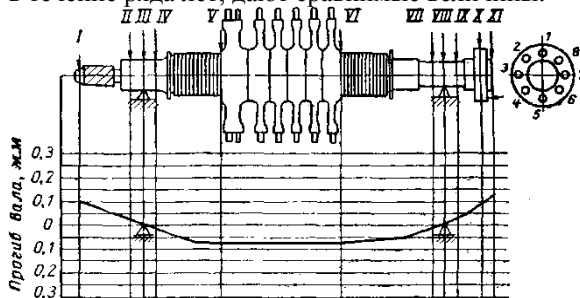


Рисунок 9.3. Кривая прогиба вала.

Запись показаний индикатора для каждого сечения при проворачивании вала производится при совпадении штифта индикатора с отметкой окружности вала.

Движок индикатора устанавливается против отметки 1 и показание индикатора приводится к нулю; далее ротор проворачивается до совпадения движка индикатора с отметкой 2, затем с отметкой 3, 4, 5 и т. д. до отметки 1; показание индикатора на отметке 1 должно быть одинаковым с первоначальным, т. е. равным нулю. Это укажет на то, что индикатор во время проверки в данном сечении не был сбит.

Наибольшие отклонения стрелки индикатора при вращении вала отмечаются знаком плюс (+) или минус (—), в зависимости от того, в какую сторону вращается стрелка индикатора по

циферблату. Максимальная алгебраическая разница в показаниях индикатора в диаметрально противоположных точках вала дает величину биения в данном сечении. Допустимое биение на шейках не должно превышать 0,02 мм. Величина прогиба оси вала, или смещения оси расточки детали от оси вала, равна половине максимального биения вала или проверяемой детали; например, при разности показаний, замеренных индикатором на двух взаимно противоположных точках одного сечения вала, равной 0,1 мм, прогиб вала в данном сечении равен 0,05 мм. Пример записи показаний индикатора при замерах радиального биения вала приведен в табл. 9.1.

Таблица 9.1. Записи показаний индикатора при замерах радиального биения вала

| Данные замеров                | № точек |    |     |    |    |    |     |    |    |
|-------------------------------|---------|----|-----|----|----|----|-----|----|----|
|                               | 1       | 2  | 3   | 4  | 5  | 6  | 7   | 8  | 1  |
| Показания индикатора, 0,01 мм | 0       | +3 | +7  | +5 | +2 | -3 | -5  | -2 | 0  |
| Радиальное биение; 0,01 мм    | -2      | +6 | +12 | +7 | +2 | -6 | -12 | -7 | -2 |

Для получения картины искривления вала прогибы в одной плоскости по всем сечениям наносятся в увеличенном масштабе по оси ординат, а расстояние между измеряемыми сечениями по продольной оси наносятся на график по оси абсцисс (рис. 9.3). Нанесенные точки соединяются между собой прямыми линиями. Из такого графика наглядно видны сечения с максимальным прогибом.

Эти данные дают возможность убедиться в отсутствии прогиба вала, скручивания вала и износа шеек вала; по отклонениям стрелки индикатора можно судить, какой из этих дефектов имеет место в каждом конкретном случае.

Если промеры в разных сечениях по длине вала дают в одной плоскости совпадающие по знаку значения максимумов, то предполагать скручивание вала нет оснований; в этом случае имеет место прогиб вала.

Проверку на отсутствие скручивания производят только, если обнаружен прогиб вала. Скручивание вала является редкой, но и весьма опасной неисправностью вала, трудно поддающейся ремонту.

Если при одном обороте вала стрелка индикатора 2 раза показывает увеличение и 2 раза уменьшение показаний и если эти показания стрелки в сторону плюса (+) примерно одинаковы, а также одинаковы показания в сторону минуса (—), то, следовательно, вал имеет в данном сечении овальную форму (эллипс). Если при одном обороте будет только одно отклонение в сторону увеличения или уменьшения, то в данном сечении имеется только прогиб.

Когда вал погнут и, кроме того, имеется износ шеек, то при промере у шейки вала стрелка индикатора покажет отклонения в ту и другую стороны, но эти отклонения будут разными при повороте вала на 180°. Чтобы не смешать откло-

нений стрелки под влиянием износа шейки с отклонениями под влиянием прогиба вала, штифт индикатора следует ставить не против середины шейки, а против одного из ее концов, где сохранилась круглая форма шейки.

## 9.2. СПОСОБЫ ПРАВКИ ВАЛОВ.

Перед решением вопроса о необходимости правки следует убедиться в том, что на величину прогиба не влияют такие факторы, как ослабление концов вала в барабане или искривление вала под влиянием неправильной посадки дисков, втулок или других деталей на вал.

Такие дефекты, как недостаточные осевые зазоры и непараллельность торцов между смежными насаживаемыми деталями, обычно вызывают упругую деформацию вала и соответственно временное искривление вала; однако при превышении допустимого изгиба эти причины могут приводить к задеваниям вала со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Отсутствие указанных ненормальностей должно быть предварительно проверено соответствующими измерениями, а при наличии они обязательно должны быть устранены соответствующим ремонтом (§ 14.3).

Так, если измерения прогиба барабанного ротора показывают картину, изображенную на рис. 9.4, а, где виден перегиб линии вала в посадочных местах барабана, необходимо в первую очередь особо тщательными измерениями и осмотром проверить посадку концов вала в барабане и после выверки, если это необходимо, восстановить крепление вала в барабане путем нагрева барабана и запрессовки вала для восстановления натяга, составляющего обычно около 1 % от диаметра.

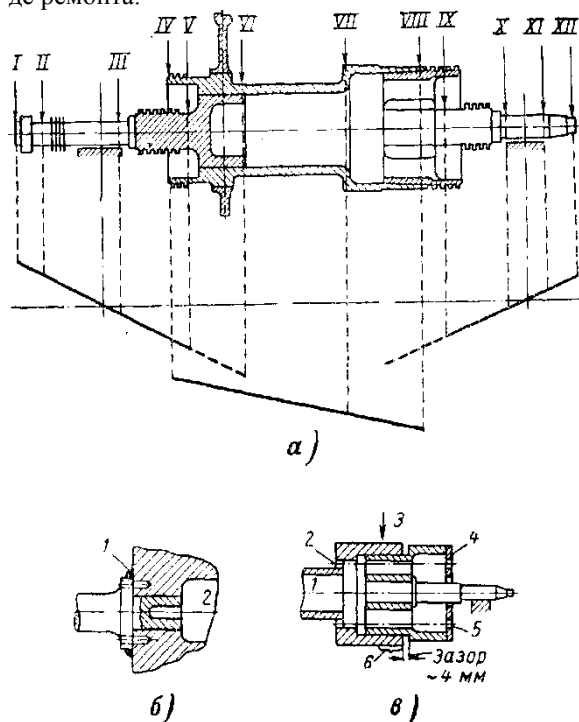
В отдельных случаях при трудностях восстановления натяга конец вала дополнительно закрепляется в барабане в зависимости от конструкции при помощи аксиальных шпилек (гужонов) и электросварки (рис. 9.4, б) или радиальными шпильками (обычно 6 шт. диаметром 18—20 мм с газовой резьбой), проходящими насквозь через тело барабана и конец вала (рис. 9.4, в).

При одном из ремонтов турбины, когда было обнаружено, что конец вала со стороны низкого давления вышел из барабана на 4 мм, обратная его запрессовка производилась приспособлением из шайбы и стяжных шпилек (рис. 9-4, е). Барабан нагревался по окружности двумя автогенными горелками № 7 до 100—120° С, после чего стяжные болты равномерно натягивались до полной запрессовки конца вала в барабан. Такие работы являются исключительно ответственными, поэтому для их выполнения следует привлекать или турбинный завод или ремонтные организации, имеющие опыт в проведении подобных работ.

Если вал получил прогиб под насаженной на него деталью (втулка, диск и т. д.), последняя должна быть снята и прогиб вала проверен повторно в тех же сечениях по его длине.

До решения вопроса о необходимости и методе правки подвергшиеся сильному нагреву места вала подлежат тщательному осмотру через лупу для проверки отсутствия трещин. Для обнаружения трещин необходимо подлежащую осмотру поверхность предварительно зачистить, отполировать, обезжирить и подвергнуть травлению.

При наличии поверхностных трещин их следует удалить легкой опиловкой и зачисткой поверхности. При обнаружении после зачистки более глубоких трещин вал подлежит всестороннему обследованию с привлечением соответствующих специалистов для решения вопроса о возможности дальнейшей эксплуатации и методе ремонта.



**Рисунок 9.4.** Крепление концов вала в барабанном роторе. а — ненормальности в посадке концов вала в барабане барабанного ротора; б — крепление концов вала в барабане аксиальными шпильками и электросваркой: 1—электросварка; 2—сторона высокого давления; в — крепление концов вала в барабане радиальными шпильками: 1—сторона низкого давления; 1—разгрузочные отверстия; 3 — место установки радиальных шпилек; 4 — шайба; 5 — стяжные болты  $\frac{3}{4}$  — 6 шт.; 6—место нагрева.

Для снятия внутренних напряжений и частичного восстановления прежних свойств материала вала, вне зависимости от принятого метода правки, следует предварительно произвести низкотемпературный отжиг места максимального прогиба.

Особенно это относится к валу, получившему в этом месте закалку. О получении валом закалики можно судить по изменению твердости стали в месте закалики. Например, если вал, выполняемый из стали марки 30ХНМ, имел твердость по Бринеллю, не превышающую 350, а в месте прогиба его твердость достигла 600, следо-

вательно, вал получил полную закалку, так как температура нагрева в этом месте превышала температуры нижней и верхней критических точек состояния твердого сплава железо—углерод (точек Чернова).

Первоначальный отжиг так же, как и обязательный отжиг по окончании правки любым способом, производится при вращении вала на малых оборотах и его кольцевом нагреве в месте прогиба с помощью одной—трех автогенных горелок или с помощью индукционных катушек, электрических печей и т. п. (§ 9.6).

Нагрев вала производится до температуры, которая не должна превышать  $600\text{--}650^\circ\text{C}$ , в зависимости от марки стали вала (ниже температуры нижней критической точки). Во весь период нагрева и выдержки при этой температуре в течение 2—3 ч, а также в период замедленного охлаждения до температуры не выше  $100^\circ\text{C}$  ротор надо продолжать равномерно вращать.

Чтобы избежать длительного вращения вручную, для вращения ротора должны использоваться те же приспособления, которые применяются при его токарной обработке (§8.3).

В случаях, когда после проведения указанного кругового отжига в районе задевания прогиб вала находится в допустимых пределах, правка не требуется, но проведение балансировки обязательно.

Правка валов турбин может производиться тремя различными способами: местным нагревом—термическая; чеканкой (наклепом)—механическая; методом релаксации—термомеханическая.

Решение вопроса о методе правки вала, а также выбор необходимого температурного режима правки должны быть основаны на знании качества и свойств стали, из которой изготовлен вал, на учете конструкции и размеров ротора, а также условий, в которых он работает, и величины прогиба. Для этой цели при отсутствии заводских данных должен быть предварительно произведен анализ материала вала для определения марки стали, предела текучести и твердости стали. На основе этих данных определяются также релаксационная характеристика, закаливаемость стали и т. д.

Ввиду ответственности работы по правке вала перед ее началом все должно быть тщательно продумано и подготовлено, а сама правка произведена под руководством опытного специалиста с должной осторожностью, исключающей возможность коробления дисков, втулок, снижения прочности и порчи вала.

### 9.3. ПРАВКА МЕСТНЫМ НАГРЕВОМ.

Способ правки валов местным нагревом, называемый также термическим, заключается в быстром местном нагреве небольшого выпуклого (удлиненного) участка вала до высокой температуры, но меньшей чем температура нижней критической точки (см. ниже). Такой нагрев приводит к напряжениям сжатия в наружных волокнах

материала, превосходящим предел текучести на этом небольшом участке, что, в свою очередь, после остывания ведет к их укорочению на выпуклой стороне вала и, следовательно, к выправке вала.

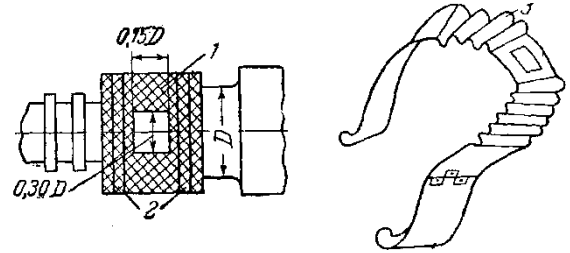


Рисунок 9.5. Обкладка вала асбестом. 1 — асбест; 2 — обвязка печной проволокой; 3 — стяжной гофрированный кожух.

Таким образом, при местном нагреве вала используются те же силы сжатия, вызывающие напряжения выше предела текучести и являющиеся причинами прогиба вала при его местных задеваниях; выпрямление вала происходит за счет создания на вогнутой стороне вала дополнительных и притом больших напряжений растяжения.

Некоторые остаточные напряжения, если они полностью не сняты по окончании правки и проводимой после нее термообработки отжига, могут приводить с течением времени к частичному восстановлению первоначального прогиба, поэтому на проведение должного отжига после правки должно быть обращено особое внимание.

Этот несложный способ, занимающий наименьшую продолжительность времени, применяется главным образом для правки валов из сталей, имеющих предел текучести ниже  $30\text{ кг/мм}^2$  и слабо воспринимающих закалку. Производить этим методом правку из сталей с большим содержанием углерода, особенно валов из высоколегированных сталей и работающих в области высоких температур, не рекомендуется, так как это может приводить к закалке при охлаждении вала после правки и к появлению трещин в этих местах.

При правке местным нагревом вал свободно укладывается в нижнюю половину цилиндра на свои вкладыши выпуклой стороной (горбом) кверху. Участок максимального прогиба вала, намеченный для местного нагрева, изолируется размоченными в воде кусочками асбеста с толщиной слоя 10—12 мм по всей периферии, с оставлением только окна, оголенного от асбеста в самой верхней точке вала (на «горбе»). Это окно располагается симметрично относительно плоскости правки и должно быть размером  $0,30\text{--}0,35D$  поперек оси вала и  $0,15\text{--}0,2D$  вдоль оси вала (рис. 9.5).

Для предохранения от сползания с вала асбест перевязывается обычной печной проволокой или, что более удобно и быстро, охватывается гофрированным из кровельного железа кожухом в виде пояса с замком; в этом кожухе соответственно прогреваемому оголенному участку оставляется окно.

Покрытие вала мокрым асбестом необходимо для предохранения остального участка вала от непосредственного действия пламени и разогрева его за счет теплоты излучения; кроме того, охват мокрым асбестом всей окружности вала, за исключением нагреваемого участка, способствует его охлаждению за счет испарения влаги.

Для контроля за изменением искривления вала во время нагрева устанавливается индикатор, штифт которого касается вала сверху в вертикальной плоскости. Точка замера должна быть достаточно удалена от места нагрева, вредно отражающегося на правильности показаний индикатора, и вместе с тем индикатор следует поместить достаточно далеко от опоры вала, так как при этом будут получаться наиболее показательные максимальные отклонения стрелки индикатора.

В случае, если прогиб вала произошел между дисками, а расстояние между ступицами диска недостаточно для проведения правки принятым способом, приходится перед правкой удалять с вала диски и другие мешающие правке съемные детали. Если участок вала, подлежащий нагреву, расположен дальше чем на 100 мм от ступицы диска, то можно диск не снимать. При нагреве недалеко от дисков, втулок и других насадных деталей указанные детали, во избежание коробления, должны быть предохранены от действия пламени изоляцией из слегка смоченных асбестовых листов.

Для сообщения прогреваемому участку вала большого количества тепла в короткий срок применяются ацетилено-кислородные горелки № 7. Нагрев должен производиться осторожно, чтобы не вызывать порчи поверхностного слоя вала; для этой же цели пламя горелки следует равномерно передвигать по всему оголенному от асбеста участку вала, со скоростью не менее 0,5—0,8 м/сек. Для того чтобы пламя горелки не могло проникнуть между валом и асбестом, следует проверять плотность прилегания асбеста к валу.

Участок вала из углеродистой стали нагревается до темно-красного цвета, т. е. до 500—550° С, из легированной стали—до 600—650° С, т. е. до темно-вишневого цвета.

При нагреве за счет удлинения разогреваемых волокон выпуклой стороны вала последний получает дополнительный прогиб, отмечаемый установленным индикатором. При остывании нагретые волокна выпуклой стороны укорачиваются, а сжатые волокна вогнутой стороны удлиняются, благодаря чему вал выпрямляется в противоположную первоначальному изгибу сторону.

Длительность прогрева зависит от величины прогиба и диаметра вала и обычно колеблется в пределах от 3 до 12 мин; показания индикатора должны являться ориентировочным мерилем длительности и эффективности производимого нагрева. Для определения времени прогрева вала вначале производят один-два контрольных нагрева в течение 3—5 мин; после охлаждения вала проверяют действие этого нагрева, устанавливая

на основе полученных данных дальнейший режим нагрева.

Ориентировочные данные времени нагрева горелкой № 7 в зависимости от диаметра вала и величины прогиба приведены в табл. 9.2. Указанное время увеличивается в 1,5 раза при нагреве горелкой № 6 и в 2 раза — горелкой № 5. При правке валов больших диаметров или ротора барабанного типа применяют нагрев двумя горелками. По окончании нагрева во избежание резкого охлаждения нагретое место закрывается асбестом, и вал в таком положении оставляется для естественного, медленного и равномерного остывания до температуры окружающей среды.

При охлаждении вала происходит выравнивание температуры от разогретой сверху к защищенной асбестом нижней части вала, в это же время наблюдается потеря полученного валом при нагреве дополнительного прогиба и уменьшение первоначального (выправляемого) прогиба.

После охлаждения вала производится проверка индикатором полученного от нагрева эффекта в нескольких точках по длине при вращении вала на своих подшипниках. При этих проверках должна быть полная уверенность в том, что прогибы измеряются при полном выравнивании температур выпуклой и вогнутой частей вала, т. е. действительно после полного охлаждения вала, так как в противном случае возможно искажение получаемых результатов.

**Таблица 9.2.** Время, необходимое для нагревания вала при правке, мин.

| Диаметр вала, мм | Величина прогиба вала, мм |      |      |      |      |      |
|------------------|---------------------------|------|------|------|------|------|
|                  | 0, 1                      | 0, 2 | 0, 3 | 0, 4 | 0, 5 | 0, 6 |
| 150              | 2                         | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    |
| 200              | 3                         | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    |
| 250              | 4                         | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| 300              | 5                         | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
| 350              | 6                         | 7    | 8    | 9    | 10   | 11   |
| 400              | 7                         | 8    | 9    | 10   | 11   | 12   |

В результате нескольких нагревов вал может быть выправлен в данном сечении до практически допустимой величины. После устранения прогиба вала в данном сечении производится тем же путем правка вала и в других сечениях, имеющих прогибы выше допустимых.

Перед каждым нагревом вал должен быть повернут так, чтобы участок его с максимальным прогибом был сверху. Повторные нагревы в одном и том же месте следует чередовать каждый раз с местной термической обработкой выпрямляемого участка вала автогенной горелкой при вращении вала. Если после нескольких нагревов в данном месте вал не поддается выпрямлению, следует прекратить нагрев в этом месте и перейти к нагреву в следующей точке, имеющей наибольший прогиб.



В связи с тем что после отжига из-за остаточных внутренних напряжений прогиб вала частично может возвратиться, рекомендуется при последних нагревах производить перегиб вала в сторону, противоположную первоначальному прогибу, на 0,05—0,07 мм, а в некоторых случаях—до 0,10 мм. Этот перегиб при отжиге обычно исчезает полностью или остается в допустимых для вала пределах.

В некоторых случаях описанный метод местного нагрева для правки вала комбинируется с холодными компрессами. При этом сейчас же после нагрева вал быстро охлаждается мокрыми тряпками или струёй сжатого воздуха. Применение компрессов ускоряет процесс выправки за счет ускорения сжатия разогретых волокон; однако, рекомендовать применение компрессов нельзя, так как при сильном нагреве вала и быстром его охлаждении может произойти местная закалка и образование поверхностных трещин.

Способом местного нагрева может производиться правка и ротора барабанного типа, состоящего из нескольких частей, но предварительно необходимо убедиться соответствующей проверкой, что замеренный бой вала и барабана не вызывается ослаблением крепления концевых частей вала с барабаном. Правка барабанных роторов производится нагревом по дуге до четверти окружности барабана, а по оси — на 60—70 мм, но не в местах перехода сечений, не в галтелях и на расстоянии не менее двойной глубины лопаточного паза от ближайшего лопаточного венца.

#### **9.4. МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРАВКА ВАЛОВ.**

Правка вала механическим путем производится в холодном состоянии чеканкой в местах наибольшего прогиба; при этом вал может не удаляться из цилиндра турбины. При правке этим методом также необходимо производить первичный отжиг вала (кроме роторов генераторов) для уменьшения внутренних напряжений, которые вызвали прогиб вала.

Сущность механической правки вала заключается в том, чтобы чеканкой растянуть волокна вала, сжатые за пределы текучести. Для этого вал одной шейкой кладется на нижний вкладыш турбины, а под выпуклую сторону другого конца вала в месте наибольшего прогиба подкладывается специальная подкладка таким образом, чтобы шейка этого конца вала не касалась нижнего вкладыша подшипника, а была навесу; при этом висящая часть вала своим весом создает растягивающие напряжения в подлежащих чеканке волокнах. Желательно даже, если это возможно, свисающий конец вала нагрузить дополнительно, чтобы увеличить растягивающие напряжения. Чеканка производится по вогнутой стороне. При чеканке сжатые волокна растягиваются по направлению к концам вала, т. е. удлиняются, и вал выправляется.

Обычно работа производится стальными чеканками в виде зубил, имеющими ширину 30—

50 мм и толщину 8—10 мм; чеканки должны быть хорошо подогнаны по окружности подлежащего чеканке места, с основательно закругленными краями, чтобы не повредить поверхность вала. Внешний вид чеканки для места между гребнями лабиринта показан на рис. 9.6,а; необходимо тщательно следить за тем, чтобы чеканка была немного уже расстояния между гребнями лабиринта и стояла вертикально, чтобы не отогнуть, не срубить и вообще не испортить гребней лабиринтовых уплотнений. Такие же чеканки применяются при правке барабанного ротора в лопаточном пазе (рис. 9.6, б) после удаления из него лопаток.

Время от времени нужно проверять толщину чеканки, так как, если она изготовлена из сравнительно мягкой стали, она будет раздаваться (сидеться) под действием ударов и может заклинить между гребнями лабиринтов или в лопаточном пазе; такую чеканку следует заменить новой. Материал для чеканок надлежит выбирать твердости большей, чем материал вала, и всегда иметь резервные чеканки для замены поврежденных.

Правка начинается от точки 1 (рис. 9.6, б) с постепенным передвижением чеканки к точкам 4 и 5 до тех пор, пока не будет прочеканена 1/3 окружности. Удары по чеканке производятся с помощью молотка весом 1—3 кг, наиболее сильные—в точке 1 и постепенно ослабляющиеся к точкам 4 и 5.

Так же, как и при правке термическим путем, при чеканке одного конца вала естественно происходит выпрямление всей линии вала, если максимальные прогибы лежат в одной плоскости, поэтому чеканку других сечений вала следует производить после выправки места максимального прогиба.

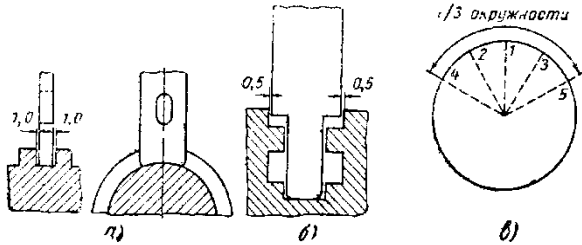
Чеканка вообще достигает результата только в том случае, если одно сечение вала прочеканивается не более 2—3 раз; дальнейшая чеканка по этому самому месту создает в нем настолько значительный наклеп, что сжатые волокна уже дальше не раздаются.

Особо сильных ударов по чеканке наносить не следует, так как уже легкими ударами можно достигнуть значительного результата. Режим чеканки устанавливается после первых же ударов по чеканке в зависимости от их влияния на выпрямление вала.

В процессе чеканки одного сечения необходимо производить контрольные промеры линии вала индикатором; для этого конец вала, который чеканился, приподнимается краном, из-под него удаляется подкладка, вал опускается на свой вкладыш и при его вращении производятся замеры индикатором по всем контролируемым сечениям вала. После замера подкладка вновь устанавливается на место, производится чеканка и так продолжается до получения допустимых значений прогиба вала.

По окончании чеканки и выпрямления ротора необходимо произвести отжиг вала (§ 9.6). После отжига обычно вновь возникает небольшой прогиб, поэтому приходится вести повторную

чеканку с последующим отжигом и так до тех пор, пока не будет получена линия вала с изгибами в допустимых пределах. Чтобы несколько сократить время на эти операции, обычно идут на незначительный перегиб вала в сторону, противоположную первоначальному прогибу (до 0,05—0,08 мм), который после отжига не должен превышать 0,03 мм в ту или другую сторону.



**Рисунок 9.6.** Механическая правка вала. а — чеканка для вала между гребнями лабиринта; б — чеканка для лопаточного паза; в — чеканка по 1/3 части окружности вала.

По окончании работ места, подвергавшиеся чеканке, обрабатываются личной пилой для снятия заусениц и неровностей и отшлифовываются тонкой наждачной шкуркой; протачивать чеканенные места не следует, так как вал при этом опять будет прогибаться.

Недостатком правки чеканкой является наклеп и порча поверхностного слоя металла в прочеканном участке. Однако этот способ правки, являющийся одним из самых старых и простых, несмотря на указанные недостатки, и сейчас применяется при правке валов из материала с пределом текучести ниже 30 кг/мм<sup>2</sup> и с небольшими искривлениями (до 0,1—0,3 мм). Этот способ применяется и при больших искривлениях, например, при правке цельнокованых роторов, когда небольшие расстояния между дисками затрудняют правку термическим способом или способом релаксации из-за трудностей изоляции дисков от пламени горелок, которое может вызвать трудно устранимые коробления дисков; применяется этот способ и при правке валов генераторов, так как он не требует нагрева до высокой температуры, которая может повредить изоляцию ротора генератора.

### 9.5. ПРАВКА ВАЛОВ СПОСОБОМ РЕЛАКСАЦИИ.

Основным достоинством способа правки, основанного на использовании явления релаксации напряжений (см. стр. 27), является выпрямление вала с обеспечением стабильности формы при дальнейшей его работе. Этим способом производится правка валов, работающих при сверхвысоких параметрах пара и изготовленных из релаксационных жаропрочных легированных сталей, так как описанные выше способы в этих случаях не могут быть применены.

Релаксационный способ правки заключается в том, что участок вала, имеющий максимальный прогиб, прогревается до определенной температуры (обычно 600—650° С) не на не-

большом «местном» участке, а по всей окружности и на глубину всего сечения вала. Нагрев производится при вращении вала на малых оборотах; после выдержки при указанной температуре (около 1 ч) вал устанавливается прогибом вверх, и сразу же на нагретый участок вала производится нажим специальным приспособлением в сторону, противоположную первоначальному прогибу. Нажим производится для создания определенного небольшого напряжения в материале нагретого вала (упругая деформация); при этом напряжение не должно превышать 3—5 кг/мм<sup>2</sup> и при всех условиях должно быть значительно ниже предела текучести, благодаря чему не могут возникнуть опасные для вала внутренние напряжения. Время, в течение которого вал, нагретый до указанной температуры, выдерживается в напряженном состоянии, должно быть достаточным, чтобы под действием нагрузки и высокой температуры необходимая часть упругой деформации перешла в пластическую (остаточную), т. е. чтобы произошло явление, называемое релаксацией напряжений. Благодаря этому после правки в вале будут сняты остаточные внутренние напряжения, что в свою очередь обеспечит стабильность формы вала в процессе дальнейшей длительной эксплуатации. Время выдержки для релаксации напряжений определяется по скорости релаксации напряжений в данном металле при определенной температуре и колеблется в пределах 1—5 ч.

Для определения режима правки, который должен определить температуру нагрева на участке прогиба, время выдержки в напряженном и нагретом состоянии и величину внешней нагрузки на вал, кроме величины прогиба вала, необходимо знать марку стали, из которой изготовлен вал, или произвести анализ металла для установления его качества и релаксационной характеристики (табл. 9.3).

Вал при этом расчете рассматривается как балка, лежащая на двух опорах. Ориентировочный расчет усилия нажима, которое необходимо приложить к валу для того, чтобы получить в вале напряжения, соответствующие заданной величине, производится по формуле:  $P = (\sigma W l) / ab$ ; где  $\sigma$  — заданное напряжение, кг/мм<sup>2</sup>;  $d$  — диаметр вала, мм;  $W = 0,1 \cdot d^3$  — момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>;  $l = a + b$  — длина вала между центрами опор (рис. 9.7);  $a$  и  $b$  — длины плеч вала, мм, от места правки до центра соответствующей опоры.

Величина допустимого прогиба вала, получающегося от приложения усилия нажима  $P$ , который необходим для выравнивания искривления вала, определяется по формуле:  $f = (Pa^2b^2) / 3Ei$ ; где  $E$  — модуль упругости, кг/мм<sup>2</sup> ( $E = 1,5 \cdot 10^4$ , кг/мм<sup>2</sup>);  $I$  — момент инерции сечения вала, мм<sup>4</sup>; ( $I = 0,05d^4$ ).

Для определения усилия нажима  $P$  и величины прогиба вала  $f$  при правке способом релаксации на основании указанных формул построены номограммы, приведенные на рис. 9.7 и 9.8; в этих номограммах размерность усилия нажима  $P$  в тоннах, длины вала  $l$  и его плеч  $a$  и  $b$  в

метрах; размерности остальных величин соответствуют размерностям, приведенным в формулах.

Примеры пользования приведены на номограммах пунктирными линиями. При диаметре вала 400 мм, напряжении 3 кг/мм<sup>2</sup>, длине вала между опорами 5 м, размерах плеч  $a = 4,2$  м,  $b = 0,8$  м, величина усилия нажима  $P = 30$  т, а величина прогиба вала 1,1 мм.

**Таблица 9.3.** Релаксационные характеристики сталей.

| Марка стали | Выдержка, ч | Релаксация в процентах при температуре, град |     |     |     |
|-------------|-------------|--|-----|-----|-----|
|             |             | 450  | 550 | 600 | 650 |
| 35          | 1           | 30   | 60  | 70  | 90  |
|             | 5           | 36   | 66  | 76  | 92  |
|             | 10          | 40   | 70  | 85  | 94  |
| 40          | 1           | 28   | 66  | 74  | 90  |
|             | 5           | 40   | 71  | 77  | 92  |
|             | 10          | 45   | 73  | 84  | 94  |
| 25Н         | 1           | 24   | 66  | 86  | 90  |
|             | 5           | 30   | 79  | 89  | 92  |
|             | 10          | 30   | 82  | 90  | 94  |
| 25НМ        | 1           | 20   | 69  | 85  | 90  |
|             | 5           | 28   | 80  | 91  | 93  |
|             | 10          | 34   | 82  | 93  | 95  |
| 30ХМ        | 1           | 20   | 28  | 63  | 86  |
|             | 5           | 24   | 33  | 68  | 92  |
|             | 10          | 26   | 35  | 76  | 94  |
| 30ХНМ       | 1           | 36   | 58  | 77  | 90  |
|             | 5           | 41   | 66  | 80  | 93  |
|             | 10          | 48   | 70  | 90  | 96  |
| 30ХНЗМ      | 1           | 60   | 69  | 83  | 92  |
|             | 5           | 70   | 75  | 88  | 94  |
|             | 10          | 73   | 82  | 92  | 95  |
| 35ХНМ       | 1           | 40   | 57  | 70  | 92  |
|             | 5           | 62   | 76  | 90  | 94  |
|             | 10          | 63   | 79  | 94  | 95  |

Перед проведением правки способом релаксации напряжений следует произвести термическую обработку места максимального прогиба вала при непрерывном медленном его вращении до полного охлаждения. Эта обработка заключается в нагреве участка максимального прогиба до 600—650° С, т.е. до температуры, при которой производится правка способом релаксации, и выдержке при этой температуре в течение 3—5 ч. Такая термическая стабилизация может дать предварительное выпрямление вала, особенно значительное при малых прогибах вала. После полного охлаждения производится проверка линии вала, и расчет режима правки производится на основании кривой прогиба, полученной после стабилизации.

Нагрев вала производится одним из способов, описанных выше, но лучшим в данном случае является нагрев с помощью индукционного нагревателя, охватывающего вал на участке, подлежащем правке. Между нагревателем и валом должен быть оставлен концентрический зазор 5—10 мм, что обеспечит свободное вращение вала без снятия нагревателя. Для предохра-

ния от коробления и действия потоков воздуха ближайшие к месту нагрева поверхности должны быть хорошо изолированы асбестом.

Правка вала производится на специальном станке с прочными металлическими стойками, на которые устанавливаются подшипники, привод для вращения вала со скоростью 15—25 об/мин и нажимное устройство. Для предохранения от повреждения собственных подшипников вал на станке устанавливается на бронзовые или баббитовые подшипники, специально изготавливаемые для целей правки и ведения других работ по обработке вала.

Нажим на вал при правке производится в зависимости от конструкции станка и мест вала, подлежащих правке, траверсами, домкратами и хомутами (рис. 9.9); при любой принятой конструкции станка важно, чтобы была предусмотрена возможность регулирования нажимного усилия на вал (болтами, тягами и т.д.) для создания в месте правки заданного напряжения.

Контроль за величиной прогиба вала под влиянием нажима и за изменениями прогиба в процессе правки производится индикатором, устанавливаемым вблизи места правки и защищенном от нагрева; контроль за температурой нагрева ведется с помощью термопар.

После окончания нагрева при вращении вала и выдержки в нагретом и напряженном состоянии нагревание прекращается, нажим снимается, вал на участке правки покрывается тепловой изоляцией и его охлаждение ведется при вращении вала. Проверка результатов правки производится после охлаждения поверхности вала до 50—60° С; проверка при более высоких температурах может привести к искажению результатов правки.

Если первая правка не дала должных результатов, необходимо провести вторую, третью правку указанным выше способом; для каждой последующей правки по результатам предыдущей решаются вопросы увеличения или уменьшения времени нагрева, времени выдержки под нажимом и величины нажима.

После получения удовлетворительных результатов правки производится при вращении вала вторичный отжиг путем нагрева участка вала до температуры на 60—80° С выше температуры, при которой ротор работает в турбине. По окончании нагрева участок вала изолируется и вал вращается до полного его охлаждения.

## 9.6. ОТЖИГ ВАЛОВ.

Перед правкой вала любым способом и во всех случаях после окончания правки, места, подлежащие правке, и все места, подвергшиеся правке, должны быть отождены для снятия остаточных напряжений. Исключение должно делаться только для роторов генераторов во избежание повреждения изоляции их обмотки.

Отжиг вала перед правкой, так называемый первичный отжиг, рекомендуется производить как термообработку (отпуск) для уменьшения остаточных напряжений, полученных валом в

результате местного нагрева при его задевании; правильно проведенный отжиг с учетом качества металла вала снижает величину остаточного прогиба, так как снимает часть остаточных напряжений.

Отжиг вала после правки производится не только для снятия остаточных напряжений, но и для того, чтобы убедиться что вал в эксплуатации под действием рабочей температуры пара не изменит своей формы, полученной после правки; если при отжиге опять появится прогиб выше допустимой величины, вал подлежит повторной правке.

Отжиг вала может производиться различными способами, но все они сводятся к двум основным: 1) местный, когда кольцевой нагрев вала при отжиге производится только на участке, подвергнувшемся правке; 2) общий, когда производится нагрев всего ротора или вала (при снятии с него всех деталей) и который в условиях электростанции мало применим.

Одним из наиболее простых способов отжига местным нагревом является отжиг с по-

мощью двух-трех горелок № 7 или индукторов промышленной частоты, осуществляемый при равномерном вращении ротора со скоростью 15—25 об/мин; этими горелками или индукторами производится нагрев места правки ротора высокого давления до температуры, на 50—75° С выше температуры свежего пара, а других роторов до температуры во всяком случае не ниже 500—550° С.

При отжиге общее время нагрева определяется необходимостью подъема температуры со скоростью 150—200 град/ч и поддержания максимальной температуры в течение времени, определяемого по релаксационной характеристике для данной стали (табл. 9.3). Обычно это время для углеродистых сталей составляет 7—8 ч, а для легированных—10—12 ч. Поэтому перед отжигом, во избежание перерывов при нагреве должна быть обеспечена бесперебойная работа нагревательных устройств (снабжение кислородом, ацетиленом и др.).

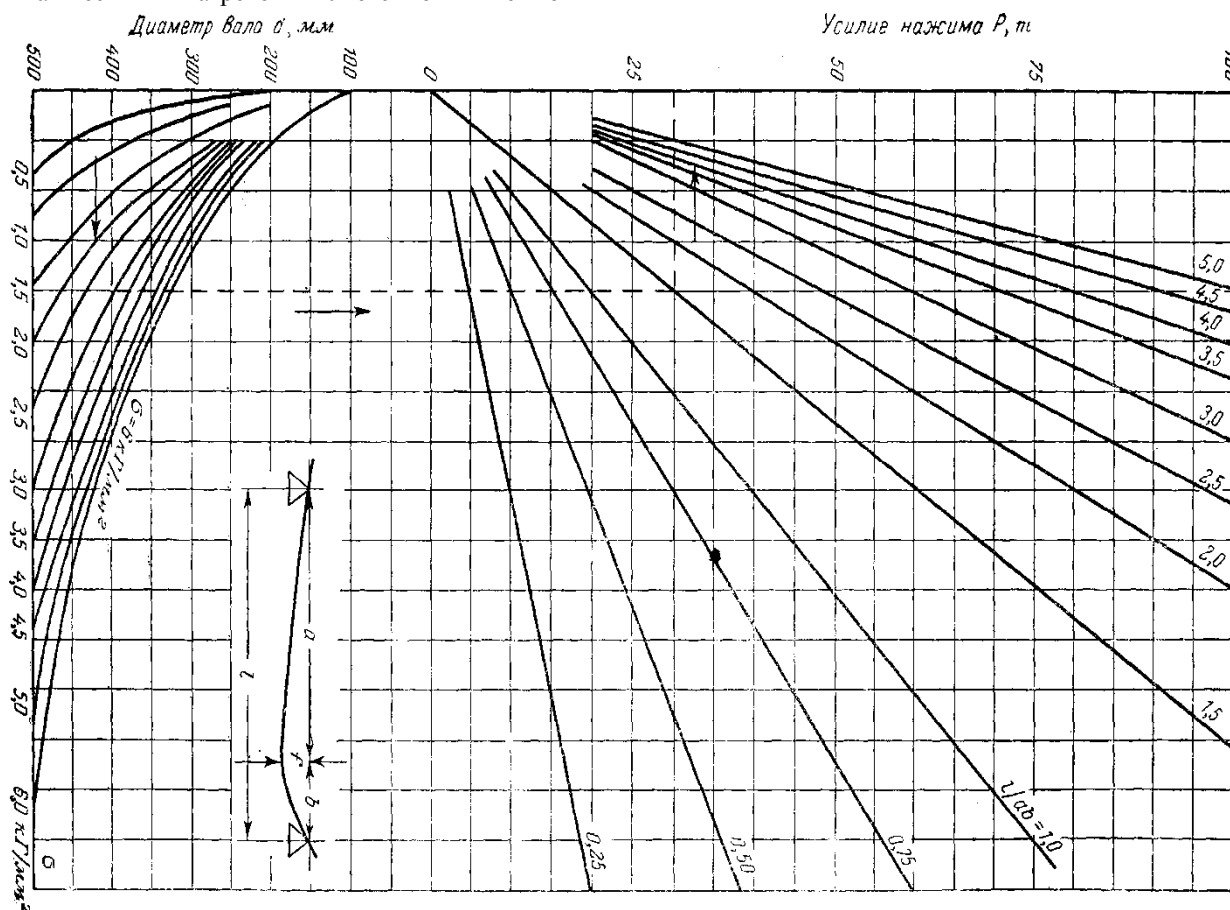


Рисунок 9.7. Номограмма для определения усилия нажима.

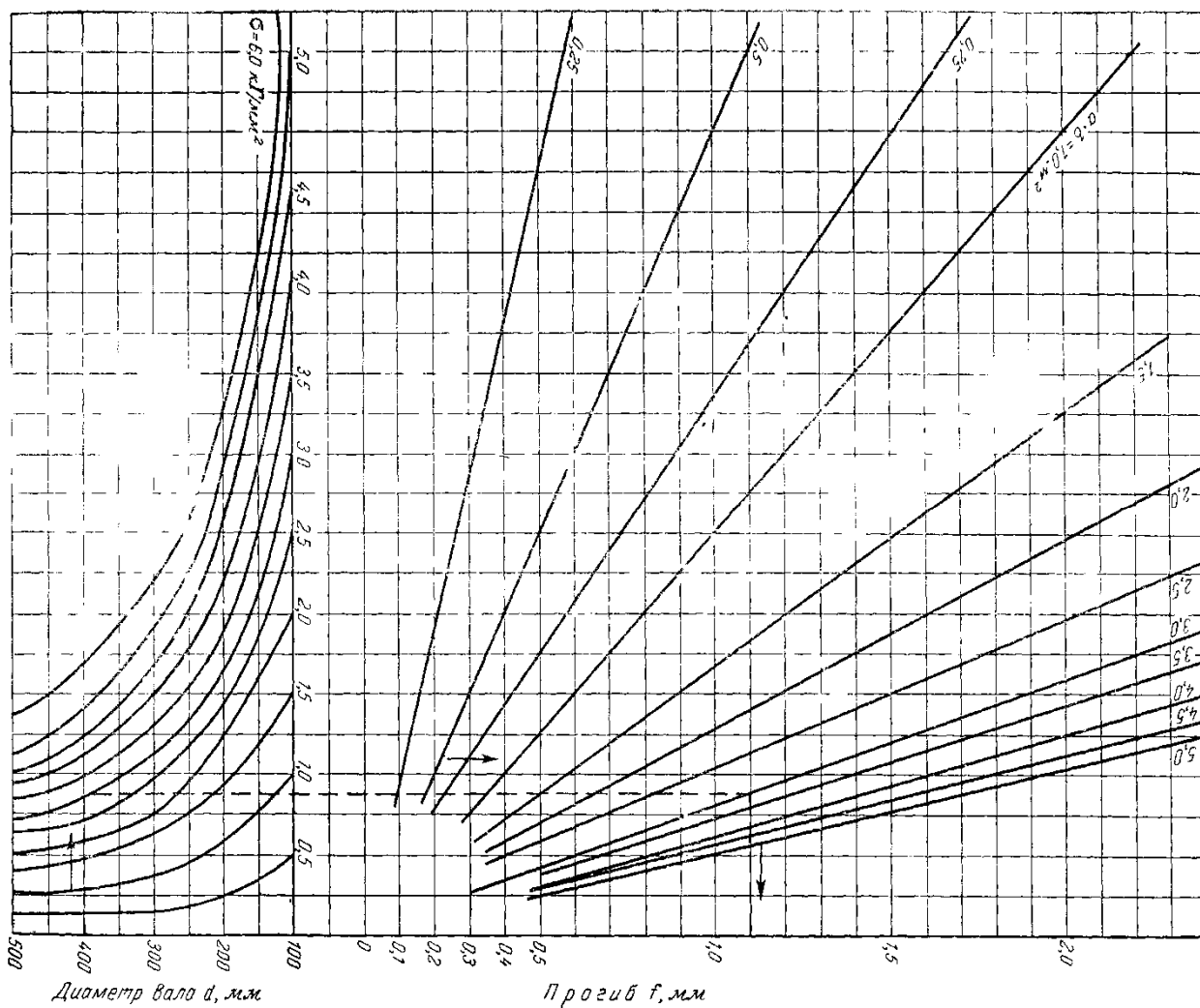


Рисунок 9.8. Номограмма для определения необходимого прогиба вала при его релаксационной правке.

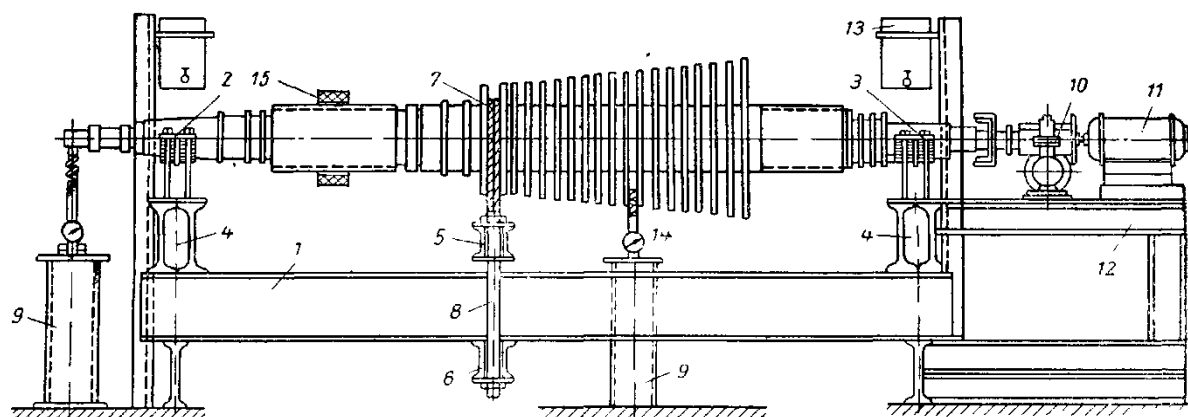


Рисунок 9.9. Правка вала способом релаксации. 1—станина, 2 и 3—подшипники, 4—опоры подшипников, 5 и 6—траверсы; 7—нажимной трос, 8—стяжной болт, 9—подставка для индикатора, 10—редуктор, 11—электромотор, 12—опора привода, 13—сосуд для смазочного масла, 14—индикатор, 15—индукционный нагреватель.

Для ускорения процесса нагрева и предохранения места нагрева от действия потоков холодного воздуха вал в месте, подлежащем нагреву газовыми горелками, опоясывается разборным кожухом из листовой стали (рис. 9.10), состоящим из двух половин. Диаметр кожуха должен быть на 80—100 мм больше диаметра вала, а его длина — с расчетом перекрытия места правки на длине 200—250 мм. Кожух по всей длине имеет

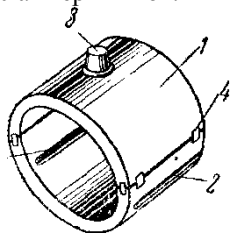
две прорези шириной 25—30 мм, которые служат для ввода и непрерывного передвижения головок горелок вдоль оси вала во время нагрева. Кроме того, кожух имеет приваренный штуцер, необходимый для ввода через кожух термопары, которая присоединяется к гальванометру и дает возможность периодически путем касания вала определять температуру его нагрева. Кожух снаружи обкладывается асбестовой изоляцией.

После нагрева горелки выключаются, вал плотно обертывается сухим асбестовым полотном с толщиной слоя 10—15 мм, и непрерывное вращение продолжается до полного охлаждения.

Отжиг вала путем нагрева газовыми горелками необходимо вести осторожно, чтобы не испортить ожогами поверхность вала, подвергающуюся нагреву, и обеспечить правильное ведение процесса отжига, главными условиями которого являются: подъем до определенного предела температуры нагрева, необходимая выдержка при предельной температуре и медленное охлаждение вала.

Более рациональным способом местного нагрева при отжиге является индукционный нагрев токами промышленной частоты, дающий более равномерный нагрев всего сечения вала. Здесь нагревателем служит индуктор, представляющий собой катушку, наматываемую вокруг вала из медного многожильного гибкого кабеля или медных шин. Сечение кабеля или шин и число витков катушки берется в зависимости от расчетной силы тока и диаметра вала или барабана.

Для нагрева вала диаметром 600 мм до температуры 600—650° С требуется катушка на 3000—5000 ампер-витков, а для нагрева вала диаметром 300 мм до той же температуры требуется около 2000 ампер-витков.

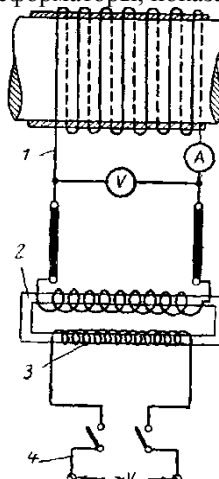


**Рисунок 9.10.** Кожух для нагрева вала автогенными горелками. 1 — кожух; 2 — прорези для ввода головок горелок; 3 — штуцер для термопары; 4 — петли для соединения обеих половин кожуха.

На поверхность вала, подлежащую отжигу, перед ее обмоткой кабелем накладывается слой асбестового полотна толщиной 15—20 мм или поверхность обматывается асбестовым шнуром. Для контроля за температурами в месте нагрева закладываются термопары. Регулировка температуры нагрева вала индукционным нагревателем достигается намоткой кабеля в несколько рядов, витки которых могут включаться последовательно и параллельно, а также регулировочной аппаратурой питающих трансформаторов.

Для обеспечения свободного вращения вала внутри индукционной катушки ее внутренний диаметр должен быть сделан больше диаметра вала на двойную толщину указанного слоя изоляции, накладываемой на вал, и двойную величину зазора, необходимого для свободного вращения вала и принимаемого 8—10 мм на сторону. Сама катушка при ее наложении на вал должна быть хорошо отцентрирована по отношению к валу и надежно укреплена к станку для правки. Схема включения такого индукционного нагревателя, который питается от сети переменного тока через

параллельно включенные трансформаторы типа СТЭ-23 или через специальные передвижные однофазные трансформаторы, показана на рис. 9.11.



**Рисунок 9.11.** Схема индукционного нагрева вала. 1—медный кабель; 2—трансформатор; 3 — первичная обмотка; 4 — сеть.

Местный отжиг может производиться также с помощью разборной электропечи, которая охватывает вал вокруг места, подлежащего отжигу. Электропечь изготавливается в виде кожуха из листового металла из двух половин, внутри которого расположены секции нагревательных элементов, включаемых в сеть переменного тока. В верхней половине электропечи предусматривается открывающийся люк для возможности осмотра и производства замеров температуры вала в процессе нагрева. Мощность такой электропечи для нагрева барабана ротора диаметром около 1000 мм на участке длиной 400—500 мм составляет 40 кВт, а для вала диаметром до 300 мм при длине нагрева до 4000 мм — 20—30 кВт. Наличие плавной регулировки мощности, начиная с 2—5 кВт, позволяет производить плавный нагрев охватываемого электропечью участка вала и равномерный подъем температуры с необходимой скоростью.

Для свободного вращения вала и предохранения от образования окалины элементы нагревателей электропечи должны быть расположены от вала на расстоянии не менее 100 мм, а поверхность места отжига и близлежащие пазы под лопатки изолированы от нагрева. Изоляция выполняется путем обмазки смесью асбестовой крошки, размешанной на воде с 6—8% жидкого стекла; после нанесения слоя толщиной 8—10 мм изоляция покрывается асбестовым полотном. С наружной стороны электропечь должна быть изолирована асбестом для предохранения от ожогов лиц, производящих отжиг или правку.

Наилучшие результаты применения указанных способов местного нагрева при правке и отжиге могут быть достигнуты при предварительном снятии с вала всех насаженных на него деталей, которые будут подвергаться нагреву (диски с лопатками, лабиринтовые втулки, упорные гребни и др.). В этом случае нагрев может

быть произведен до максимальных температур, требующихся по условиям правки и отжига без опасения за состояние насаженных деталей.

Для правки и отжига в случаях, когда прогиб вала обнаружен в нескольких местах по его длине и имеет значительную величину, а, главное, когда требуется производить высокий нагрев средней части барабанных и цельнокованых роторов, возникает необходимость в проведении общего нагрева вала, так как местный нагрев между дисками цельнокованого ротора весьма затруднителен и может приводить к короблению дисков. Если отправить ротор для соответствующей обработки на завод-изготовитель не представляется возможным, правку и отжиг в условиях электростанции приходится выполнять в электропечи, в газовой или в огневой печи, отапливаемой древесным углем.

При невозможности обеспечить детали вала необходимой полноценной тепловой изоляцией общий нагрев барабанных и цельнокованых роторов производится до температуры, не превышающей  $520\text{--}550^\circ\text{C}$ , а роторов с насаженными дисками, если они по каким-нибудь соображениям не снимаются, не выше  $450\text{--}480^\circ\text{C}$ . Однако при всех условиях следует производить изоляцию лопаток от высокого нагрева; для этого производится их покрытие с обеих сторон слоем изоляции толщиной до 10 мм из указанной выше смеси асбестовой крошки и жидкого стекла и покрытие этой изоляции асбестовым полотном, прошитым проволокой, пропускаемой через лопатки.

Для обеспечения свободного вращения под кожухом печь по размерам делается соответственно габаритам ротора с учетом толщины изоляции и с припуском по отношению к любой точке ротора в 100—120 мм, а также из расчета возможности подъема температуры в ней до  $600\text{--}650^\circ\text{C}$ . Такая печь устанавливается в зоне, где могут быть поставлены надежные козлы (козлы для балансировочного станка) или двутавровые балки, допускающие установку и вращение ротора, и где под ротор может быть подведен соответствующий металлический или кирпичный фундамент для установки печи, ее укрепления и питания током или топливом. Ротор устанавливается на специально изготовленные для этой цели бронзовые подшипники с водяным охлаждением, которые прочно устанавливаются на указанные козлы или двутавровые балки. Для равномерного нагрева и устранения коробления дисков вращение ротора производится со скоростью 15—25 об/мин.

В электропечи нагреватели выполняются из железных труб длиной, равной длине печи; трубы устанавливаются в нижней половине печи и изолируются асбестом; поверх асбестовой изоляции наматываются три-четыре секции проволоки сопротивления (нихромовая проволока или проволока из аустенитной стали Я1Т), равномерно распределенных по длине печи, что позволяет производить регулирование скорости нагрева и равномерности распределения нагрева по длине вала.

Для ускорения изготовления печи и улучшения условий монтажа нагревательных элементов (труб с проволокой сопротивления) целесообразно нижнюю часть печи выкладывать из огнеупорного кирпича. На эту часть, как на фундамент, накладывается охватывающий вал верхний металлический кожух; наружная сторона кожуха должна иметь приваренные ребра жесткости из уголкового железа для возможности его поднятия целиком с наложенной на него поверху асбестовой изоляцией. Верхний металлический кожух должен иметь несколько закрывающихся люков, расположенных в нескольких местах по его длине и сечению, которые позволяли бы в процессе правки и отжига производить осмотр ротора, осуществлять путем открытия этих люков ускоренное охлаждение вала после отжига, а также устанавливать термомпары для замера температуры внутри печи. В местах выхода вала из печи делаются уплотнения в виде сальников, уплотняемых асбестовыми листами или асбестовым шнуром.

Огневая печь для правки и отжига роторов (рис. 9.12, а), отапливаемая древесным углем, изготавливается примерно так же, как и описанная выше электропечь, но в ней вместо электронагревательных элементов устанавливается выдвижная колосниковая решетка, на которую загружается уголь. Под решеткой устанавливается металлический выдвижной лист (под) для удаления золы и мелких кусочков несгоревшего угля, падающих с колосниковой решетки; в пространство между подом и колосниковой решеткой подается сжатый воздух, обеспечивающий должную интенсивность горения. В самой верхней точке верхнего металлического кожуха для создания тяги устанавливается труба диаметром 100—120 мм с заслонкой для регулирования горения и соответственно температуры внутри печи.

Эта же печь может быть устроена за пределами кожуха, охватывающего ротор; в этом случае горячие газы из топки по особым трубам направляются в кожух перпендикулярно оси ротора. Этот способ нагрева более удобен, но требует изготовления специальной выносной топки, что усложняет устройство.

При возможности применения газа несложной для изготовления в условиях электростанции является разборная газовая печь (рис. 9.12, б); удобство такой печи для ведения температурного режима, процесса правки и отжига заключается в простоте регулировки за счет подачи газа.

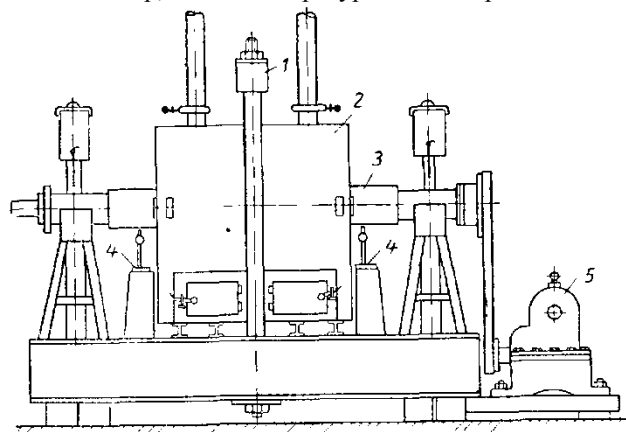
Наиболее правильным режимом отжига вала в любой из указанных печей является режим, при котором путем медленного и равномерного повышения температуры в печи вращающийся вал равномерно нагревается до предельной температуры, выдерживается определенное время при этой температуре и затем медленно и равномерно охлаждается. Обычно при общем нагреве в печи вращающийся вал нагревается со скоростью  $50\text{--}75\text{ град/ч}$ . Температура предельного нагрева

для отжига зависит от марки стали, из которой изготовлен ротор, и во всяком случае должна не менее чем на 30—40° С превышать температуру пара, в которой работает участок нагрева вала. По окончании выдержки при указанной температуре проводится охлаждение вращающегося ротора со скоростью 30—40 град/ч до температуры 250—300° С, после чего нагрев прекращается; дальнейшее охлаждение вала происходит вместе с медленным и естественным понижением температуры печи. Вращение вала должно продолжаться до тех пор, пока температура его поверхности

понизится так, что будет не больше чем на 50—60°С выше температуры окружающей среды.

По окончании охлаждения вала производится повторная проверка его кривизны и, если она не изменилась или, во всяком случае, осталась в пределах допуска, то операция по правке и отжигу вала считается законченной.

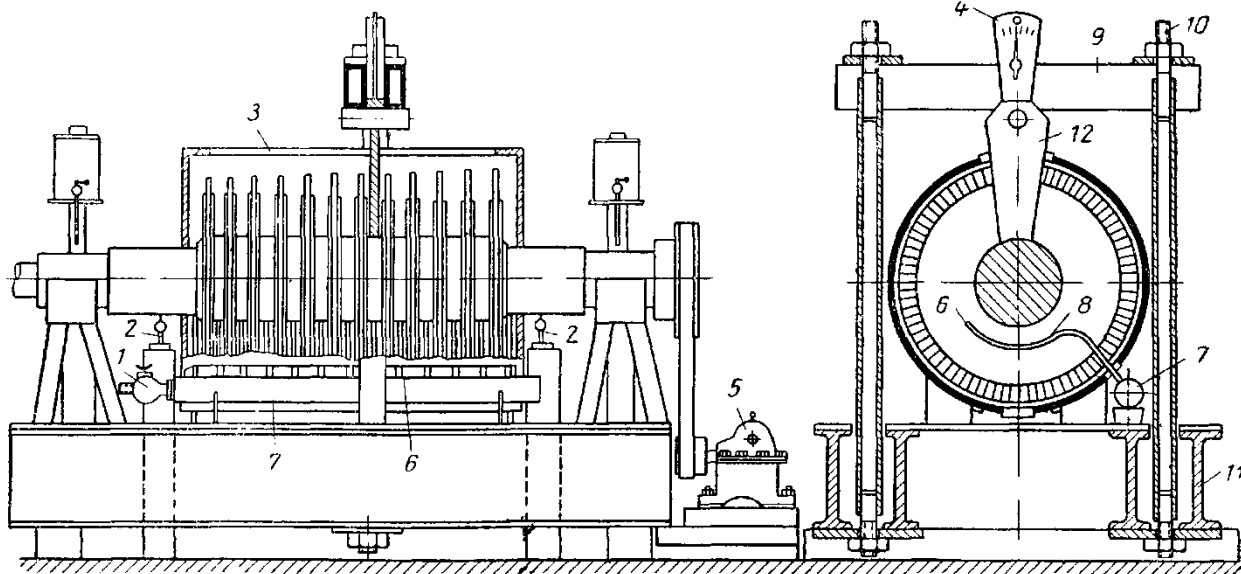
После окончания правки и отжига необходимо производить динамическую балансировку ротора.



а)

**Рисунок 9.12.** Печи для правки и отжига роторов. а—огневая, 1—нажимное устройство; 2—печь, отапливаемая углем; 3—ротор, 4—индикаторы, 5—редуктор, 6—газовая: 1—вентиль для регулировки газа, 2—индикаторы, 3—кожух печи, 4—указатель равномерности нажима, 5—редуктор; 6—горелки, 7—коллектор; 8—отверстия для выхода газов, 9—нажимное устройство, 10—нажимные болты, 11—балки, 12—нажимные планки.

11—балки, 12—нажимные планки.



б)

## 10. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ.

### 10.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ВИДЫ И НОРМЫ ВИБРАЦИИ.

Вопросы поддержания нормального вибрационного состояния турбоагрегатов, особенно в связи с вводом мощных турбин высоких и сверхвысоких параметров пара и генераторов с водородным охлаждением, имеют особое значение для обеспечения надежности и экономичности эксплуатации.

С вибрационной точки зрения турбоагрегат представляет собой сложную динамическую систему, состоящую из роторов, подшипниковых опор, корпусов (цилиндры турбины, статор генератора) и фундамента, которые способны возбуждать, воспринимать и усиливать вибрации.

Для понимания явлений, связанных с вибрациями, необходимо остановиться на основных определениях.

*Вибрацией* называется ряд повторных отклонений тела от положения покоя или рав-



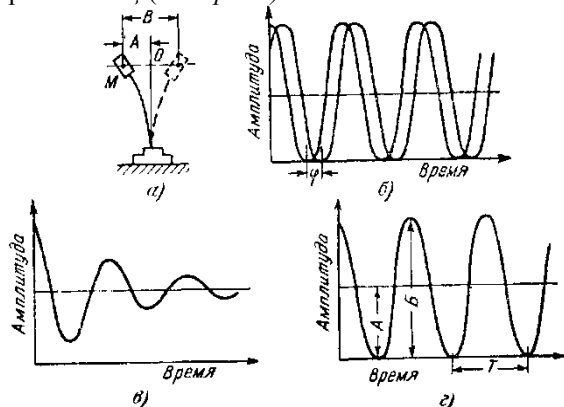
номерного движения. Источником вибрации тела является какой-либо повторяющийся импульс (действие приложенной к нему силы), называемый *возмущающей силой*. Любое подвижное тело может быть приведено в состояние вибрации и каждый повторяющийся импульс может быть ее источником.

Лучшим примером таких колебаний может служить простая механическая система, которая состоит из жестко закрепленной в основании плоской пружины и подвешенного на ее конце груза  $M$  (рис. 10.1, *а*). При выводе ее из состояния покоя какой-либо внешней силой груз начнет совершать колебательное движение в обе стороны от центра колебания  $O$ , являющегося положением равновесия.

Величина вибрации характеризуется и измеряется размахом колебания. Наибольшее отклонение груза от центра колебания  $O$  (размер  $A$ ) называется *амплитудой колебаний*. Полный размах колебания (размер  $B=2A$ ), т. е. наибольшее отклонение в обе стороны от центра колебания (от положения покоя), которым принято оценивать вибрацию турбины, равняется двойной амплитуде колебаний.

Промежуток времени, в течение которого волна колебаний успевает пройти все положительные и отрицательные значения, совершая полный колебательный цикл, равный двум размахам или четырем амплитудам, называется *периодом колебаний*; период колебаний обычно обозначается  $T$  и измеряется в секундах.

Число колебательных циклов тела в секунду называется *частотой колебаний* и измеряется герцами ( $Гц$ )—числом периодов колебаний в секунду ( $1 \text{ пер/сек} = 1 \text{ Гц}$ ); например, частота  $10 \text{ Гц}$  обозначает, что в течение  $1 \text{ сек}$  совершается 10 колебательных циклов. При вращении роторов турбоагрегата с  $3\,000 \text{ об/мин}$  частота вращения равна  $50 \text{ Гц}$  ( $50 \text{ пер/сек}$ ).



**Рисунок 10.1.** Определения колебаний. *а*—колебательная система; *б*—сдвиг фаз; *в*—затухающие колебания; *г*—незатухающие колебания.

При практическом рассмотрении вопросов, связанных с вибрацией, кроме указанных основных величин (амплитуда, период колебаний, частота), большое значение имеет фаза колебаний, которая определяет положение колеблющегося тела (точки) в данный момент и сдвиг фаз.

Эти понятия можно уяснить при рассмотрении колебаний двух одинаковых маятников. Если маятники отклонить от положения равновесия на одно и то же расстояние и затем отпустить сначала один, а через некоторое время другой, то создается положение, при котором первый маятник будет проходить через положение равновесия, в то время как второй будет иметь наибольшее отклонение или находиться в каком-либо другом положении; в этом случае маятники имеют разные фазы колебаний. По записи колебаний маятников и графическому изображению можно получить две одинаковые кривые (синусоиды), которые будут сдвинуты одна относительно другой на некоторую часть периода колебаний (рис. 10.1, *б*).

Сдвиг синусоид одной по отношению к другой, который характеризует величину разрыва между началами двух колебательных процессов, выраженную временем, углом, расстоянием, называется *сдвигом фаз*.

Если маятники занимают при колебаниях одинаковое положение по отношению к положению равновесия и движутся в одну и ту же сторону, то маятники находятся в *одинаковых фазах*, если же движение одного маятника по отношению к другому является как бы зеркальным отражением, то такие маятники находятся в *противоположных фазах*.

Если какая-либо упругая система в виде пружины, мембраны, стержня или вала выведена из нормального состояния покоя (положения равновесия), то предоставленная самой себе она благодаря силам упругости, стремится возвратиться в первоначальное состояние. Достигнув его, ввиду накопившейся энергии, упругая система переходит нейтральное положение (положение равновесия), отклоняется в другом направлении, возвращается из него и т.д.

Если упругая система во время своего колебательного движения не подвергается внешнему воздействию и ее движение происходит под действием только упругих сил самой системы, она будет совершать свободные колебания в обе стороны от состояния покоя с определенной частотой (гармонические колебания). Эти колебания называются *свободными* или *независимыми*.

Каждому упругому телу свойственна вполне определенная частота свободных колебаний, зависящих от свойств и природы тела (от конструкции, размера, веса, упругих свойств материала и характера крепления); такая частота колебаний называется *собственной частотой*. Частота собственных колебаний в течение всего времени колебания остается неизменной, а величина их амплитуды зависит от величины приложенной возмущающей силы в момент вывода системы из состояния покоя.

Если под влиянием различных причин, вызывающих потери энергии, амплитуда колебания постепенно уменьшается (по закону геометрической прогрессии), то колебания называются *затухающими*. Затухание колебаний вызывается силами сопротивления, связанными с

трением между поверхностями скольжения, трением в воздухе, газах или жидкости, внутренним трением в металле и т. д. Процесс изменения колебаний изображается в виде волнообразной кривой, в которой по оси абсцисс откладывается время, а по оси ординат—значение амплитуд затухающих колебаний (рис. 10.1, в). При восполнении расходуемой в процессе колебания механической энергии за счет какого-либо внешнего источника, то даже при наличии сил сопротивления наблюдаются *незатухающие* колебания.

Если на тело, находящееся в колебательном движении, воздействуют дополнительные импульсы, покрывающие потери энергии, и колебательные движения в течение всего времени действия этих импульсов будут иметь постоянные амплитуду и частоту, они будут иметь синусоидальный гармонический характер, показанный на рис. 10.1, д. Такие незатухающие колебания тела, возникающие под действием периодической возмущающей силы, называются *вынужденными*.

При частоте возмущающей силы, равной или кратной частоте собственных колебаний тела, наступает состояние *резонанса*; при этом даже при небольшой возмущающей силе происходит резкое увеличение амплитуды колебаний тела, так как энергия колебаний увеличивается работой возмущающей силы, действие которой совпадает в течение каждого периода с направлением движения. Частота колебания в данном случае называется *критической частотой*. Состояние резонанса весьма опасно для тела, так как амплитуда колебаний, несмотря на неизменную величину приложенных сил, может возрастать до тех пор, пока возрастающие вместе с ней напряжения не приведут к разрушению тела.

Вращающийся ротор турбины не вибрирует, а, следовательно, не оказывает возмущающих воздействий на подшипники, когда он полностью уравновешен во всех своих частях. Однако в процессе эксплуатации это условие может быть нарушено вследствие даже ничтожных изменений в распределении масс ротора по окружности.

При наличии небаланса в роторе при его вращении этот небаланс является возмущающей силой, вызывающей вынужденные колебания вала, при этом частота вынужденных колебаний совпадает с числом оборотов ротора, а амплитуда колебаний изменяется почти пропорционально изменению величины небаланса. Число оборотов ротора, соответствующее состоянию резонанса (частота вынужденных колебаний равна или кратна частоте собственных колебаний ротора), называется *критическим числом оборотов* или критической скоростью вращения.

По достижении критического числа оборотов возникают сильные вибрации ротора, опасные для его прочности. Работа в таком состоянии весьма опасна, так как приводит к задеванию вращающихся частей. Если продолжать увеличивать число оборотов вала, то опасные вибрации прекратятся. Однако при дальнейшем увеличении числа оборотов можно дойти до такой скорости

вращения, при которой вал опять начнет сильно вибрировать, т. е. будет достигнута вторая критическая скорость; дальнейшее увеличение числа оборотов приведет к достижению третьей критической скорости и т.д. Таким образом, роторы имеют много критических скоростей, но практическое значение имеют только первые три критические скорости.

Если первая критическая скорость ротора турбины лежит выше его нормальной рабочей скорости (числа оборотов), то ротор носит название *жесткого*; его ось при вращении в эксплуатационных условиях не испытывает изгибных колебаний. Роторы, рабочая скорость которых близка к первой критической скорости или превышает ее, называются *гибкими*.

**Виды и нормы вибраций.** По направлениям, ориентированным относительно главной оси ротора агрегата и измеряемым на вершине крышек подшипников, различаются три основных вида вибраций: *поперечная* (перпендикулярная оси ротора), *продольная* (осевая) и *вертикальная* (рис. 10.2).

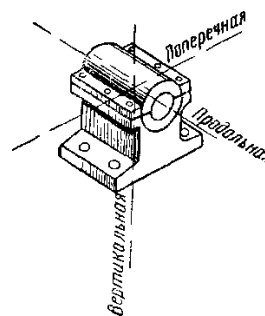


Рисунок 10.2. Основные виды вибраций.

Наибольшее практическое значение имеет поперечная вибрация, вызываемая смещением центра тяжести вращающегося ротора, т.е. небалансом. Только в редких случаях, что, конечно, должно быть установлено замерами, вертикальная вибрация бывает больше горизонтальной - поперечной, в этом случае контроль при балансировке ведется по вертикальной вибрации.

При оценке состояния турбоагрегата необходимо производить замеры по всем трем направлениям вибрации. Сравнительная оценка вибраций подшипников турбоагрегата по наибольшей из этих трех вибраций, замеренных виброметром, независимо от ее направления, производится по шкале, приведенной в табл. 10.1.

Вибрационное состояние всего турбоагрегата считается неудовлетворительным, если вибрация хотя бы в одном направлении одного из подшипников окажется выше указанных норм.

Согласно Правилам технической эксплуатации (ПТЭ) вибрационное состояние турбоагрегата должно проверяться в процессе эксплуатации: 1) 1 раз в три месяца, 2) непосредственно до и после капитального ремонта, 3) при заметном повышении вибрации подшипников. Контроль за вибрациями роторов производится по замерам амплитуд колебания каждого подшипника в отдельности при трех режимах

работы: полной электрической и тепловой нагрузках, половинной нагрузке и на холостом ходу без возбуждения генератора.

В период капитального ремонта турбоагрегата повышенная вибрация должна быть устранена или, по крайней мере, доведена до допустимых норм. Даже при «удовлетворительной» оценке состояния вибрации следует стремиться к ее снижению, так как вибрация роторов всегда выше, чем вибрации, замеренные на соответствующих подшипниках, это объясняется тем, что измерения вращающегося ротора приходится производить косвенным порядком по амплитудам колебаний не подвижных частей агрегата (подшипников, фундамента), а такие факторы, как жесткость подшипников, влияние масляной пленки и другие, могут исказить не только амплитуду, но и форму колебаний ротора.

**Таблица 10.1.** Оценка вибрационного состояния турбоагрегата.

| Номинальная скорость вращения ротора турбины об/мин | Оценка, мк |        |                   |
|---|------------|--------|-------------------|
|   | Отлично    | Хорошо | Удовлетворительно |
| 1500  | До 40      | До 60  | До 80             |
| 3000  | До 20      | До 30  | До 50             |

Вибрационные исследования, которые необходимы для установления причин повышенной вибрации и методов их устранения, являются весьма сложным процессом и требуют не только значительной затраты времени, но и высокой квалификации персонала, производящего эти испытания и их измерения.

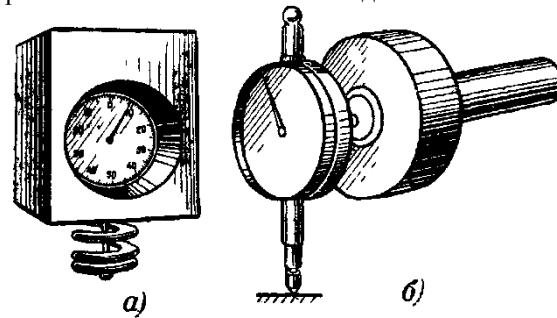
В ряде случаев найти причины повышенных вибраций возможно только после тщательно проведенных обследований различных режимов работы турбоагрегата по специальной программе. Поэтому за 1—2 мес. до остановки турбоагрегата на капитальный ремонт должны быть произведены все предварительные исследования, которые необходимы для разработки программ и методики устранения повышенной вибрации турбоагрегата в процессе его ремонта.

Измерения следует производить одними и теми же приборами и при тех же параметрах пара и условиях нагрузки для получения результатов, которые можно будет сопоставить с данными предыдущих замеров вибраций.

## 10.2. ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ.

Вибрационные исследования турбоагрегатов и замеры вибраций при динамических балансировках производятся при помощи различных ручных и стационарных виброизмерительных приборов (виброметров, вибрографов, виброскопов). Эти приборы и аппаратура, которые по способу измерения могут быть разделены на механические, оптические и электрические, служат для измерения размаха колебаний, сдвига фаз, скоро-

сти и ускорения колебаний, записывают различные формы изменений колебаний и т. д.



**Рисунок 10.3.** Ручные виброметры с использованием индикаторов часового типа.

В практике электростанций широкое применение получили ручные виброизмерительные приборы (индикаторные, ВР-1, электровибрографы и др.), стационарные виброизмерительные приборы и специальная балансировочная аппаратура (БИП-4, БИП-5, ЦНИИТМАШ и др.).

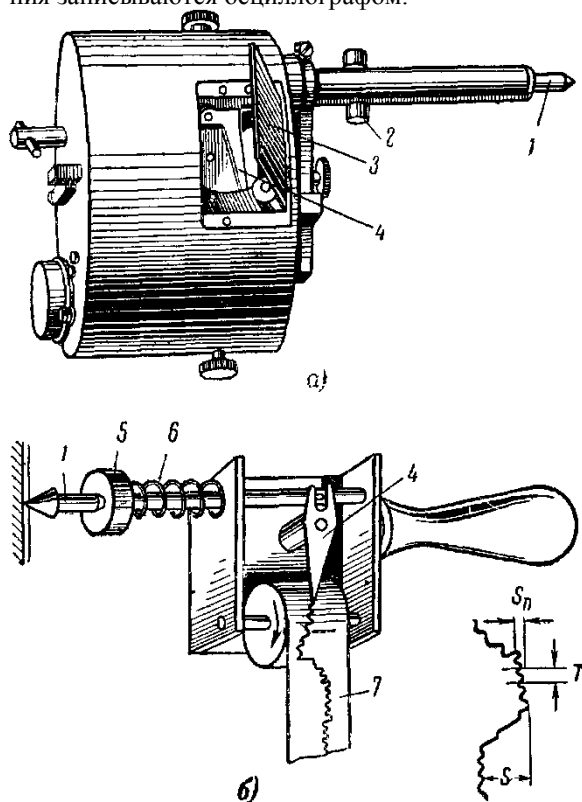
Одними из наиболее простых ручных виброизмерительных приборов, применяемых еще и в настоящее время на электростанциях, являются устройства с использованием индикаторов часового типа. В этих приборах упругим элементом является пружина (рис. 10.3, а) или рука, удерживающая прибор за рукоятку (рис. 10.3, б). Размах колебаний вибрирующей поверхности, в соприкосновение с которой приводится стержень индикатора, определяется по размаху колебаний стрелки индикатора. Такими виброметрами практически можно производить измерения при частоте вибрации выше 500 *кол/мин* (частота собственных колебаний 100—120 *кол/мин*), но при сильных вибрациях они быстро выходят из строя.

При измерении размаха колебаний ручным вибрографом типа ВР-1 (рис. 10.4, а) корпус прибора удерживается в руках, а его измерительный стержень соприкасается с вибрирующей поверхностью, вибрация которой измеряется. Перестановкой упоров можно изменять положение передвигаемой муфты (рис. 10.4, б) и тем самым регулировать упругость пружины и нажим измерительного стержня на вибрирующую поверхность.

Запись колебаний на передвигаемой часовым механизмом вошеной бумажной ленте (скорость 40 *мм/сек*) можно видеть через открытую крышку прибора по положению записывающего острия рычажного устройства. Скорость движения ленты, имеющей общую длину 9 м, определяется по отметчику времени, действующему от часового механизма.

По виброграмме и скорости движения ленты определяются размах колебаний, периоды, а следовательно, и частота измеряемых колебаний. Пределы измерений этим вибрографом ограничиваются размахом колебаний от 0,02 до 6 *мм*, а диапазон частот от 8 до 80 *Гц*. Для увеличения видимости показаний амплитуды колебаний и оценки колебаний с размахом в сотые доли миллиметра используется лупа с 6-кратным увеличением.

На таком же принципе, когда корпус прибора является инерционной массой, а руки, удерживающие прибор при соприкосновении его штифта с измеряемой вибрирующей поверхностью, являются упругой связью, построены и ручные электрические виброметры и вибрографы; основное отличие этих приборов от приборов типа ВР-1 состоит в том, что в них механические колебания преобразуются в электрические; в электрических виброметрах эти колебания измеряются и указываются электрическим индикатором, в вибрографах — измеряются и после усиления записываются осциллографом.



**Рисунок 10.4.** Ручной виброметр ВР-1. а — конструкция виброметра б — принципиальная схема виброметра. 1 — измерительный стержень 2 — регулирующие упоры, 3 — крышка прибора, 4 — записывающее острие, 5 — передвижная муфта, 6 — пружина, 7 — бумажная лента.  $S$  — колебания корпуса прибора,  $S_n$  — колебания создаваемые вибрацией ротора,  $T$  — период колебаний.

В стационарных виброизмерительных приборах не корпус является инерционной массой, а специальная инерционная масса упруго подвешивается в корпусе, благодаря чему она является по отношению к корпусу практически неподвижной. Корпус прибора, устанавливаемый непосредственно на измеряемый подшипник, совершает те же колебания, что и подшипник. Измерение этих колебаний по отношению к неподвижной инерционной массе и определяет величину колебаний подшипника.

Специальная балансировочная аппаратура типа БИП-4, БИП-5, приборы ЦНИИТМАШ и пр., имея транспортабельные вес и размеры, вместе с тем обеспечивают необходимую для эксплуатационных условий точность измерений вибраций и

дают возможность измерять не только размахи колебаний, но и скорости, ускорения, фазы колебаний и др.

На электростанциях большим распространением для исследования колебаний турбоагрегатов, их фундаментов и балансировки роторов мощных турбоагрегатов в собственных подшипниках пользуется универсальный виброизмерительный прибор БИП-5), выпускаемый Киевским и Таганрогским предприятиями Союзэнергоремонта. Этот прибор позволяет производить измерения амплитуд смещений, скоростей и ускорений, частоты колебаний, сдвига фаз колебаний и наблюдения за формой колебаний. Прибор БИП-5 имеет предел измерений по частоте от 15 до 200 Гц и по двойной амплитуде смещений от 5 до 1000 мк. Комплект БИП-5 в футляре имеет габариты 400x160x310 мм, вес 12 кг и состоит из двух вибродатчиков, измерительного блока, фазового датчика и лампы стробоскопа. В этом приборе в качестве чувствительного элемента, воспринимающего измеряемую вибрацию, используются индукционные вибродатчики сейсмического типа. При замерах вибрации подшипников вибродатчики прибора могут использоваться в качестве виброшупов; они прижимаются к подшипникам руками наблюдателя или могут крепиться к подшипникам с расчетом замера вибрации соответствующего направления (вертикального, поперечного и продольного); сам прибор устанавливается вблизи источника питания напряжением 220 В.

Весьма совершенными являются также оптико-электрические приборы — шлейфовые и катодные осциллографы, которые служат для записи электрических колебаний, возбуждаемых колебаниями механическими.

Для непрерывного наблюдения за вибрацией у современных мощных турбоагрегатов устанавливаются на подшипниках инерционные датчики, а на щитах перед турбиной многоканальные самопишущие приборы, записывающие уровень вибрации подшипников во времени в виде непрерывных кривых и дающие предупредительные сигналы при повышении уровня вибрации.

### 10.3. ПРИЧИНЫ ВИБРАЦИИ ТУРБИН.

Наиболее распространенной причиной вибрации турбины является неуравновешенность ротора, под которой понимаются нарушения в распределении масс ротора относительно оси его вращения.

Неуравновешенная масса ротора при его вращении вызывает появление возмущающей силы, которая равна центробежной силе неуравновешенной массы и определяется по формуле:  $S = m\omega^2 r$ , где  $m$  — неуравновешенная масса, равная  $M/g$ ,  $Kг-сек^2/см$ ;  $M$  — вес неуравновешенной массы,  $кг$ ;  $g$  — ускорение силы тяжести, равное  $981 см/сек^2$ ;  $r$  — расстояние центра тяжести неуравновешенной массы от оси вращения,  $см$ ;  $\omega$  — угловая скорость вращения,  $1/сек$ :  $\omega = 3,14 * n / 30$ ;  $n$  — число оборотов ротора,  $об/мин$ .

Если принять, что вес неуравновешенного на роторе груза 0,5 кг и расстояние его от оси вращения 80 см, то при  $n=1500$  об/мин,  $C=1000$  кг, а при  $n = 3\ 000$  об/мин  $C = 4000$  кг.

Отсюда видно, что небаланс только в 0,5 кг, расположенный на радиусе 0,8 м, при 1500 об/мин вызовет возмущающую силу величиной 1000 кг, а при 3000 об/мин эта сила будет уже равна 4000 кг. Вполне понятно, что работа с ротором, имеющим подобный небаланс, вызовет усиленную вибрацию турбины.

В условиях эксплуатации нарушения, связанные со смещением центра тяжести и появлением неуравновешенных центробежных сил, могут возникать от целого ряда причин, к которым следует отнести: прогиб вала, вылет лопаток, неравномерный износ лопаток вследствие эрозии и коррозии, неравномерный занос лопаток отложениями солей, неисправность соединительных муфт между роторами и др.

Если после капитального ремонта произойдет ухудшение вибрационного состояния агрегата, то проведенный ремонт не может быть признан удовлетворительным; ухудшение может быть вызвано неудовлетворительным выполнением таких работ, как: 1) замена или пересадка дисков и других деталей на роторе (перекос шпонок относительно шпоночных пазов, забоины на посадочных местах, эксцентricность расточки втулок и колец, эллипсность посадочных мест, перекося торца закрепляющей гайки относительно торца закрепляемой детали, перекося торцов двух рядом насаженных дисков и др.); 2) переоблапачивание (несоблюдение баланса, особенно при длинных лопатках); 3) замена и ремонт соединительной муфты и ее деталей (болтов, шпонок, пружин и др.); 4) правка или проточка шеек ротора; 5) замена изоляции обмотки генератора и др.

Кроме указанных, причины возбуждения вибрации могут быть и более сложные, связанные с неустойчивостью вала на масляной пленке, с нарушениями нормальной смазки, вызванными неправильной формой расточки подшипников, неправильными зазорами, ослаблением крепления вкладышей подшипников, а также причинами электромагнитного характера, лежащими в генераторе (витковые замыкания в обмотке ротора и др.), или резонансного характера, связанные с близостью резонансных скоростей к рабочей скорости вращения. В практике устранения причин повышенной вибрации известны случаи, когда максимальная амплитуда вибрации находилась в одной части агрегата, в то время как причина этой вибрации находилась в другой части. Такие вибрации могут быть вызваны неудовлетворительным состоянием системы смазки, неравномерным смещением подшипников турбины и генератора, передачей вибрации с вала турбины на вал генератора и, наоборот, тепловой деформацией фундамента и даже вибрациями, вызванными другими агрегатами турбинного цеха.

Отсюда ясно, что необходимость балансировки роторов возникает не во всех случаях на-

рушения первоначального баланса. Балансировкой нельзя устранять те вибрации, которые вызываются, например, прогибом вала, заносом лопаток накипью, ослаблением посадки дисков на валу или концов вала в барабане, задеваниями в уплотнениях и т.д. Ротор при наличии некоторого прогиба может быть отбалансирован и без его правки, но такая балансировка не обеспечивает надежности эксплуатации турбины вследствие биения консольных концов ротора.

Повышенные вибрации являются объективными показателями имеющихся в турбоагрегате дефектов и могут приводить к самым серьезным авариям и повреждениям. При определенных условиях под действием повышенной вибрации возможны: расстройство взаимного крепления частей, нарушение жесткой связи корпусов подшипников с фундаментом, задевания вращающихся частей за неподвижные, расцентровка и прогиб валов, разрыв масло- и паропроводов, появление усталостных трещин в роторах, бетоне фундамента и др.

В ряде случаев вибрационное состояние турбоагрегата определяет продолжительность междуремонтного периода эксплуатации. В целях обеспечения надежности и экономичности эксплуатации во всех случаях необходимо добиваться снижения вибраций турбоагрегата до допустимого уровня на всех режимах, начиная от момента пуска, вращения на холостом ходу и кончая всеми режимами нагрузки турбоагрегата.

Из приведенного выше видно, насколько разнообразными и сложными могут быть причины вибрации и наблюдающиеся вибрационные явления. Выявление причины вибрации часто представляет значительные трудности, и дать точные указания по определению причин вибрации без предварительных вибрационных исследований невозможно.

Во многих случаях поиск причин вибрации без серьезного анализа вибрационного состояния, без изучения условий эксплуатации и истории вопроса, без проведения специальных исследований по типовой программе с производством контрольных измерений и определением вибрационных скоростных характеристик (зависимость амплитуды и фазы вибрации от скорости вращения) — может быть безрезультатным и привести к ошибкам. В результате анализа суточных ведомостей, диаграмм регистрирующих приборов, вахтенных журналов, аварийных актов и других эксплуатационных документов, а также опроса эксплуатационного персонала (должны привлечь внимание такие аварийные моменты, как значительные и резкие изменения нагрузки, параметров свежего и отработанного пара, температуры масла, начало появления вибрации, нарастание вибрации по времени и при изменениях режима эксплуатации, работы, проведенные по устранению вибрации, и др.) могут быть выявлены основные факторы, влияющие на вибрационное состояние, и тем самым определены причины и намечены правильные пути по устранению вибрации. Балансировка роторов на пониженных или нор-

мальных оборотах для устранения неуравновешенности должна являться завершающей операцией.

### 10.4. СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ.

При рассмотрении вопросов, связанных с вибрациями роторов и их устранением (уравновешиванием-балансировкой), приходится иметь дело с двумя видами неуравновешенности: статической и динамической.

Под статической понимается неуравновешенность, когда все неуравновешенные массы ротора могут быть заменены одной так называемой приведенной массой  $m$ , центр тяжести которой не лежит на оси вращения, а расположен от нее на расстоянии  $r$  (рис. 10.6, а). Как указано выше, при вращении приведенная масса  $m$  дает центробежную силу  $C=m\omega^2r$ , которая, действуя на подшипники, вызывает их вибрацию. Этот вид неуравновешенности может быть обнаружен статически, без сообщения ротору вращательного движения, поэтому и устранение такой неуравновешенности называется статическим уравновешиванием или статической балансировкой.

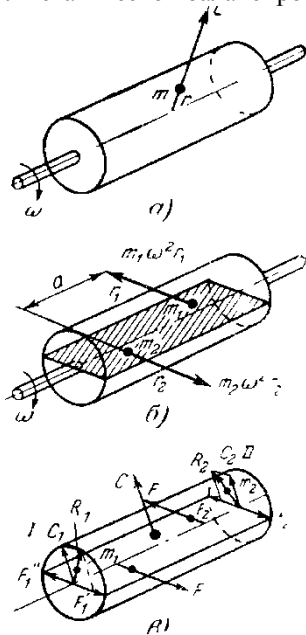


Рисунок 10.6. Схема действия центробежных сил от неуравновешенных масс.

Под динамической понимается неуравновешенность, когда все неуравновешенные массы ротора приводятся к двум массам, лежащим в одной диаметральной плоскости, но по разные стороны от оси вращения. Если статические моменты этих масс относительно ротора равны между собой, то при вращении ротора эти массы дают две центробежные силы, которые образуют пару сил, действующую на подшипники и вызывающую вибрацию, момент пары сил выражается формулой  $M=m_1\omega^2r_1a$  (рис. 10.6, б) Из этой формулы видно, что при увеличении угловой скорости (числа оборотов  $n$ ) момент пары сил

увеличивается, а при прекращении вращения — становится равным нулю. Отсюда следует, что неуравновешенность, вызванная парой сил, может быть обнаружена только при вращении ротора, поэтому такая балансировка называется динамической.

Наиболее общей и чаще всего встречающейся на практике является динамическая смешанная (комбинированная) неуравновешенность, когда центробежные силы неуравновешенных масс ротора лежат в различных осевых сечениях. Эта система сил может быть приведена к паре сил  $(F, F)$  и к радиальной силе  $C$ , которые не лежат в одной плоскости (рис 10.6, в) и представляет собой случай совместной статической и динамической неуравновешенности.

Пара сил  $(F, F)$  и радиальная сила  $C$  в свою очередь могут быть приведены к двум скрещивающимся силам, которые лежат в произвольно выбранных плоскостях I и II, перпендикулярных оси вращения ротора/ Такое приведение выполняется путем: 1) разложения силы  $C$  на две параллельные ей силы  $C_1$  и  $C_2$ , лежащие в плоскостях I и II; 2) разложения каждой из сил пары  $(F, F)$  на составляющие  $F^I_1, F^I_2$  и  $F^{II}_1, F^{II}_2$ ; 3) сложения в плоскости I сходящейся системы сил  $C_1, F^I_1, F^{II}_1$  и в плоскости II— $C_2, F^I_2, F^{II}_2$ . В результате получаются две равнодействующие силы  $R_1$  и  $R_2$ , которые показывают, что все неуравновешенные массы ротора могут быть заменены двумя массами  $m_1$  и  $m_2$ , лежащими в произвольно выбранных плоскостях/ Такая смешанная неуравновешенность обычно и имеет место у роторов турбин, генераторов, многоступенчатых насосов и других деталей, длина которых по оси вращения больше поперечных размеров

Из рассмотрения указанных видов неуравновешенности следует: 1) ротор, находящийся в состоянии динамического равновесия, одновременно находится и в состоянии статического равновесия, но это не означает обратного, что ротор, находящийся в состоянии статического равновесия, находится также и в состоянии динамического равновесия; 2) при незначительной длине по оси и большом диаметре балансируемого ротора (например, при балансировке одного диска, вращающегося на двух подшипниках) практически вполне до статично уравновесить его только статически. Устранение вибрации обоих подшипников установкой только одного груза в плоскости, перпендикулярной оси вращения, объясняется тем, что действие любой пары сил благодаря незначительной длине плеча (расстояние между силами по оси) будет очень невелико; 3) при длинных роторах (барабанные и с большим числом дисков) необходима именно динамическая балансировка, так как одним статическим уравновешиванием невозможно определить точку приложения уравновешивающих грузов вдоль оси вращения, произвольное приложение груза, дающего статическую уравновешенность, может вызвать появление дополнительного динамического небаланса в роторе; 4) чем больше расстояние между сечениями, где укрепляются уравновешивающие

вающие грузы, и чем на большем радиусе по оси вращения расположены эти грузы, тем они могут быть меньше

### 10.5. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.

В ремонтной практике на электростанциях производится статическая балансировка отдельных частей ротора (диски, полумуфты и др.) перед их посадкой на вал после ремонта.

На рис 10.7, а показана схема статической балансировки диска с осью вращения  $AB$ . На схеме в нижней части диска условно показан некоторый груз  $M$ , расположенный на расстоянии  $R$  от оси  $AB$ , для устранения неуравновешенности, вызванной этим грузом, необходимо снять с тяжелой стороны диска излишек металла весом  $M$  или же поместить на противоположной стороне груз  $M'$ , который уравнивает вес  $M$  (рис 10.7, б). Это состояние равновесия может быть достигнуто при условии  $M'R'=MR$ .

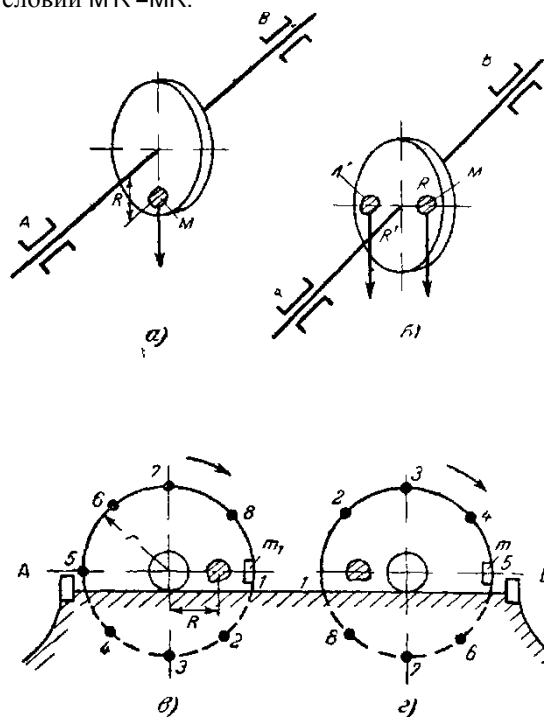


Рисунок 10.7. Схема статической балансировки неуравновешенного однодискового ротора.

Таким образом, процесс статической балансировки заключается в нахождении величины  $M'R'$  и устранении неуравновешенности путем добавления или снятия соответствующего веса  $M'$  на расстоянии  $R'$  от оси вращения.

При практической проверке статической неуравновешенности диск, подлежащий балансировке и снятый с вала, предварительно должен быть очищен от ржавчины и окалины, а его лопадки — от налета накипи. После очистки диск насаживается с натягом  $0,01—0,05$  мм на специально изготовленную из стали Ст4 или Ст5 закаленную оправку (рис 10.8). После обработки и шлифовки на токарном станке оправка не должна иметь овальности, конусности, рисок, забоин и ее

биения по индикатору не должны превышать  $0,01$  мм.

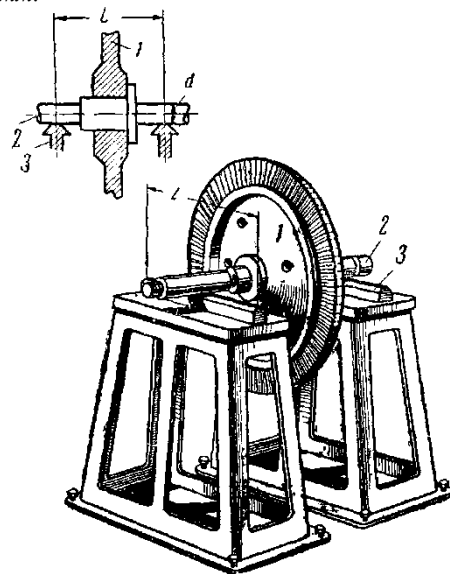


Рисунок 10.8. Станок для статической балансировки диска, посаженного на оправку. 1 — диск, 2 — оправка, 3 — ножи-призмы.

Для насадки диск нагревается до температуры  $100^\circ$  С. Только высокая точность изготовления оправки и насадки диска обеспечивает надежность центрирования диска. Незначительный перекос может вызвать дополнительное к небалансу перемещение центра тяжести диска, вследствие чего добиться правильного уравновешивания будет невозможно; для компенсации отсутствующей в диске шпонки шпоночная канавка диска должна быть закрыта временно установленной шпонкой по размеру канавки и весу, равному половине веса шпонки.

Укрепленный в оправке диск устанавливается на параллельные строго выверенные точным уровнем в горизонтальной плоскости стальные ножи-призмы (допустимое отклонение не более  $0,02$  мм), имеющие закаленные и тщательно отшлифованные рабочие поверхности.

Размеры призм могут быть определены по следующим формулам:

1) длина призм  $l=(2-2,5)\pi d$ , где  $d$ —диаметр шейки оправки, определяемый по конструктивным соображениям;

2) ширина закаленной рабочей поверхности призм  $b=0,35GE/d\sigma^2$ ; где  $G$ —вес, приходящийся на призму, кг;  $E$ —модуль упругости ( $E=2,1 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>);  $\sigma$ —допускаемое напряжение на сжатие (для закаленной поверхности  $\sigma=2 \cdot 10^4—3 \cdot 10^4$  кг/см<sup>2</sup>). Ширина закаленной рабочей поверхности призм может быть также выбрана в зависимости от веса балансируемого диска по следующей таблице:

| Вес диска, кг     | До 500 | 500-1000 | 1000—2000 | 2000—6000 |
|-------------------|--------|----------|-----------|-----------|
| Ширина призмы, мм | 2-3    | 3—6      | 6—10      | 10—30     |

При установке диска на балансировочном станке все усилия должны быть направлены к

тому, чтобы уменьшить действие инерции диска и трения между шейками вала и ножами при качении диска, которые определяют чувствительность балансировки. Призмы должны быть поставлены на достаточно массивные и жесткие опоры, которые не прогнутся под действием веса диска, а сами опоры установлены в зоне, не подверженной вибрациям и сотрясениям. На концах призм должны быть поставлены упоры для предохранения от скатывания балансируемой детали со станка.

Если диск имеет явный небаланс, то от легкого толчка оправка с насаженным диском покатится по призмам и остановится в положении, когда его небаланс (тяжелая сторона) будет расположен внизу.

Величина груза, необходимого для устранения небаланса, определяется путем подбора; на диск ближе к периферии, со стороны, противоположной небалансу, прикрепляются кусочки воска или замазки, после чего каждый раз диск прокатывается по призмам. Подобные операции продолжают до тех пор, пока диск перестанет останавливаться в одном и том же положении — «тяжелым» местом вниз. Прокатывание диска на призмах приходится повторять по нескольку раз, чтобы убедиться в правильности найденных положений небаланса и величины уравнивающего груза.

Когда величина груза в виде воска, приклеенного в определенной точке диска (груз  $G$ ), приводит к устранению явной неуравновешенности диска на призмах, необходимо устранить остаточную неуравновешенность (скрытый дисбаланс), величина которой определяется нечувствительностью станка из-за наличия трения.

Для нахождения этой неуравновешенности окружность диска разбивается на шесть — восемь частей (рис. 10.7, в); точки делений отмечаются порядковыми номерами. Оправка с диском перекатывается на призмах так, чтобы каждая точка по направлению поворота всегда совпадала с направлением рабочего вращения диска и поочередно проходила через горизонтальную ось диска  $AB$ . В этом положении для каждой точки подбирается такой груз, чтобы под его действием диск повернулся на один и тот же небольшой угол (20—30°). Когда в указанную горизонтальную плоскость придет искомая неуравновешенная масса диска, то для поворота диска в этом случае понадобится наименьший из всех грузов.

Для примера на рис. 10.7, в принято что в точке  $I$  для указанного выше положения пришлось поместить груз  $m_1$ . После этого груз  $m_1$  снимается и производится поворот диска так, чтобы противоположная точка  $5$  заняла место точки  $I$  (рис. 107, з). В точке  $5$  укрепляется груз  $m_5$ , который поворачивает диск на тот же угол.

При известных  $m_1$  и  $m_5$  нетрудно подсчитать вес неуравновешенной массы диска  $M$ , а следовательно, и необходимого груза  $M'$  из выражения  $MR + m_1 r = m_5 r$  —  $MR$ , откуда  $MR = (m_5 - m_1) * r / 2$ .

Так как состояние равновесия достигается при условии  $M' r = MR$ , то  $M' = MR / r = (m_5 - m_1) / 2$ .

Такой груз надо добавить в точке  $5$  или снять в точке  $I$ .

Ранее найденный временный груз  $G$  и груз  $M'$  заменяются одним уравнивающим грузом  $K$ , величина которого и место закрепления устанавливаются путем геометрического сложения  $G$  и  $M'$  с учетом расстояний их от оси и их размещения на диске.

Небольшая неуравновешенность диска может быть устранена путем снятия металла (не более 200 г) с тяжелой стороны (со стороны небаланса); на найденном расстоянии от оси вращения снимается количество металла, соответствующее весу груза  $K$ . После снятия металла таким же способом следует еще раз проверить правильность балансировки диска.

Снятие металла с торцевой поверхности диска не должно снижать его прочности; для уменьшения влияния подобной операции на снижение прочности диска металл должен сниматься с большой осторожностью и на большой поверхности торца диска путем соскабливания (шабровкой) металла шабером или, не допуская нагрева диска, наждачным кругом, поверхность, с которой снимался металл, должна быть отшлифована и не иметь рисков, острых углов и царапин. Ни в коем случае нельзя производить сверления отверстий в дисках с целью снятия лишнего груза.

Диск, снятый с вала для облопачивания, после демонтажа старых лопаток, тщательной очистки и подготовки к набору новых лопаток, подлежит статической балансировке; найденная при этом величина небаланса должна быть учтена при распределении новых лопаток на диске, лопатки с большим моментным весом устанавливаются на той стороне диска, где они компенсируют указанный небаланс. После окончания всех работ по переоблопачиванию диск вторично прокатывается на призмах для проверки и окончательной балансировки.

## 10.6. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.

Задачей динамической балансировки является определение места расположения и величины грузов, которые, будучи прикреплены к балансируемому ротору в плоскостях, поперечных его оси, вызовут в роторе добавочные центробежные силы, равные и противоположные по направлению центробежным силам, создающим неуравновешенность ротора.

Все применяемые в настоящее время методы динамической балансировки могут быть сведены к двум принципиально отличным видам, основанным на вращении балансируемого ротора: 1) на специальных балансировочных станках с гибкими опорами (качающимися, пружинными, маятниковыми) при пониженном числе оборотов (150—300 об/мин); и 2) на своих подшипниках в собранном турбоагрегате при рабочем числе оборотов.

Балансировка роторов на низкооборотных станках с использованием двух плоскостей ротора для установки уравнивающих грузов дает



удовлетворительные результаты при балансировке жестких роторов. Балансировка гибких роторов, т.е. работающих выше первой критической скорости, должна производиться в собственных подшипниках при рабочем числе оборотов, так как при малой скорости вращения еще не проявляется гибкость роторов.

Характер колебаний гибких роторов по сравнению с характером колебаний жестких роторов имеет существенные качественные отличия. Чтобы обеспечить прохождение гибким ротором критической скорости и достичь работы без вибрации на нормальных оборотах необходимо балансировать такой ротор по специальной методике в нескольких плоскостях (с учетом изменения формы упругой линии) и производить эту балансировку при условиях, аналогичных эксплуатационным.

При балансировке гибких роторов на станках нет указанных условий и отсутствует возможность определить распределение небаланса вдоль оси ротора, поэтому балансировка гибкого ротора на пониженных оборотах не обеспечивает его уравновешенности на рабочих оборотах. Гибкие роторы могут балансироваться на станках только для устранения значительной неуравновешенности, когда балансировка в собственных подшипниках на рабочих оборотах без этой предварительной балансировки может вызвать недопустимую вибрацию агрегата (после замены на роторе генератора обмотки, клиньев или бандажных колес).

Перед рассмотрением вопросов динамической балансировки следует еще остановиться на особенностях балансировки на станках одноопорных роторов, таких как ротор высокого давления турбины К-200-130. Для балансировки таких роторов в качестве второй опорной шейки следует использовать любое другое свободное место вблизи конца вала и только в случае, если это не представляется возможным, изготавливается надставка вала с шейкой и полумуфтой. Длина надставки, размеры полумуфты и шейки вала должны соответствовать размерам прилегающей части вала ротора среднего давления; кроме того, перед присоединением к ротору высокого давления надставка с насаженной полумуфтой должна быть статически отбалансирована, а соединительные болты муфты подобраны по весу.

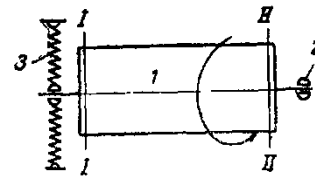
После присоединения надставки необходимо индикаторами проверить отсутствие биения конца вала с надставкой при его укладке на подшипники балансировочного станка. В остальном балансировка одноопорного ротора производится методами, описанными ниже для двухопорных роторов

## 10.7. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ НА СТАНКАХ.

Сущность балансировки на станках с гибкими опорами заключается в том, что в намеченных плоскостях I и II, перпендикулярных оси вращения и расположенных на концах ротора (рис. 10.9), выявляются при вращении, а затем

устраняются действующие моменты центробежных сил, вызванных неуравновешенными массами. Для этого балансируемый ротор устанавливается на одной гибкой и одной жесткой опорах. При вращении центробежные силы неуравновешенных масс стороны ротора, имеющей одну степень свободы и поворачивающейся вокруг жесткой опоры, оказывают динамическое воздействие на гибкую опору и вызывают ее колебания (вибрацию)

Замеры амплитуд колебаний ротора в плоскости I, производимые с помощью таких простых виброизмерительных приборов, как механические индикаторы, дают возможность с достаточной точностью определить величину уравновешивающего груза и место его приложения в балансируемой плоскости.



**Рисунок 10.9.** Схема балансировочного станка. 1—ротор, 2— подшипник (жесткая опора), 3—пружины (гибкая опора); I и II—балансировочные плоскости.

Практически определение места приложения уравновешивающего груза производится по изменению амплитуды колебаний, которая при определенных скоростях почти пропорциональна величине небаланса и является основным внешним показателем степени неуравновешенности, а величина уравновешивающего груза—по амплитуде колебаний и весу пробного груза. Плоскостями I и II (плоскостями коррекции) обычно являются первый и последний диски ротора, где обычно заводами для установки уравновешивающих грузов протачиваются специальные канавки в виде ласточкиного хвоста (см. рис. 10.18).

После отбалансирования одной стороны ротора жесткая и гибкая опоры меняются местами и, аналогично первой стороне, ведется балансировка второй стороны ротора.

Для повышения чувствительности станка и точности замеров балансировка на станках при пониженных оборотах ведется на резонансных режимах, которые вызывают максимальное увеличение амплитуд колебаний при одной и той же неуравновешенности.

Положительной стороной использования резонансных режимов является и то, что при этом система станка нечувствительна ко всяким другим посторонним вибрациям, частота которых отличается от принятых для балансировки резонансных частот. Эти резонансные обороты (частоты) соответствуют числу свободных колебаний стоек станка с подшипниками и вращающимся в них ротором и их не следует смешивать с критическими оборотами ротора, которые соответствуют числу свободных колебаний самого ротора.

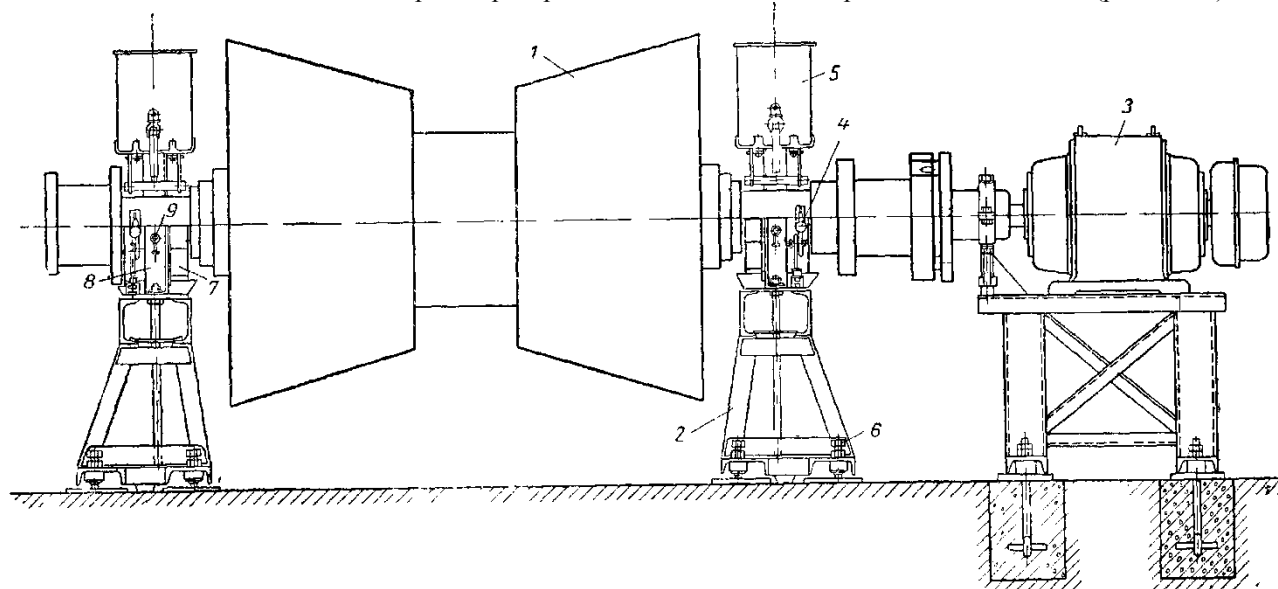
Амплитуда колебаний опор зависит не только от неуравновешенности ротора и режима

работы, но и от упругих свойств опор. Повышение гибкости опор снижает собственную частоту колебаний станины станка, что приводит к резонансным колебаниям при небольшом числе оборотов ротора и дает более интенсивное нарастание амплитуд колебаний при одной и той же неуравновешенности. Отсюда следует, что путем повышения гибких свойств опор можно повышать точность динамической балансировки ротора.

К числу балансировочных станков, применяемых для динамической балансировки роторов

турбин на пониженных оборотах и получивших наибольшее применение на электростанциях, относятся: 1) станки с качающимися на плоских опорах подшипниками, 2) станки с подшипниками, установленными на двух свободно лежащих параллельных балках, расположенных на призмах; 3) станки с упругими прокладками под подшипниками; 4) станки с маятниковой подвеской опор.

Балансировочные станки с качающимися подшипниками имеют своей основной частью массивные сварные стальные козлы (рис. 10.10).



**Рисунок 10.10.** Станок для динамической балансировки роторов на качающихся подшипниках.

1—ротор, 2—козлы, 3—привод, 4—индикатор, 5—бачок для масла; 6—регулирующие болты; 7—качающиеся подшипники, 8—уголки для стопорных болтов; 9—стопорные болты.

Верхние опорные плиты козел должны иметь гладкую шаброванную по контрольной плите поверхность шириной не менее 250 мм, тщательно выверенную в горизонтальной плоскости.

На каждую из опорных плит козел устанавливается корпус подшипника. Этот корпус имеет в своей нижней части башмак с цилиндрической опорной поверхностью, которой он опирается на плиту козла. Для закрепления подшипника с двух его сторон устанавливаются уголки, имеющие стопорные болты.

Конструктивные размеры козел, корпусов подшипников и башмаков и детальное описание других элементов балансировочного станка на качающихся подшипниках изложены в технической литературе.

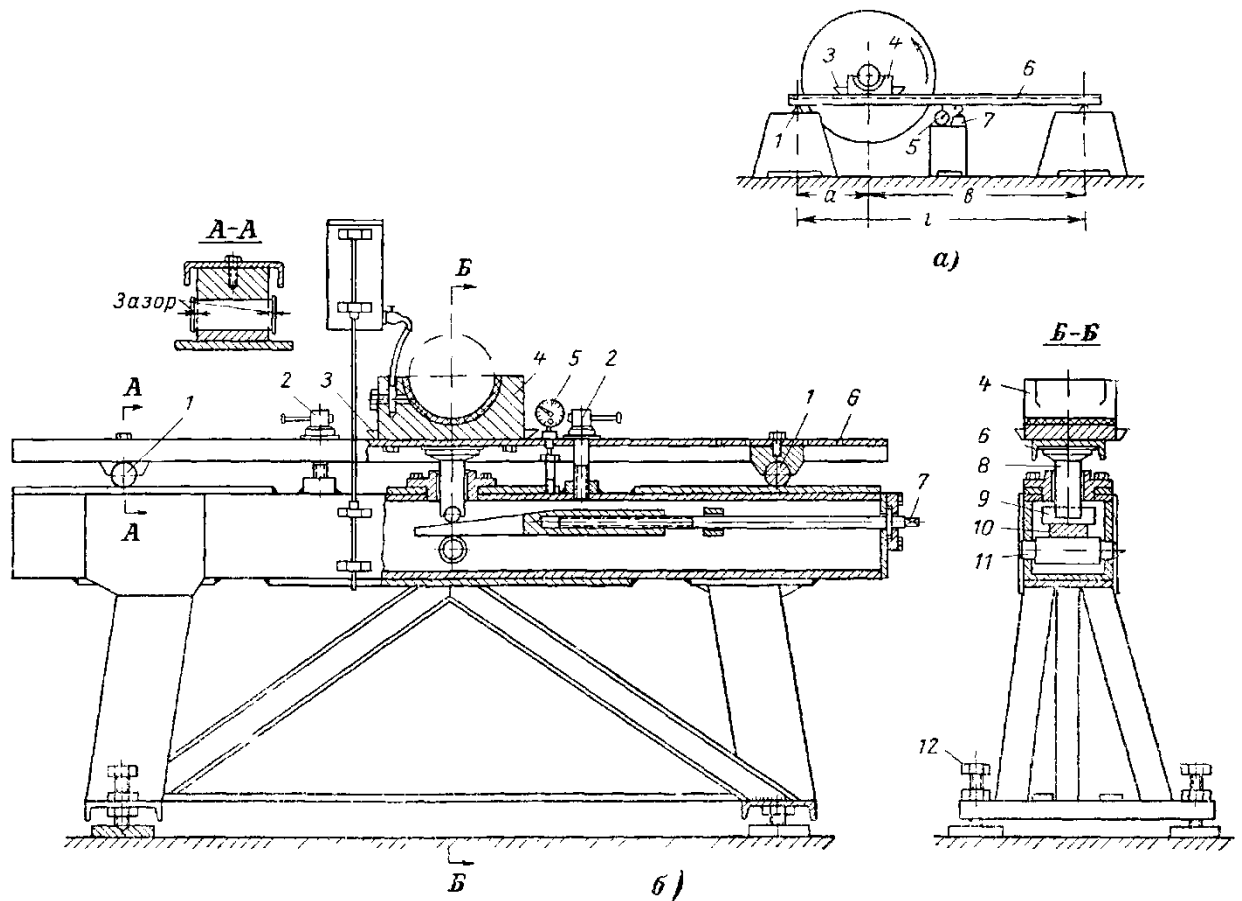
Балансировочный станок на качающихся опорах является одним из наименее чувствительных станков, вследствие наличия в нем трения качения и возможности загрязнения поверхности качения.

Принципиальная схема и конструктивное оформление станка на упругих балках показаны на рис. 10.11. Станок состоит из двух сварных козел, расположенных перпендикулярно к оси

ротора; на козлы устанавливаются ролики и на ролики укладываются две стальные швеллерные вибрационные балки с жестко закрепленными на них специальными подшипниками с баббитовой заливкой.

Для ограничения продольных и поперечных перемещений вибрационных балок предусмотрены направляющие и нажимные винты, обеспечивающие свободу продольного перемещения до 2—3 мм и препятствующие каким-либо перемещениям в поперечном направлении. Для закрепления вибрационных балок во время разгона ротора и освобождения балки при измерении размаха колебаний на балансируемой стороне, служит специальное зажимное приспособление, которое состоит из клина с односторонним конусом (ширина не менее 100 мм), двух роликов диаметром 50—60 мм, упорной буквы со специальной шайбой и нажимного винта.

После разгона ротора и отключения приводного электромотора индикатором производятся измерения амплитуды колебаний освобожденной балки, величина которой зависит от неуравновешенных сил, действующих на подшипник.



**Рисунок 10.11.** Станок для динамической балансировки роторов на упругих балках. а—принципиальная схема; б—конструкция станка. 1—опорные ролики, 2—направляющие и нажимные винты, 3—маслосборное корыто; 4—подшипники; 5—индикатор; 6—вибрационная балка (швеллер), 7—зажимное приспособление 8—упорная бруска, 9—ролик верхний, 10—клин, 11—ролик нижний, 12—регулирующие болты.

Размеры вибрационных балок и козел подбираются в зависимости от веса балансируемого ротора, его габаритов и из расчета получения резонансного числа оборотов в пределах от 300 до 600 об/мин; для легких роторов резонансное число оборотов следует выбирать ближе к 600 об/мин, а для тяжелых — ближе к 300 об/мин.

Статический прогиб балки, свободно лежащей на двух опорах, определяется из формулы  $\delta_{ст} = (Pa^2b^2) / 3\varepsilon lI$ ; где  $a$  и  $b$  — отрезки, определяющие положение опоры ротора на балке;  $l$  — длина балки между опорами;  $\varepsilon lI$  — жесткость балки на изгиб;  $\varepsilon$  — модуль упругости материала балки, равный  $2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>;  $I$  — момент инерции сечения балки, принимаемый по справочным таблицам, в зависимости от номера швеллера, выбранного для вибрационной балки.

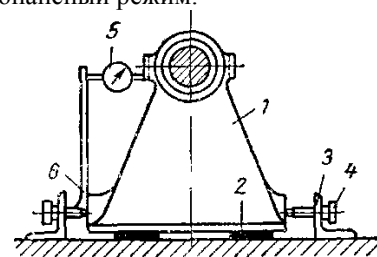
Собственная частота колебаний упругой опоры определяется по формуле

$$P_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{ст}}}$$

Этой частоте соответствует число оборотов  $n = 60 \cdot P_0$ .

Из этих формул видно, что изменение собственной частоты колебаний опоры, а, следовательно, повышение или понижение резонансного числа оборотов, увеличение или умень-

шение амплитуды колебаний может быть получено либо за счет изменения упругих свойств балки, либо за счет изменения длин отрезков  $a$  и  $b$  и длины пролета  $l$ . Такое регулирование дает широкую возможность настройки станка на желательный резонансный режим.



**Рисунок 10.12.** Опорный чугунный блок балансирующего станка на резиновых прокладках. 1—чугунный блок, 2—резиновые прокладки, 3—угольник, 4—упорный болт для зажима блока; 5—индикатор, 6—штатив индикатора.

Динамическая балансировка на свободно лежащих балках дает хорошие результаты и имеет преимущества перед балансировкой на качающихся подшипниках благодаря, во-первых, простоте устройства, что требует меньших затрат на изготовление и меньшего времени на монтаж и наладку станка; во-вторых, меньшему влиянию на точность балансировки качества сборки и уста-

новки станка, а также подгонки подшипников и загрязнений и, в третьих, более высокой чувствительности станка, так как в нем отсутствует трение качения.

Основным недостатком станков этого типа является то, что для повышения чувствительности станка при выборе сечений вибрационных балок приходится допускать напряжения близкие к пределу текучести. Во избежание остаточных деформаций приходится при обходе пробным грузом ротора балку подпирать зажимным устройством через резиновую прокладку. После определения и установки уравновешивающего груза и значительного снижения таким путем имеющейся неуравновешенности производится повторная балансировка с обходом груза при балке, освобожденной от зажимного устройства.

Балансировочный станок, в котором в качестве упругих элементов применяются резиновые прокладки (рис. 10.12), состоит из двух чугунных блоков, несущих опорные подшипники и установленных каждый на четыре резиновые прокладки (обычно размером 150x100x30 мм). Расположение этих прокладок под каждым подшипником должно быть симметричным относительно продольной оси ротора, а также продольной и поперечной осей вкладышей подшипников. Чем больше площадь прямоугольника, по углам которого будут расположены резиновые прокладки, тем устойчивее будет работать балансировочный станок.

Для закрепления с каждой стороны чугунного блока устанавливаются угольники с упорными болтами. Чугунные блоки на резиновых прокладках при отжатых болтах приходят в колебательное состояние при вращении на них неуравновешенных роторов. Эти колебания измеряются индикатором, укрепленным на специальном штативе и упирающимся своей ножкой в корпус подшипника на уровне вкладыша.

Размер резиновых прокладок, устанавливаемых под чугунные корпуса, зависят от упругих свойств резины, веса ротора, опор и определяются опытным путем. Подбор производится так, чтобы резонансное число оборотов для роторов весом до 20 т находилось в пределах 250—300 об/мин и для роторов более тяжелых— до 150 об/мин. Поднять резонансное число оборотов можно или уменьшением площади прокладок (т.е. повышением удельного давления на прокладку), или уменьшением толщины прокладок. Последняя определяется после установки на прокладку корпусов подшипников с ротором. Если в связи с неравномерным распределением веса по длине ротора по обеим сторонам ротора получаются разные резонансные числа оборотов при освобождении соответствующих подшипников, необходимо под подшипник, несущий более тяжелую часть ротора, подкладывать большее число резиновых прокладок (шесть вместо четырех) или увеличивать площадь каждой из них, с тем чтобы привести резонансные обороты на обоих концах ротора к одному уровню.

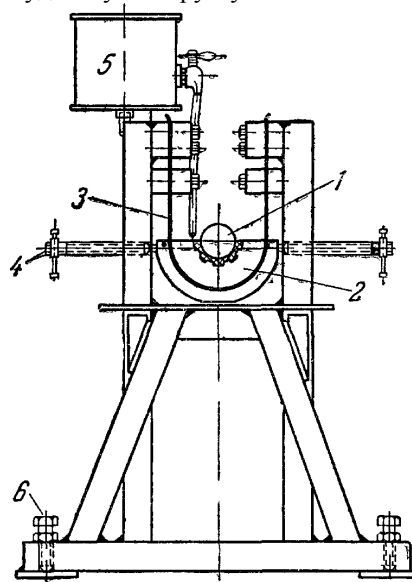
Преимуществом балансировочного станка на резиновых прокладках является его простота; к числу недостатков относятся сравнительно малая чувствительность станка и затруднения в настройке на резонанс, что связано также с неоднородными упругими свойствами резиновых прокладок.

Одним из наиболее чувствительных является маятниковый балансировочный станок с подвеской подшипников на плоских пружинах, разработанный предприятием Мосэнергоремонт (рис. 10.13). Станок состоит из опорной сварной конструкции, опирающейся на регулировочные болты, которыми устанавливается положение ротора по высоте и по уровню.

На этом станке балансируемый ротор, вращающийся в подшипниках, лежащих на пружинных подвесках, работает по принципу маятника.

Вращение неуравновешенного ротора со скоростью, равной собственной частоте колебаний маятниковой системы, вызывает резонансные колебания; при этих колебаниях производятся замеры их амплитуды и определяются величина и место небаланса ротора.

Указанные станки, которые электростанции обычно изготовляют в собственных механических мастерских, должны устанавливаться на площадках, доступных для обслуживания мостовым краном и имеющих прочное и жесткое основание, не испытывающее вибрационных воздействий эксплуатируемых в цехе агрегатов. Например, для балансировки роторов турбины К-200-130 установка станка производится на площадке, не имеющей подвального помещения и допускающей удельную нагрузку 8—10 т/м<sup>2</sup>.



**Рисунок 10.13.** Маятниковый балансировочный станок с подвеской подшипников на плоских пружинах.  
1 — ротор; 2 — подшипник, 3 — плоские пружинные подвески, 4 — зажимные винты, 5 — бачок для масла, 6 — регулировочные болты.

Для регулирования по высоте козлы имеют по четыре отжимных установочных болта, по-

звolyющих производить выверку так, чтобы положение опор под подшипники (верхние поверхности козел в двух осях—вдоль и поперек оси вала), измеренное по точному уровню, было строго горизонтальным; необходимо проверять, чтобы все четыре отжимных болта были нагружены.

В местах, где расположены отжимные болты, под козлы кладутся стальные подкладки одинаковых размеров (150x150x10 мм), чтобы отжимные болты не упирались непосредственно в бетонный пол машинного цеха, а под пластины подкладываются резиновые прокладки толщиной 5—6 мм для изоляции станка от посторонних вибраций.

Расточка и шабровка вкладышей качающихся подшипников после заливки их баббитом должна обеспечить вращение вала с нормальными зазорами между его шейками и вкладышами. К подготовке внутренних поверхностей вкладышей предъявляются те же технические требования, которые предъявляются к штатным подшипникам турбины; для обеспечения нормальной работы масляного клина пришабровка вкладышей производится по шейкам ротора с охватом шеек до 30—40° С, с боковыми зазорами, равными 0,002 от диаметра шеек, и с масляными карманами, выполняемыми с обеих сторон вкладышей на глубину 3—4 мм.

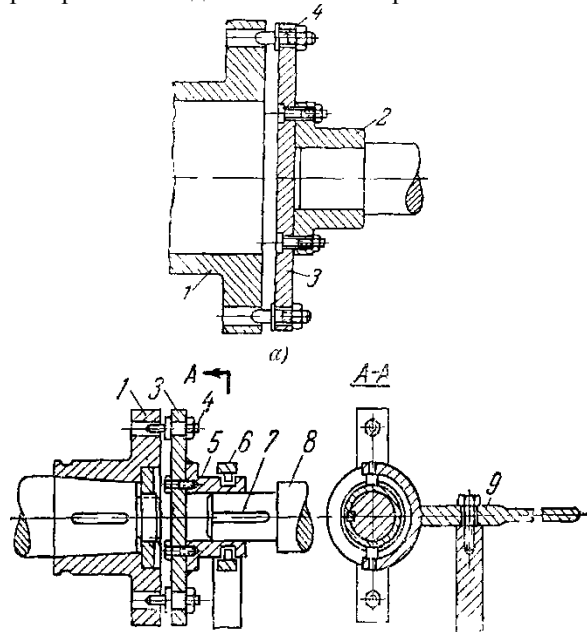
Масло на вкладыш подается через краники из подвешенных над шейками вала ведер; для предотвращения разбрызгивания масла подшипники сверху закрываются плотным картоном. Масло самотеком поступает в масляные карманы вкладышей подшипников, а после смазки попадает в маслосборное корыто, откуда по трубе стекает в сборник для повторного использования при отсутствии загрязнений.

Для смазки подшипников легких роторов применяется турбинное масло, а при балансировке роторов весом 5—10 т и более следует применять более тяжелые и вязкие масла; это обеспечивается добавлением в турбинное масло цилиндрического масла в количестве 15—30% (по весу). Для поддержания вязкости масла во все время балансировки на постоянном уровне производится подогрев масла в пределах 30—35° С с помощью электронагревателя, опускаемого в ведро по мере снижения температуры.

Мощность асинхронного двигателя (с фазным ротором и жидкостным реостатом), который приводит во вращение балансируемый ротор, выбирается в зависимости от веса ротора и равна 8—12 кВт для роторов весом 1—3 т и до 200—220 кВт—для роторов весом до 30 т. Число оборотов электродвигателя и крепость соляного раствора в жидкостном пусковом реостате подбираются так, чтобы представлялась возможность плавно, без рывка, пустить и развернуть балансируемый ротор в пределах от 0 до 300—350 об/мин.

Электродвигатель устанавливается рядом со станком на отдельном фундаменте и соединяется с балансируемым ротором при помощи электромагнитной муфты или другой соединительной муфты, позволяющей отсоединять электродвигатель после достижения балансируемым ротором необходимого числа оборотов.

Рис. 10.14. Конструкции муфт для соединения балансируемого ротора с двигателем. а — муфта, соединяемая путем передвижения электродвигателя, б — скользящая муфта, 1—муфта ротора, 2—муфта двигателя, 3—фланец промежуточный, 4—пальцы, 5—скользящая муфта; 6—выключатель, 7—шпонка; 8—вал электродвигателя; 9—рычаг выключателя.



**Рисунок 10.14** Конструкции муфт для соединения балансируемого ротора с двигателем. а — муфта, соединяемая путем передвижения электродвигателя, б — скользящая муфта, 1—муфта ротора, 2—муфта двигателя, 3—фланец промежуточный, 4—пальцы, 5—скользящая муфта; 6—выключатель, 7—шпонка; 8—вал электродвигателя; 9—рычаг выключателя.

В качестве таких муфт применяются: 1) промежуточный диск с пальцами, который крепится на болтах к муфте электродвигателя (рис. 10.14, а). Вывод из зацепления пальцев диска из отверстий в муфте ротора производится путем осевого смещения электродвигателя, установленного на салазки; 2) скользящая муфта (рис. 10.14, б) на валу электродвигателя, соединяемая с муфтой балансируемого ротора при помощи пальцев.

В некоторых случаях для привода ротора применяется ременная передача от двигателя на звездочку муфты или на специально посаженный на конец ротора, тщательно выточенный и сбалансированный деревянный шкив. Кроме указанных, привод легких роторов может производиться сжатым воздухом, подводимым к лопаткам ротора специальными сопловыми аппаратами; такой привод исключает необходимость применения электродвигателя, специальной муфты, водяного реостата и устройства фундамента, кабельного подвода, выключающих, предохранительных и прочих систем.

Перед установкой на станок балансируемый ротор должен быть тщательно проверен на отсутствие биения вала ротора и овальности его шеек; биение по индикатору в любом поперечном сечении вала не должно превышать 0,04 мм, а овальность шеек—0,02 мм.

Необходимо проверить наличие и тщательность закрепления на роторе в нормальном положении всех деталей, которые вращаются вместе с

ним при работе турбины. Это относится также и к полумуфтам, с которыми должна производиться балансировка ротора. При проверке правильности посадки и закрепления жестких муфт следует проверять отсутствие боя фланца муфты по окружности и по торцу (перекос), а у подвижных муфт— правильность посадки звездочек, шаг и состояние кулачков, зубьев, пружин или пальцев, а также отсутствие их износа.

После укладки ротора на подшипники необходимо проверить горизонтальность положения ротора на станке путем укладки уровня на шейки ротора и в случае необходимости подрегулировать это положение отжимными болтами у козел станка. Отклонения уровня на обеих шейках должны быть направлены в разные стороны, но равны по абсолютной величине.

Для ограничения осевых перемещений ротора при балансировке ставятся специальные упоры; в качестве ограничителей применяются латунные пластинки толщиной 5—10 мм, привертнутые к корпусу подшипника и упирающиеся в галтели шеек вала. При отсутствии галтелей ограничителем может служить одна латунная пластинка, привертнутая к корпусу подшипника и охватывающая с зазором гребень упорного подшипника какую-либо заточку, имеющуюся на валу, маслоотражательное или паротбойное кольцо и т.д. При любой конструкции упора осевой разбег ротора не должен превышать 0,1 мм.

Если после установки упоров и вращения ротора при отсоединенном двигателе ротор упирается в одну сторону, необходимо при помощи установочных болтов поднять опорную площадку того из козел, в сторону которого наблюдается перемещение ротора. Отсутствие такой выверки вызывает перемещение вращающегося ротора под действием силы тяжести в направлении наклона и приводит к удару в упорную пластинку; при большом зазоре ротор приходит в колебательное движение вдоль оси, что нарушает правильность и плавность показаний индикатора и делает невозможной точную балансировку.

Следует помнить, что результаты балансировки во многом зависят от точности и правильности сборки станка и первоначальной установки ротора; на точную оборку, выверку станка и установку на нем ротора следует выделить опытный персонал и достаточное время, чтобы получить качественные результаты балансировки.

Перед началом балансировки необходимо через матерчатые фильтры наполнить ведра маслом для смазки, проверить бесперебойное поступление масла на шейки вала и возможность свободного стока, обеспечиваемого правильно подогнанными противнями и сливными воронками. В течение всего времени вращения вала должен быть установлен контроль за смазкой, так как прекращение ее может вызвать задиры шеек, а недостаточное поступление—искажение показаний индикатора.

При опробовании работы станка путем пуска ротора во вращение необходимо устранить все наблюдающиеся ненормальности; на-

правление вращения ротора при балансировке должно быть тем же, что и в работе турбины. Разгон ротора при балансировке должен производиться до числа оборотов, превышающего резонансное не менее чем на 30%.

При балансировке следует принять меры, исключая возможность несчастных случаев; необходимо удалить лишний персонал с площадки, где производится балансировка, содержать в полной чистоте ничем не загроможденную площадку, а также тщательно проинструктировать персонал, занятый на балансировке вращающегося, открытого и незащищенного от возможного зацепления ротора турбины. Перед включением двигателя необходимо давать сигнал рабочим, чтобы они отошли от ротора и не касались его, так как малейшая неосторожность может привести к несчастным случаям с людьми.

После пуска двигателя и достижения необходимого числа оборотов соединительная муфта разъединяется и стопоры подшипника с балансируемого конца ослабляются; при этом подшипник получает возможность свободного колебания. Амплитуда колебаний замеряется упирающимся в подшипник индикатором.

Начиная балансировку, необходимо в первую очередь определять амплитуды колебаний каждого конца ротора в отдельности. Для этого при вращении ротора сначала ослабляются стопоры одного из подшипников и определяются амплитуды колебаний по индикатору в зависимости от оборотов без добавочного груза; после замеров стопоры этого подшипника зажимаются и такие же замеры производятся после ослабления стопоров у другого подшипника. При этих замерах принимается, что неуравновешенность определяется только стороной ротора, ближайшей к освобожденному подшипнику; при зажатом втором подшипнике силы, возникающие в нем, не оказывают влияния на процесс уравнивания, благодаря чему устраняется только небаланс, имеющийся на стороне освобожденного подшипника.

Во время балансировки придерживаются такого порядка, убедившись, что стопоры обоих подшипников зажаты, соединяется муфта, открываются краники смазки, включается электродвигатель, и обороты ротора доводятся до 240—300 об/мин; контроль за числом оборотов ведется по ручному тахометру со стороны, противоположной приводу.

По достижении указанного числа оборотов муфта разъединяется, и при вращении балансируемого ротора по инерции отжимаются стопоры подшипника со стороны балансируемого конца ротора. Как только прекратятся резкие колебания подшипника, неизбежно возникающие при отключении двигателя, и установятся его равномерные колебания, производятся одновременные записи размахов стрелки индикатора и числа оборотов ротора. Обычно это делается так: один наблюдает за показаниями тахометра, другой—за показаниями индикатора и производит запись числа оборотов и показаний индикатора; наблюдающий за показаниями тахометра подает

записывающему сигналы в момент падения оборотов ротора на 10 об/мин, т.е. называет числа: 250, 240, 230 и т.д. По его сигналам наблюдающий за индикатором производит наблюдение и запись размаха стрелки индикатора против заготовленной заранее записи чисел оборотов: 250, 240, 230 и т.д.

Первое время, по мере падения числа оборотов, колебания подшипника все увеличиваются; соответственно увеличивается и размах стрелки индикатора. Затем, пройдя наибольший размах (обороты, кратные критическим) колебания начинают быстро затухать. Отсчеты по индикатору делаются вплоть до 100 об/мин, когда отклонения уже незначительны, после чего стопоры подшипника зажимаются и балансируемый ротор останавливается.

Так как балансировка должна производиться в условиях резонанса, то во время выбега ротора отмечается число оборотов, при котором наблюдаются максимальные отклонения стрелки индикатора; при этих критических оборотах и надлежит вести все дальнейшие наблюдения результатов балансировки.

Если при различных оборотах ротора амплитуды колебаний неуправляемо и сильно меняются и не реагируют на изменения величины уравнивающего груза, причиной этого могут быть: неудовлетворительная сборка станка, чрезмерное трение в подшипниках и дефекты в роторе, вызывающие дополнительные переменные возмущающие силы. Такими дефектами могут быть: смещение во время балансировки полумуфты или другой детали вследствие неудовлетворительного закрепления на валу; наличие во внутренней полости роторов грязи, стружки и других посторонних тел, попавших туда случайно и не удаленных перед началом балансировки и др. В практике имели случаи попадания в компенсаторы полугибкой соединительной муфты турбинного масла; при отсутствии отверстий для стока такое скопление масла создает неуравновешенность; попытки балансировки в этих условиях не могут дать результатов до выяснения и устранения имеющегося дефекта.

Начинать балансировку следует на стороне ротора, которая дает наибольшие амплитуды колебаний подшипника; этой стороне ротора присваивается индекс 1; а другой стороне—2. На крайнем диске ротора со стороны 1 находят путем пробных подвешиваний такое положение и величину уравнивающего груза, при которых колебания подшипника исчезают. Положение уравнивающего груза определяется путем записи показаний индикатора во время вращения ротора при поочередном перемещении пробного груза по шести—восемью точкам симметрично разбитой окружности на роторе; для этого на торцевых поверхностях концевых дисков наносятся мелом полосы, делящие диск на восемь равных частей (рис. 10.15).

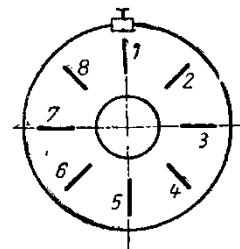


Рисунок 10.15. Разбивка окружности ротора для перемещения пробного груза.

Величина пробного балансирующего груза ориентировочно определяется в зависимости от отклонения индикатора при резонансном числе оборотов во время пробного пуска ротора и от веса балансируемого ротора по формуле:  $P=15Ga_1/(2R_1(n/3000)^2)$  где  $G$ —вес ротора, кг;  $a_1$ —амплитуда колебаний, измеренная на балансируемой стороне при резонансном числе оборотов и пуске без груза, мм;  $R_1$ —радиус установки пробного груза, мм;  $n$ —скорость вращения балансируемого ротора, об/мин.

Из формулы видно, что пробный груз выбирается тем больший, чем больше вес ротора и больше отклонения индикатора. Если при последовательном перемещении пробного груза в каждой из восьми точек величины амплитуд колебаний получаются большими, чем при пуске без пробного груза или при максимальных амплитудах, становится невозможно следить за размахом стрелки индикатора, это означает, что пробный груз выбран неправильно - его необходимо уменьшить.

По данным о величинах амплитуд колебаний, получаемых при вращении ротора без пробного груза и с пробным грузом, последовательно помещаемым в каждую из восьми точек, определяется местоположение и величина балансируемого груза.

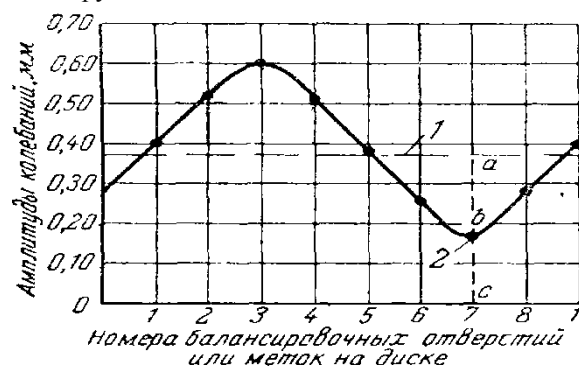


Рисунок 10.16. Определение места крепления и величины уравнивающего груза. 1 — ось амплитуд первоначальных колебаний (без пробного груза), 2 — лучшая точка.

Предположим, для примера, что при вращении без пробного груза на одном конце вала индикатор показывает амплитуду 0,37 мм, а при последовательном перемещении пробного груза 60 г в восьми балансирующих отверстиях диска показывает амплитуды, по которым построена

кривая, приведенная на рис. 10.16. На этой кривой по оси абсцисс на равном расстоянии нанесены точки, соответствующие положениям меток на диске, а по оси ординат—амплитуды колебаний, замеренные индикатором при положении пробного груза в соответствующей метке (обычный масштаб амплитуд 0,01—1 мм). По этой кривой находится точка 7 с минимальной амплитудой 0,16 мм, которая указывает лучшее положение уравнивающего груза для устранения небаланса этого конца ротора.

Найдя положение уравнивающего груза, необходимо уточнить его вес. Это нетрудно определить, зная, что в точке 7 величина максимального отклонения стрелки индикатора изменилась при установке пробного груза с первоначальной величины ординаты  $ac$  (0,37 мм) до величины  $bc$  (0,16 мм), т.е. на величину  $ab$ . Так как амплитуда колебаний практически прямо пропорциональна величине груза, то для снижения амплитуд колебаний до нуля необходимо в точке 7 поставить груз  $K$ , который должен быть больше пробного груза  $P$  в отношении  $ac/ab$ , т.е.  $K=P*ac/ab=106г$ .

Этим заканчивается балансировка одного конца ротора; после закрепления уравнивающего груза на этой стороне ротора необходимо произвести балансировку второй стороны ротора, которая при балансировке первой стороны была застопорена; при этом роли подшипников меняются и первая сторона с укрепленным на ней уравнивающим грузом, стопорится на все время балансировки второй стороны.

Стопоры подшипника второй стороны после достижения необходимых оборотов освобождаются, и все измерения при балансировке производятся у этого подшипника. Определение места расположения и величины уравнивающего груза, который необходимо установить на диск этой стороны ротора, производится теми же приемами, что и для первой стороны.

По окончании балансировки второй стороны балансировка ротора еще не может быть закончена, так как навеска уравнивающего груза на диске у второго подшипника будет нарушать равновесие первого уравнивающего конца. Эта неуравновешенность будет находиться в определенной зависимости: от величины груза, подвешенного на стороне второго подшипника, от расстояния между окружностями балансировочных отверстий и от расстояния между подшипниками. Задача заключается в том, чтобы заменить один груз, найденный для переднего конца, двумя, которые были бы достаточны для этого конца и в то же время не нарушали равновесия другого конца.

Эта задача решается следующим образом. Уравнивающий груз  $K$  (рис. 10.17), найденный для второго конца, помещен в точку 7 и не принимается больше во внимание;  $W$ — груз в точке 8, найденный при балансировке переднего конца и нарушающий равновесие второго конца, должен быть заменен двумя грузами; один в той же точке 8 (груз  $X$ ), а другой—на втором конце

диаметрально противоположном положении, в точке 4 (груз  $Y$ ).

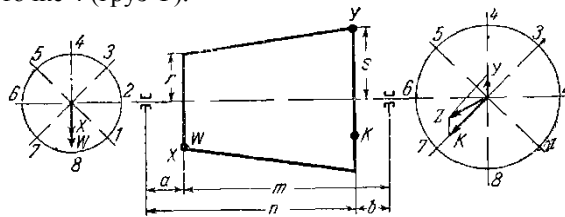


Рисунок 10.17. Определение величины и места переходного груза.

Величины этих грузов находятся из формул (1) и (2):

$$X=Wmn/(mn-ab) \quad (1);$$

$$Y=Wrs*(am/(mn-ab)) \quad (2)/$$

Отношение двух указанных радиусов  $r/s$  должно быть принято во внимание в формуле (2), если радиусы балансировочных отверстий неодинаковы для каждого конца.

Сложение  $Y$  и  $K$ , в один груз производится по правилу параллелограмма сил, как и показано на рис. 10.17. В качестве примера взяты следующие данные:  $a=745$  мм,  $m=1515$  мм,  $r=282$  мм,  $b=770$  мм,  $n=1490$  мм,  $s=382$  мм.  $W=72$  г,  $K=120$  г. По этим данным:  $X=95$  г;  $Y=35$  г.

В результате получаем, что на переднем конце груз  $W=72$  г должен быть заменен грузом  $X=95$  г, расположенным в той же точке 5. К грузу  $K=120$  г второго конца, расположенному в точке 7, необходимо добавить груз  $Y=38$  г, расположенный в точке 4 (противоположной точке 8 переднего конца, где расположен груз  $X$ ). Вместо грузов  $K$  и  $Y$  можно поставить груз  $Z=95$  г, величина и место крепления которого находятся из сложения по правилу параллелограмма сил, как это показано на рисунке.

Найдя окончательные местоположение грузов и их величину, необходимо изготовить постоянные грузы и установить их на свои места в балансировочные канавки, обязательно закрепив их до отказа с постановкой замка, вес которого должен быть учтен при изготовлении постоянного груза. Во всех случаях при установке уравнивающих грузов особое внимание должно уделяться правильности и надежности раскрепления этих грузов вне зависимости от их конструкции.

Установка и закрепление балансировочных грузов производится в зависимости от размеров и формы специальных кольцевых канавок, выфрезерованных на торцевых поверхностях барабанов или крайних дисков роторов. На рис. 10.18,а показан пример крепления груза при выполнении его разрезным из двух частей; в этом случае обе половинки груза вводятся в канавку, имеющую форму «ласточкиного хвоста», и закрепляются в нужном положении винтом. При наличии на роторе турбины или генератора кольцевой канавки по форме «ласточкиного хвоста», имеющей специальное вводное гнездо (рис. 10.18, б), грузы выполняются сплошными, вводятся до места че-



рез указанные гнезда и закрепляются винтом с раскерновой его головки.

Если вес груза, указанного на рис. 10.18, в, недостаточен для устранения неуравновешенности, для его увеличения применяется специальный сплошной груз в виде кольцевого сегмента (рис. 10.18, в). Этот груз закрепляется двумя или тремя болтами, головки болтов имеют форму сечения кольцевой канавки, заводятся через вводное гнездо, затягиваются после доведения груза до места гайками, которые в свою очередь стопорятся пластинчатыми шайбами путем загиба одного их конца на плоскость гайки, а другого на ребро груза.

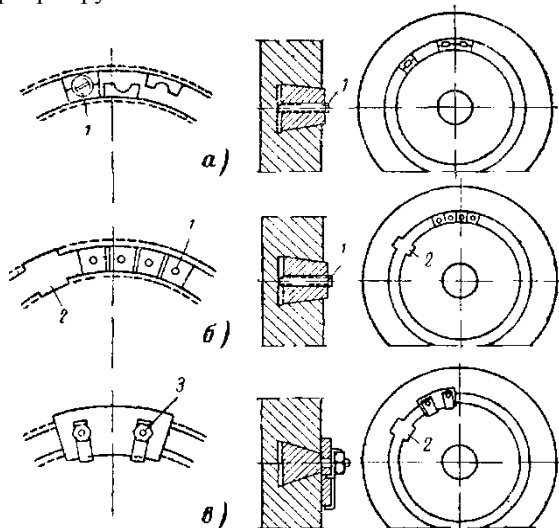


Рисунок 10.18. Крепление уравнивающих грузов.  
1 — винт, 2 — вводное гнездо, 3 — болт.

После установки постоянных грузов необходимо еще раз проверить окончательные результаты балансировки. Балансировка может считаться удовлетворительной, обеспечивающей спокойную работу турбины при нормальном числе оборотов, если амплитуда колебаний каждого из подшипников от оставшейся неуравновешенности при резонансном числе оборотов составляет 0,02—0,03 мм для роторов весом до 4 т; 0,04—0,06 мм для роторов весом от 5 до 10 т; и 0,08—0,1 мм для роторов весом свыше 11 т.

Для определения величины оставшейся после балансировки неуравновешенности необходимо знать чувствительность балансирующего станка. Под чувствительностью балансирующего станка, которая определяет верхний возможный предел уравновешенности ротора, понимается вес неуравновешенного груза в граммах, вызывающий при резонансном числе оборотов колебания подшипника амплитудой 0,01 мм.

Чувствительность станка определяется по формуле:  $f = 2P / (a_{\max} - a_{\min})$ , г/мм, 0,01;

где  $P$ —вес пробного груза, г;  $a_{\max}$ —максимальная амплитуда колебаний подшипника, мм, 0,01;  $a_{\min}$ —минимальная амплитуда колебаний подшипника, мм, 0,01.

Зная чувствительность станка, нетрудно определить по приведенным ниже формулам величину центробежной силы  $S$ , которую создает

оставшаяся после балансировки неуравновешенность ротора при рабочем числе оборотов: при  $n=3000$  об/мин  $S=10fa_0r$ , кг; при  $n=1500$  об/мин  $S=2,5fa_0r$ , кг;

где  $a_0$ —оставшаяся после балансировки и установки уравнивающих грузов амплитуда колебаний подшипника, мм, 0,01;  $r$ —радиус установки уравнивающего груза, м.

Балансировка может считаться удовлетворительной, если центробежная сила  $S$  от оставшейся неуравновешенности, действующая на каждый подшипник, составляет не более 5% от веса ротора, работающего с числом оборотов 1500 и не более 3% от веса ротора при числе оборотов 3000.

В практике балансировки имеют место случаи, когда хорошо отбалансированные на станке на малых оборотах роторы при работе в турбине на полных оборотах и с нагрузкой не обеспечивают безвибрационной работы турбоагрегата. Такие нарушения уравновешенности могут быть вызваны температурными деформациями, условиями центровки смежных роторов, перемещением недостаточно жестко посаженных на ротор деталей и пр. Кроме того, учитывая, что роторы современных мощных турбин по вибрационным характеристикам уже приближаются к гибким роторам, появление небаланса может вызываться также изменениями в распределении масс по длине и сечению длинного ротора, в связи с установкой грузов при балансировке на станке на торцевых плоскостях ротора, а не в плоскости нахождения неуравновешенности.

В случаях, когда вибрации возникают только при повышении оборотов турбины до нормальных и проявляются при изменениях режима нагрузки для корректировки балансировки, проведенной на станке, необходима дополнительная балансировка в собственных подшипниках на полных оборотах турбоагрегата.

## 10.8. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ, СОБРАННЫХ В ТУРБОАГРЕГАТАХ.

Балансировка роторов в своих подшипниках и в рабочих условиях, особенно под нагрузкой, является значительно более сложной и трудоемкой задачей, чем балансировка на станках на малых оборотах.

Это объясняется многими обстоятельствами, из которых основными являются: 1) трудности установки и закрепления пробных и уравнивающих грузов на балансируемом роторе, закрытом крышкой цилиндра; 2) отсутствие возможности зажатия каждого из подшипников в отдельности, вследствие чего при уравнивании одной стороны можно только условно рассматривать подшипник второй стороны как жестко закрепленный и являющийся центром колебания ротора; 3) наличие таких факторов, как тепловые деформации роторов, расцентровки по муфтам и другие, которые могут изменяться по величине и направлению в течение времени проведения балансировки.

Условия проведения этих балансировок облегчаются в случаях, когда представляется воз-

можным установку грузов производить не путем снятия крышек цилиндров, а через открывающиеся на крышках цилиндров люки, как это обычно выполняется при балансировках роторов ЦНД и роторов генераторов или (при небольшом весе) укреплении грузов на масло- или паротрагательных кольцах, на фланцах соединительных муфт с заменой соответствующих болтов этих фланцев болтами с головками необходимого веса и др.

Как правило, балансировка роторов, собранных в турбоагрегате, должна производиться при устойчивом режиме, находящемся в зоне нормальных эксплуатационных условий (параметров пара, вакуума, нагрузки и т. д.).

Балансировка жестких роторов в собственных подшипниках в собранной турбине построена на тех же допущениях, которые приняты для балансировки роторов на станках: 1) пропорциональность амплитуды колебаний опоры возмущающей силе неуравновешенности; 2) неизменность при постоянном числе оборотов угла смещения плоскости, в которой происходит изгиб ротора (биение), по отношению к плоскости, в которой расположена неуравновешенная масса (небаланс), независимо от величины небаланса ротора. При малом числе оборотов эти плоскости совпадают. По мере увеличения числа оборотов плоскость изгиба ротора все более отстает от плоскости неуравновешенности, т.е. сдвигается в сторону, противоположную направлению вращения. При критических оборотах угол между указанными плоскостями становится равным  $90^\circ$ . При дальнейшем увеличении числа оборотов, после перехода через критическое число оборотов, угол между этими плоскостями приближается к  $180^\circ$ .

В случаях, когда вибрация турбоагрегата при его пуске настолько велика, что не дает возможности достичь полных оборотов, балансировку приходится вести двумя ступенями: сначала на пониженных оборотах, а затем — на нормальных.

В работе турбоагрегата могут иметь место также случаи, когда неизвестно, какая именно часть агрегата является источником вибрации. В этих случаях приходится производить раздельный пуск турбины и генератора; вначале измеряются вибрации турбины при разобранной муфте между турбиной и генератором, а затем—генератора, пуская его в качестве синхронного компенсатора при стоящей турбине; полученные данные дают возможность производить балансировку роторов именно той части агрегата, которая является источником вибрации.

**Балансировка методом трех пусков.** При балансировке жестких роторов работающих турбоагрегатов применяется балансировка методом трех пусков. Три запуска роторов до полных оборотов и замеры амплитуд колебаний вибрографом или виброметром дают при этом методе достаточные данные для определения путем графического построения величины и места установки уравнивающего груза.

Балансировка начинается со стороны ротора, где наблюдается наибольший небаланс. Первое измерение вибрации подшипника должно быть сделано для ротора без пробного груза, а два других—для ротора с одним и тем же пробным грузом, помещаемым последовательно в двух точках по окружности ротора, отстоящих одна от другой на  $90^\circ$ .

Выбор величины пробного груза производится, исходя из условия, чтобы центробежная сила, вызываемая этим грузом, не превосходила 10—15% веса ротора, а вибрация подшипников при работе турбины с этим грузом не превышала 150—200 мк.

Пример определения веса и положения уравнивающего груза на основании трех пусков с помощью графического построения приведен на рис. 10.19.

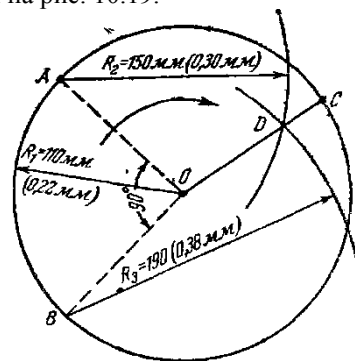


Рисунок 10.19. Диаграмма определения величины и места установки уравнивающего груза при балансировке методом трех пусков.

После пуска агрегата, доведения его до полных оборотов и длительного холостого хода (2—3 ч) производится запись максимальной амплитуды вибрации по показаниям виброметра; предположим, что при этом замерена амплитуда вибрации 0,22 мм. Поместив пробный груз весом 600 г в любом месте по окружности ротора (точка А), производится второй пуск; при этом получается амплитуда вибрации 0,30 мм. Для третьего пуска груз 600 г перемещается из точки А в точку В, расположенную под углом  $90^\circ$  в сторону, обратную вращению вала; после пуска получается амплитуда вибрации 0,38 мм.

По полученным данным строится диаграмма, в которой масштабом для построения принято, что 0,01 мм вибрации соответствует отрезку прямой в 5 мм. Из точки О, как из центра, описывается окружность радиусом, равным амплитуде вибрации, замеренной при первом пуске турбины; этот радиус в масштабе диаграммы равен:  $R_1 = 0,22 * 5 / 0,01 = 110$  мм.

Затем из точки А, расположенной на этой окружности, описывается еще одна окружность, но с радиусом, соответствующим амплитуде вибрации, полученной при первом пуске турбины с пробным грузом  $R_2 = 0,3 * 5 / 0,01 = 150$  мм.

Отступив из точки А по окружности на  $90^\circ$  в сторону, противоположную направлению вращения вала, из точки В описывается окружность радиусом  $R_3 = 0,38 * 5 / 0,01 = 190$  мм.

Этот радиус соответствует амплитуде вибрации, полученной при втором пуске турбины с пробным грузом, перемещенным в точку В. Точка пересечения окружностей, описанных из точек А и В, соединяется отрезком прямой с точкой О и продолжается до пересечения в точке С с окружностью, описанной из точки О.

Точка С и является местом, где должен быть приложен уравнивающий груз. Величина этого груза определяется отношением радиуса  $R_1$  к отрезку ОД, умноженному на величину пробного груза:  $P=600 \cdot 110/80=825$  г.

Подобным же образом определяется местоположение и величина груза для другого конца ротора. Далее по примеру балансировки на станке подсчитывается величина корректирующего переходного груза с одного конца ротора на другой и соответствующие грузы укрепляются на обоих концах ротора. На этом после закрепления грузов и проверочного пуска для проверки результатов балансировка по методу трех пусков заканчивается.

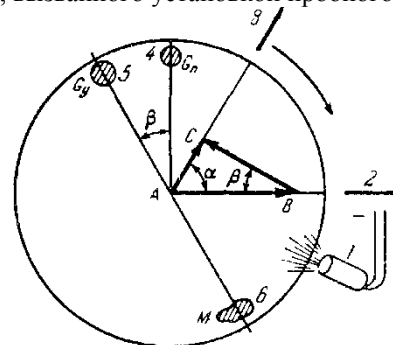
**Балансировка методом двух пусков.** Более быстрыми являются методы балансировки с помощью виброизмерительных приборов с фазоизмерительными устройствами, которые дают достаточно точные амплитудные и фазовые измерения.

Во многих применяемых в эксплуатационных условиях приборах направление биения ротора из-за его неуравновешенности может быть определено стробоскопическим способом с помощью безынерционной газосветной лампы, включенной в цепь виброизмерительного прибора. В моменты, соответствующие максимальным отклонениям вибрирующего ротора, лампа дает вспышки с частотой, равной или кратной числу оборотов; при этом возникает так называемый стробоскопический эффект, который заключается в том, что предварительно нанесенная на торец вала отметка наблюдается при вращении ротора как неподвижная; отметка занимает определенное угловое положение относительно неподвижной части турбины, так как определяется фазой вибрации, измеряемой в момент вспышки лампы. Наблюдаемая неподвижность отметки на роторе дает возможность перенести ее с ротора на торец какой-либо ближайшей неподвижной части турбины.

Изменение фазы вибрации, связанное с изменением величины и направления неуравновешенности, вызывает поворот отметки на стробоскопически освещенном роторе на угол, соответствующий сдвигу фазы вибрации. Наличие виброметра с фазоизмерительным устройством в виде указанной газосветной лампы (рис. 10.20) теоретически дает возможность путем двух пусков (без пробного и с пробным грузом) и графического построения определить величину и место установки уравнивающего груза.

При первом пуске измеряется размах колебаний и наносится на основании стробоскопического эффекта отметка 2 на неподвижной части агрегата. На торце диска ротора укреп-

ляется пробный груз  $G_n$  под углом  $90^\circ$  по отношению к найденному направлению биения ротора. При втором пуске с пробным грузом  $G_n$  измеряется размах колебаний и определяется угол  $\alpha$  перемещения новой отметки 3 по отношению к первой, вызванного установкой пробного груза.



**Рисунок 10.20.** Определение величины и места установки уравнивающего груза при балансировке методом двух пусков. 1—газосветная лампа, 2—отметка первого пуска; 3—отметка второго пуска; 4 — место установки пробного груза, 5 — место установки уравнивающего груза, 6 — неуравновешенная масса ротора.

В выбранном масштабе размах колебаний, замеренный при первом пуске, вычерчивается в виде вектора АВ; далее под углом  $90^\circ$  к направлению АВ в сторону, обратную направлению вращения, отмечается положение пробного груза  $G_n$ ; затем под углом  $\alpha$  к вектору АВ наносится в том же масштабе вектор АС, пропорциональный размаху колебаний, замеренному при втором пуске. Точки С и В соединяются прямой СВ; из полученного треугольника АСВ в принятом ранее масштабе определяется величина вектора СВ и угол  $\beta$ , образованный векторами АВ и СВ. По этим данным определяются вес уравнивающего груза из соотношения  $G_y=G_n \cdot AC/SB$  и место его установки по углу  $\beta$ ; на этот угол необходимо передвинуть место установки уравнивающего груза 5 по отношению к месту, которое занимал пробный груз 4.

Проверочный контрольный пуск турбины для установления результатов выполненной балансировки производится только после окончательного закрепления найденных уравнивающих грузов в соответствующих точках ротора.

**Балансировка гибких роторов.** Гибкие роторы, рабочая скорость которых лежит между первой и второй, а иногда и выше второй критической скорости, получают все большее применение в современных турбоагрегатах: это вызывается увеличением мощности турбоагрегатов и соответственно увеличением размеров роторов (длины, диаметра, веса) и снижением их критических скоростей.

Особенности гибких роторов, заключающиеся в качественном отличии характера их колебаний от характера колебаний жестких роторов, объясняют причины неприменимости во многих случаях уравнивания гибких роторов по

описанной выше методике балансировки жестких роторов. Указанные отличия заключаются в следующем.

1. Ось жесткого ротора при пуске, доведении до нормальных оборотов и работе на этих оборотах не деформируется и любой груз, установленный на роторе, вызывает совершенно определенный центробежный эффект. Эти факторы позволяют производить полное уравнивание жестких роторов, не только в своих подшипниках при нормальных оборотах турбины, но и при малой скорости вращения в подшипниках балансировочного станка, когда еще даже не проявляется гибкость ротора; установкой грузов в двух заранее выбранных вдоль оси ротора балансировочных плоскостях производится компенсация суммарного действия всех составляющих неуравновешенности (с учетом взаимного влияния обеих сторон балансируемого ротора) и в результате обеспечивается снижение до допустимого уровня динамических реакций на опорах.

2. Форма упругой линии гибкого ротора при вращении изменяется в зависимости от скорости вращения, устанавливаемые в одних и тех же местах одинаковые пробные грузы, в зависимости от характера распределения неуравновешенности вдоль оси ротора, могут вызвать различный динамический эффект, под влиянием указанных неуравновешенности и присоединенных грузов появится упругий прогиб ротора. В соответствии с формой прогиба упругой линии, уравнивание гибкого ротора при вращении в условиях, аналогичных эксплуатационным, требует установки уравнивающих грузов в нескольких балансировочных плоскостях вдоль оси ротора и выбора грузов с учетом существенной зависимости степени уравниваемости от скорости вращения.

Таким образом, работа гибкого ротора при нормальном числе оборотов с вибрацией в пределах допусков и спокойное прохождение им критических оборотов при пусках могут быть обеспечены, если ротор уравновешен в нескольких плоскостях в соответствии с формой прогиба упругой линии, зависящей, как это следует из указанного выше, от характера распределения неуравновешенности вдоль оси ротора или от характера отклонения центров тяжести его последовательных сечений от оси вращения.

Балансировка гибких роторов по формам собственных колебаний состоит в том, чтобы на основании большой серии контрольных измерений амплитуд, фаз, частот и других показателей, снятых при различной скорости вращения, получить вибрационные характеристики (амплитудно-частотные, фазовые), выявить наиболее вибрирующие узлы и определить факторы, влияющие на вибрационное состояние турбоагрегата. Эти данные позволяют судить о характере распределения неуравновешенности вдоль оси ротора, наметить пути устранения вибрации и произвести выбор такой системы сосредоточенных уравнивающих грузов, установка которых в плос-

кости каждой формы устранила бы динамические реакции в опорах.

Установка уравнивающих грузов в нескольких плоскостях вдоль оси ротора в условиях электростанций не представляется возможной не только из-за отсутствия свободного доступа к ротору; даже при снятии крышек цилиндров и выемки роторов, что может быть допущено в исключительных случаях, имеется возможность установки грузов только в торцевых плоскостях ротора.

Практически при балансировке гибких роторов уравнивающие грузы устанавливаются в торцевые плоскости ротора с расчетом, чтобы устранение опорных реакций на рабочей скорости вращения не привело к созданию в роторе недопустимых изгибающих напряжений от совместного действия неуравновешенности и балансировочных грузов. Если ни одна из подшипниковых опор ротора на рабочей и критических скоростях вращения не имеет амплитуды вибрации, превышающей 50 мк, ротор считается уравниваемым.

В условиях электростанций такие сложные и ответственные работы, какими являются установление причин повышенной вибрации турбоагрегата, их устранение и уравнивание роторов, когда имеется уверенность, что вибрация является следствием неуравновешенности ротора, должны производиться высококвалифицированным персоналом по специальной методике и программе с применением специальной надежно действующей виброизмерительной аппаратуры.

Для производства указанных работ следует привлекать специализированные организации (ЦКБ, ОРГРЭС, ВТИ и др.), которые накопили достаточно большой опыт и могут обеспечить наиболее быстрое и качественное их выполнение.

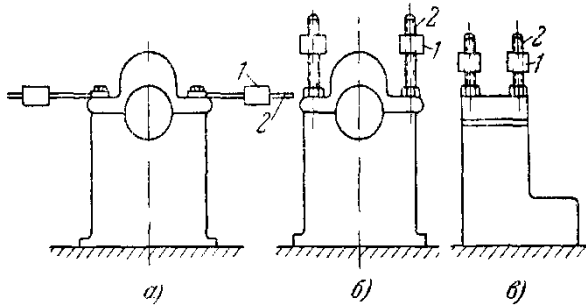
## **10.9. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОГЛОТИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ.**

Причинами повышенной вибрации турбоагрегата в некоторых случаях являются опасные для работы резонансные колебания опорных подшипников. Если в таких случаях тщательно проведенные ремонтные работы, в частности центровка и балансировка роторов, не обеспечивают уменьшения возмущающих сил до безопасной величины, необходимо усилением или ослаблением жесткости вибрирующей опоры добиться ее отстройки от резонанса.

Изменение жесткости опор достигается перезаливкой фундаментных плит, шабровкой опорных поверхностей корпусов подшипников и т. п. При невозможности этими мероприятиями добиться снижения вибрации подшипников до нормы или при отсутствии возможности их проведения по условиям эксплуатации электростанции временно, для устранения повышенных вибраций опор, могут быть применены динамические поглотители колебаний — вибропоглотители.

Вибропоглотители представляют собой достаточно простые по конструкции демпферные

устройства (успокоители), которые в виде подобранных по весу грузов укрепляются в местах появления максимальных амплитуд и предназначаются для поглощения (рассеивания) энергии, сообщенной системе возмущающими моментами на резонансном режиме. Введение таких дополнительных сопротивлений будет отвечать своему назначению и ими можно снизить амплитуды колебаний до уровня, не опасного с точки зрения динамической прочности, если правильно выбраны место установки и вес грузов вибропоглотителей.



**Рисунок 10.21.** Схемы крепления вибропоглотителей. а - для гашения колебаний в вертикальном направлении, б—для гашения колебания в продольном направлении, в — для гашения колебаний в поперечном направлении, 1 — груз, 2 — стержень.

Вибропоглотители устанавливаются на работающей турбине по месту на планках (стержнях), которые зажимаются под болты, крепящие крышку подшипника (рис 10.21). Работа вибропоглотителей пропорциональна амплитуде колебаний того сечения, в котором они укреплены. Поэтому подбор груза вибропоглотителя производится так, чтобы действие возмущающей силы,

вызывающей вынужденные колебания подшипников в каждый момент времени, было уравновешено реакцией указанного груза; отсюда следует, что подбор массы вибропоглотителя должен производиться из расчета, чтобы частота его собственных свободных колебаний была равна частоте возмущающей силы.

Обычно в зависимости от направления резонанса у подшипника турбины устанавливаются два вибропоглотителя, каждый весом, не превышающим 40 кг; вибропоглотители симметрично располагаются относительно оси подшипника.

Конструктивные размеры вибропоглотителей и прочность их стержней, основания которых находятся под действием динамических сил и подвержены значительным знакопеременным напряжениям, определяются специальным расчетом, исходя из размеров вибрирующего подшипника, его веса и амплитуд вибрации в резонансном направлении.

Настройка вибропоглотителей производится путем перемещения грузов вдоль резьбы при постоянном режиме работы турбоагрегата до достижения минимальной величины вибрации. До и после настройки производятся контрольные измерения вибрации корпуса подшипника и вибропоглотителей на всех режимах работы турбоагрегата.

Динамические вибропоглотители не влияют на ротор, являются проверенным средством уменьшения динамических нагрузок на фундамент и устранения резонансных колебаний опор; они просты в изготовлении и установке, поэтому как временные устройства могут эффективно использоваться для устранения вибраций опор.

## 11. ЦЕНТРОВКА ТУРБИН.

### 11.1. ЗАДАЧИ ЦЕНТРОВКИ.

Цель центровки турбоагрегатов — обеспечение правильного взаимного расположения роторов и совпадения геометрических осей роторов с осями своих подшипников и цилиндров; центровка является одним из необходимых условий спокойной работы турбоагрегата.

Неправильная и небрежная центровка может вызвать в эксплуатации ряд осложнений, а именно: сильную вибрацию турбоагрегата, заедания в лабиринтовых уплотнениях, неправильную работу соединительных муфт, износ подшипников, червячной передачи регулятора и т.д. Некачественная центровка не дает возможности пустить отремонтированную турбину в эксплуатацию и может вызвать необходимость ее повторного вскрытия, чтобы произвести надлежащую центровку с устранением обнаруженных дефектов. Вибрация турбоагрегата, вызванная неправильной центровкой, в большинстве случаев напоминает вибрацию при небалансе роторов. Она имеет частоту, соответствующую числу оборотов агрегата, и не может быть устранена балансировкой.

При монтаже турбоагрегата последовательно производится соответствующая центровка цилиндров, диафрагм и роторов: по уровню, по струне, по расточкам и по муфтам. Центровка по уровню и по струне обеспечивает правильное взаимное расположение цилиндров, диафрагм и корпусов подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Эти операции производятся при монтаже турбины; проверка точности и проведение таких же операций в условиях капитального ремонта может потребоваться при обнаруженных значительных расцентровках роторов по муфтам и расточкам.

Центровка по расточкам определяет правильное положение роторов в расточках под уплотнения цилиндров (совпадение осей роторов с осями расточек); эта центровка обеспечивает правильные равномерные радиальные зазоры в уплотнениях и в проточной части турбины.

Завершающей является центровка роторов по муфтам, при которой обеспечивается такое взаимное положение роторов при работе турбоагрегата, когда ось одного ротора является продолжением оси другого ротора и ось составного

ротора турбоагрегата в целом представляет собой одну непрерывную упругую линию.

При каждом капитальном ремонте проверка центровки по муфтам является обязательной операцией, так как в процессе длительной эксплуатации возможны смещения цилиндров, подшипников и роторов относительно их первоначальной установки, вызванные износом вкладышей подшипников, деформацией отдельных деталей, осадкой фундамента и другими причинами. При обнаруженных следах задевания в концевых и промежуточных уплотнениях и при значительной расцентровке по полумуфтам обязательными являются проверка центровки роторов по расточкам цилиндров и контрольная проверка положения роторов по уровню.

## 11.2. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ ПО МУФТАМ.

Ротор турбоагрегата, свободно установленный на подшипники, под действием собственного веса получает определенный статический прогиб; поэтому его ось представляет собой не прямую, а кривую линию, что может быть проверено точным уровнем, установленным на шейках ротора. При горизонтальном положении ротора, т.е. при положении, когда центры шеек ротора находятся на одной горизонтальной оси, уклоны обеих его шеек зависят от стрелы прогиба ротора; при равномерном распределении веса ротора по длине эти уклоны одинаковы по величине и направлены в противоположные стороны (рис. 11.1, а). Неодинаковыми эти уклоны могут быть при неравномерном распределении веса по длине ротора.

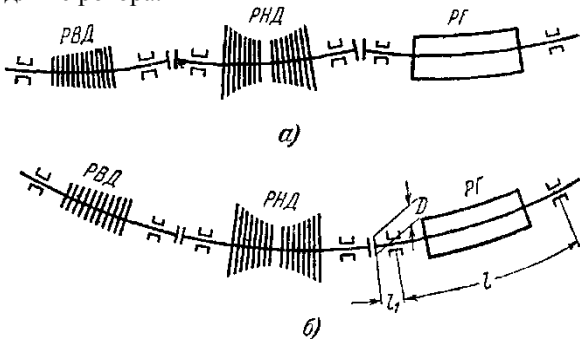


Рисунок 11.1. Центровка роторов по полумуфтам.

а — симметричное расположение шеек роторов (подшипники расположены на одной горизонтальной оси), б — правильное положение роторов в виде непрерывной упругой линии.

Во время вращения каждый ротор всегда сохраняет свой естественный статический изгиб независимо от числа оборотов, за исключением периодов перехода через критическое число оборотов. Если уклоны обеих шеек каждого ротора одинаковы по величине и противоположны по направлению («симметричное» положение), а оси всех вкладышей подшипников находятся на одной горизонтальной линии (рис. 11.1, а), такую центровку нельзя считать правильной; полумуфты роторов будут при этом не параллельны и не концентричны одна другой по окружности, что

вызовет беспокойный ход турбины вследствие появления в роторах и муфтах добавочных напряжений.

Правильной центровкой роторов по муфтам является центровка, при которой в рабочих условиях торцевые плоскости подлежащих соединению муфт между собой будут параллельны и концентричны, благодаря чему оси роторов в вертикальной и горизонтальной плоскостях совпадают, а уклоны по уровню смежных с муфтами шеек роторов одинаковы. При этих условиях линия статического изгиба последовательно соединяемых роторов будет представлять плавную непрерывную кривую (рис. 11.1, б).

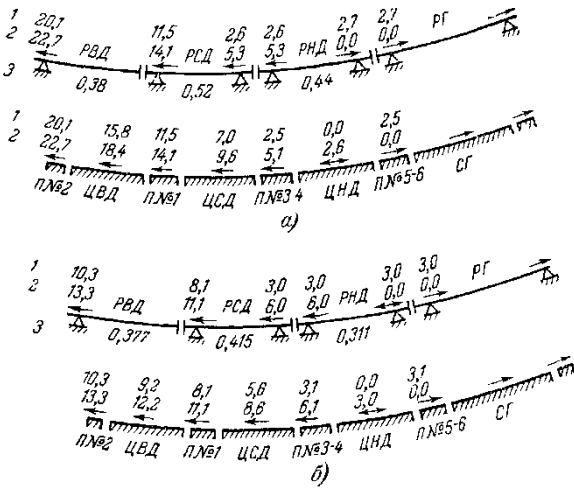
Для обеспечения такой центровки оси расточки всех цилиндров и подшипников в вертикальной плоскости, включая ось статора генератора, должны располагаться так, чтобы в рабочих условиях они находились на естественной упругой линии, соответствующей статическому прогибу составного вала; такое положение достигается при монтаже установкой цилиндров и корпусов подшипников на фундаментных рамах с соответствующим уклоном, величина уклонов зависит не только от стрел прогиба роторов, но и от базы центровки относительно которой ведется сборка турбоагрегата. Базой центровки обычно является или горизонтально расположенный ЦНД или корпус подшипника ЦНД со стороны генератора; при этом естественно крайние подшипники турбоагрегата (первый у турбины и последний у генератора) устанавливаются выше, чем промежуточные.

Для трехцилиндровых турбин центровка производится с «симметричными» положением ротора низкого давления, когда базой центровки является горизонтально расположенный ЦНД, или с горизонтальным положением шейки ротора ЦНД со стороны генератора, когда базой центровки является корпус подшипника ЦНД со стороны генератора. На рис. 11.2 приведены уклоны роторов и соответствующие им уклоны цилиндров и корпусов подшипников турбин К-300-240 и К-200-130 ЛМЗ.

У двухцилиндровых турбин ротор низкого давления устанавливается так, чтобы задняя его шейка (со стороны генератора) была горизонтальна; подобная центровка, не вызывая ухудшения работы турбины, облегчает и упрощает установку генератора и возбуждателя, так как устраняет необходимость в слишком большом подъеме заднего подшипника генератора и подшипников возбуждателя. У одноцилиндровых турбин смежные шейки роторов турбины и генератора устанавливаются горизонтально.

Центровка должна обязательно производиться 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 при горячем состоянии приведет к искажению полученных результатов, так как за время разборки крышки муфты и в процессе

замеров горячие роторы получают упругий прогиб.



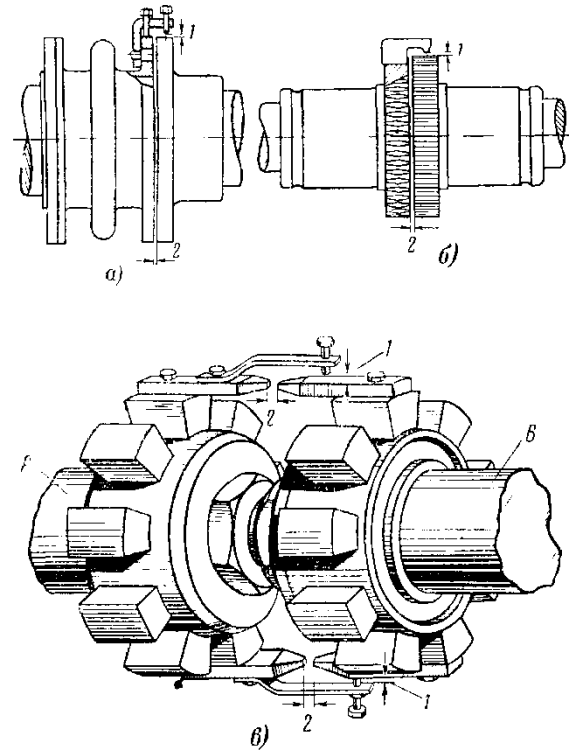
**Рисунок 11.2** Допуски на установку по уровню роторов, цилиндров и корпусов подшипников в делениях уровня «Геологоразведка». а—для турбины К-300-240 ЛМЗ, б—для турбины К-200-130 ЛМЗ, 1 — при горизонтально расположенном ЦНД, 2 — при установке ЦНД с горизонтальным положением шейки ротора ЦНД со стороны генератора, 3 — стрела прогиба ротора, мм.

Для удобства дальнейшего изложения назовем замеры параллельности торцов полумуфт (излома) — осевыми, а замеры по окружности полумуфт (концентричности) — радиальными. 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 не концентричны, а, следовательно, ось одного вала не является продолжением оси другого вала.

Проверка центровки по муфтам производится с помощью специальных скоб с указательными винтами, которые позволяют производить замеры аксиальных и радиальных отклонений осей роторов (рис. 11.3). Скобы укрепляются на болтах, ввертываемых в специально предусмотренные отверстия в полумуфтах; если этих отверстий нет, их следует просверлить и нарезать. По окончании центровки и снятия скоб в отверстия следует завернуть пробки с прорезью под отвертку для сохранения баланса полумуфт; если же отверстия просверлены на двух взаимно противоположных сторонах полумуфт, то пробки можно не ставить.

Скобы следует изготавливать достаточно жесткими и закреплять на полумуфтах прочно, без слабину; это необходимо во избежание отжатия скобы во время замеров, когда между ней и полумуфтой просовываются пластинки щупа; концы указательных винтов должны быть закруглены. Отжатие скобы и отсутствие закругления винтов приводят к существенным ошибкам в центровке, в достаточной жесткости скоб и закреплении их без слабину нетрудно убедиться, если после

плавного отжатия от руки свободного конца скобы от муфты и такого же прижатия измеряемый зазор возвращается к первоначальному.



**Рисунок 11.3.** Конструкции скоб для измерения щупом при центровке роторов. а — с полужесткими муфтами, б — с пружинными муфтами; в — с кулачковыми муфтами; 1—радиальные и 2—осевые замеры.

Скобы следует привертывать так, чтобы получаемые аксиальные и радиальные зазоры (расстояние от указателя скобы до поверхности муфты или между двумя указателями, укрепленными на разных полумуфтах) не превышали 0,4—0,5 мм. Благодаря этому при центровке можно пользоваться наименьшим количеством пластинок щупа, что повышает точность замеров и облегчает подсчет получаемых зазоров. Измерительные скобы необходимо укреплять на полумуфтах двух смежных роторов, подлежащих центровке, при их рабочем взаимном положении; благодаря этому повороты роторов и замеры центровок при всех проверках могут быть проведены по меткам на муфтах в их рабочем положении и поэтому дадут сравнимые результаты. Кроме того, необходимо постоянно сохранять одно и то же расположение скоб на полумуфтах, что должно быть зафиксировано в формуляре центровки.

Центровать путем проворачивания одного ротора не рекомендуется, несмотря на то что на муфтах обычно протачиваются заводом-изготовителем специальные пояски по окружности и по торцам полумуфт, служащие для получения правильных результатов в случае перекоса в насадке муфты или неточности ее обработки. Эти неправильности не отражаются на результатах центровки, если проворачиваются оба ротора одновременно на один и тот же угол; промеры по скобам при этом производятся всегда при одном и том же взаимном положении полумуфт обоих

роторов. Одновременность поворота роторов обеспечивается вставкой, взамен вынутых из фланцев полумуфт соединительных болтов, одной-двух длинных гладких шпилек диаметром, на 0,2—0,3 мм меньше диаметра отверстия.

Роторы при центровке проворачивают крапом только по направлению рабочего вращения путем петлевого обхвата ротора тросом (рис. 9.2). После провертывания роторов трос должен быть ослаблен, проверено отсутствие заклинивания в полумуфтах (жесткие полумуфты не должны касаться одна другой, а при подвижных муфтах должна быть обеспечена свобода перемещения полумуфт в осевом направлении) и свободное положение в отверстиях шпилек, вставленных взамен соединительных болтов.

При проворачивании аксиальное передвижение роторов в пределах разбега в упорном подшипнике может приводить к неправильным замерам по торцам полумуфт; влияние осевой игры роторов на производимые замеры может быть учтено при контроле по индикатору, указательный штифт которого прижат к какой-либо торцевой точке вращаемого ротора. Однако такой контроль и связанные с этим подсчеты вызывают затруднения при центровке. Для исключения ошибок, связанных с перемещением какого-либо из валов в аксиальном направлении при их вращении, следует привертывать к полумуфтам две скобы, расположенные на диаметрально противоположных точках окружности полумуфт.

Такая установка скоб для центровки двух валов А и В, соединенных кулачковой муфтой, приведена на рис. 11.3, в. Для удобства центровки роторов с кулачковыми муфтами со звездочек обеих центрируемых роторов обычно снимаются полумуфты (коронки), хотя эти и некоторые другие подвижные муфты позволяют производить центровку, не разъединяя их. На кулачки звездочек привертываются жесткие стальные скобы, дающие возможность измерять радиальный и аксиальный зазоры между двумя полумуфтами. К диаметрально противоположным кулачкам звездочек обоих валов привертываются другие скобы, также дающие возможность проверять радиальный и осевой зазоры.

Замеры проводятся при одновременном проворачивании обоих роторов на 90, 180, 270 и 360°, т.е. каждый раз поворачивая роторы на 90° по отношению к предыдущему положению, пока не будет пройден полный оборот. При каждом из этих положений с помощью щупа замеряются аксиальные и радиальные зазоры; замеры при повороте на 360° должны совпадать с величинами, полученными при нулевом положении роторов; эти замеры являются контрольными. Пластины щупа следует подбирать так, чтобы плотно сжатými пластинами чувствовалось касание как муфты, так и измерительной скобы. Аксиальные зазоры (зазоры по торцу) обозначаются буквами а с соответствующими индексами ( $a_b$ ,  $a_n$ ,  $a_n$ ,  $a_l$ — верх, низ, правая и левая части муфты), а радиальные зазоры (зазоры по окружности) обозначаются буквами р с теми же индексами ( $p_b$ ,  $p_n$ ,  $p_n$ ,

$p_l$ ). Правильность произведенных при центровке замеров проверяется путем сложения соответственно радиальных и аксиальных зазоров в вертикальной и горизонтальной плоскостях:  $a_b + a_n = a_n + a_l$  и  $p_b + p_n = p_n + p_l$ .

При отсутствии возможности, из-за конструктивных особенностей непосредственно замерять нижние радиальный и аксиальный зазоры, эти зазоры определяются расчетным путем, как разность между суммой боковых зазоров и соответствующим верхним зазором.

При правильном положении роторов все радиальные и аксиальные замеры зазоров по скобам полумуфт, производимые в холодном состоянии турбины щупом или индикатором с точностью до 0,01 мм, при одновременном поворачивании роторов в любое положение на одинаковый угол, должны быть одинаковыми или во всяком случае расцентровка роторов турбин на 3000 об/мин не должна превышать: для жестких муфт 0,03—0,04 мм, для полужестких и пружинных муфт 0,05—0,06 мм и для кулачковых муфт 0,08 мм.

Замеры, производимые при центровке, принято записывать в формуляр (рис. 11.4). Формуляр содержит шесть кругов, внутри которых записываются аксиальные зазоры, а снаружи— радиальные. В формуляре приводится эскиз расположения центрируемых роторов с обозначением их подшипников цифрами 1, 2, 3, 4 и с необходимыми для последующих расчетов геометрическими размерами (диаметр муфты  $D$ , расстояния  $l_1$  и  $l_2$  от полумуфты до соответствующих подшипников 3 и 4). Кроме того, в формуляре указывается муфта, на которой при центровке установлена скоба и направление вращения роторов; последнее определяет правую и левую стороны муфты, если смотреть от турбины на генератор.

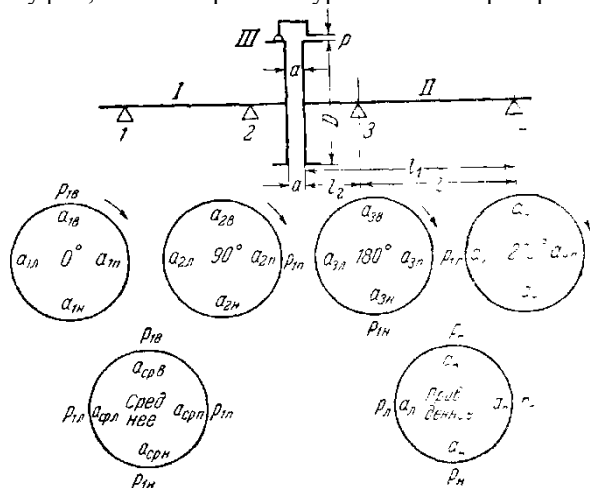


Рисунок 11.4. Формуляр центровки роторов по муфтам. I — ротор турбины; II — ротор генератора; III — скоба на роторе турбины.

В середине первых четырех кругов делают пометки, при каком угле поворота сделаны записи аксиальных замеров; пятый—служит для записи среднеарифметических данных аксиальных и радиальных замеров при четырех различ-



ных положениях роторов, записанных в указанных выше четырех кругах. В шестом круге записываются приведенные данные, т.е. данные, получаемые, как разность между среднеарифметическими данными пятого круга и минимальным значением соответствующих осевых и радиальных зазоров по данным того же пятого круга (см. рис. 11.6, а).

Подсчет среднеарифметических величин центровки по торцам производится по формуле:  $a_{ср.в}=(a_{1в}+a_{2в}+a_{3в}+a_{4в})/4$ ; аналогично этому производятся подсчеты  $a_{ср.н}$ ,  $a_{ср.п}$  и  $a_{ср.л}$ .

Подсчет приведенных величин центровки производится по формуле:  $a_в=a_{ср.в}-a_{ср.мин}$ .

Аналогично этому производится подсчет приведенных величин:  $a_н$ ,  $a_п$ ,  $a_л$ ,  $p_в$ ,  $p_н$ ,  $p_п$  и  $p_л$ .

Непараллельность торцов муфты в вертикальной плоскости, т.е. излом линии роторов (с раскрытием вверх или вниз), определяется на 1 м диаметра муфты по формуле:  $A_в=(a_в-a_н)/D$ .

Аналогично этому вычисляется непараллельность торцов муфты в горизонтальной плоскости  $A_г$ .

При центровке по окружности смещение роторов в вертикальной плоскости определяется по формуле:  $P_{вер}=(p_в-p_н)/2$ .

Аналогично этому вычисляется смещение роторов в горизонтальной плоскости  $P_г$ .

При анализе результатов измерений, произведенных в холодном состоянии турбины, необходимо учитывать те изменения в положении роторов, которые произойдут в процессе работы турбоагрегата; положение линии роторов горячей турбины значительно отличается от положения ее в холодном состоянии. Эти изменения вызываются.

1) всплыванием опорных шеек ротора на масляной пленке, образующейся во время работы во вкладышах подшипников. Всплывание вызывает различный подъем на масляной пленке при разнице в диаметрах соединяемых валов. При этом происходит смещение ротора не только в вертикальной, но и в горизонтальной плоскости влево при вращении ротора по часовой стрелке и вправо — против часовой стрелки. Величина такого смещения, которое должно учитываться особенно при центровке по расточкам концевых уплотнений, увеличивается: при уменьшении удельной нагрузки на вкладыши, при увеличении окружной скорости, при повышении вязкости масла, при понижении температуры масла на выходе из подшипников. Эта величина доходит до 0,1—0,3 мм в зависимости от формы расточки вкладыша (§ 17.3) и может быть определена соответствующим расчетом.

2) тепловыми деформациями корпуса турбины и неравномерным тепловым расширением фундамента турбины и корпусов подшипников вследствие их неодинаковых температур нагрева при работе турбоагрегата. Особенно на центровке сказывается неравномерность прогрева фундамента, так как вследствие больших размеров фундамента и почти одинаковых коэффициентов линейного расширения у железобетона и стали даже

небольшие температурные разности по фундаменту приводят к заметному изменению центровки. По данным одного из исследований при прогреве фундамента конкретной турбинной установки был замерен подъем фундаментной плиты под передним стулом подшипника почти на 1,5 мм, в то время, как под возбудителем подъема почти не было обнаружено; установившейся температуры фундамент достиг через 19 дней работы турбоагрегата, при этом разность температур в указанных двух крайних точках фундамента достигала 45° С.

Должен также учитываться высокий неодинаковый нагрев корпусов подшипников, жестко соединенных с цилиндром турбины, вследствие чего вкладыши подшипников перемещаются по вертикали на разную высоту. Поправки на вертикальное температурное расширение корпусов подшипников могут быть определены по формуле  $\Delta h=\alpha\Delta tH$ .

Для чугунных корпусов подшипников величина их вертикального линейного расширения  $\Delta h$  при разности температур  $\Delta t$  в 100° С может быть принята в 1,04 мм на 1 м высоты (H).

3) влиянием вакуума в конденсаторе, которое вызывает опускание выхлопных патрубков цилиндра низкого давления и корпусов крайних подшипников, отлитых с ними за одно целое, а также влиянием веса воды, заполняющей конденсатор, если он жестко связан с выхлопными патрубками ЦНД. Поправка на опускание выхлопной части ЦНД может быть определена непосредственными измерениями путем закрепления скобы с индикатором сверху на полумуфте генератора, при этом ножка индикатора должна касаться полумуфты ЦНД. Измерения производятся при полностью собранном турбоагрегате (полумуфты разъединены) в двух состояниях: при холодной турбоустановке и при вакууме после пуска эжекторов без подачи пара на лабиринтовые уплотнения. На основании этих двух измерений путем пересчета на нормальный вакуум можно определить поправку на центровку при рабочем вакууме турбины.

Эти практические обстоятельства, вызывающие изменения в центровке при переходе к рабочим условиям, должны учитываться по заводским данным, по данным монтажных формуляров и на основании специальных исследований турбоагрегата. Полученные поправки и величины смещения для каждого подшипника складываются алгебраически; при этом не учитываются только поправки, величина которых не превышает 0,03—0,04 мм. При всех условиях должна устанавливаться в холодном состоянии только такая расцентровка, которая действует в благоприятную сторону и при рабочих условиях сводится к нулю.

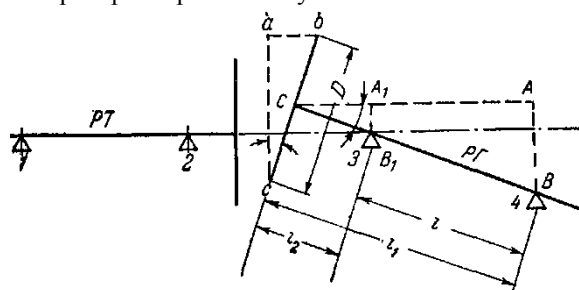
Необходимость определять указанные поправки при каждом капитальном ремонте должна быть исключена записью в формуляре агрегата правильного положения роторов в холодном состоянии с учетом этих поправок.

Таким образом, если, учитывая указанные соображения по переходу к рабочим условиям, разница в осевых и радиальных зазорах, замеренных при центровке, превышает величины, приведенные на стр. 128, необходимо выправить положение валов, так как это указывает на ненормальность положения торцевых поверхностей полумуфт (излом осей) и на несовпадение центров полумуфт.

Выправление положения валов производится путем перемещения вкладышей и корпусов соответствующих подшипников как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости; при этом в связи с тем, что перемещения вкладышей и корпусов подшипников для изменения положения осей роторов вызывают изменения зазоров в лабиринтовых уплотнениях, эти перемещения могут производиться лишь в самых ограниченных пределах, определяемых допустимыми изменениями зазоров в уплотнениях.

При обнаружении расцентровки, прежде чем менять подкладки у подшипников или производить их передвижку для изменения положения роторов, необходимо по результатам центровки произвести подсчеты требующихся подкладок и передвижек с тем, чтобы избежать ошибок и излишних операций и тем самым ускорить очень трудоемкую работу по проверке и исправлению центровки.

При центровке турбоагрегата, имеющего несколько роторов, нельзя решать вопрос исправления центровки по замерам, произведенным на одной муфте; для этого нужно иметь данные по центровке всех муфт агрегата и по расположению всех роторов в расточках уплотнений.



**Рисунок 11.5.** Схема взаимного положения роторов турбины (РТ) и генератора (РГ) по данным центровки по муфтам.

Эти данные и полученные величины замеров достаточны для определения необходимых перемещений подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Для наглядности по этим данным строят вертикальные и горизонтальные проекции взаимного положения роторов и муфт (рис. 11.5). Из этого построения следует, что для устранения непараллельности торцов в вертикальной плоскости необходимо повернуть вал генератора вокруг точки С так, чтобы линия ВС совпала с линией СА. Это может быть достигнуто путем подъема подшипника 4 на величину АВ и подшипника 3 на  $A_1B_1$ .

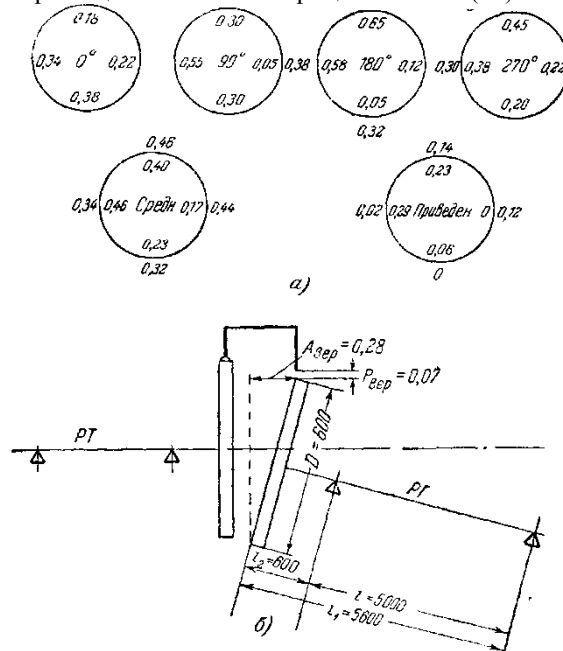
Из подобия треугольников abc; ABC и  $A_1B_1C$  и известных по данным центровки величин АВ и  $A_1B_1$  следует:  $ab/ac=AB/AC$ .

Отсюда  $AB=ab*Ac/ac=(a_b-a_n)l_1/D=A_b+l_1$  и  $ab/ac=A_1B_1/A_1C$ , откуда  $A_1B_1=A_b+l_2$ .

Изменением положения подшипников 3 и 4 на соответствующие величины  $A_1B_1$  и АВ будет достигнута параллельность торцов муфт (ликвидирован излом роторов), но не будет еще устранено несовпадение осей роторов в вертикальной плоскости. Поэтому к указанным выше перемещениям подшипников, связанным с устранением непараллельности, нужно прибавить перемещения этих же подшипников, устраняющие несовпадение осей роторов в вертикальной плоскости.

Аналогично указанным подсчетам величин перемещений в вертикальной плоскости производится подсчет величин необходимых перемещений подшипников в горизонтальной плоскости.

Подсчет полного перемещения подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях должен производиться с учетом направления перемещения, при этом подъем подшипника вверх и его передвижка вправо считаются положительными (+), а опускание подшипника вниз и его перемещение влево — отрицательными (—).



**Рисунок 11.6.** Пример записи и подсчетов результатов центровки по муфтам.

Только после всех указанных замеров, подсчетов и тщательной проработки полученных результатов по взаимному положению всех роторов по полумуфтам и расточкам можно приступать к изменениям положений подшипников для исправления обнаруженных ненормальностей центровки по муфтам.

Примером подобных расчетов могут служить данные центровки роторов турбины и генератора, приведенные на рис. 11.6, где центровочные скобы укреплены на валу турбины.

Расстояние между центрами подшипников ротора генератора  $l_1=5$  м, расстояние от торца муфты до переднего (со стороны турбины) подшипника генератора  $l_2=0,6$  м и диаметр муфты между роторами турбины и генератора  $D=0,6$  м. По этим данным определяются величины и направления требующихся перемещений при центровке ротора генератора для совмещения его оси с осью ротора турбины, принятого в данном случае за базу.

Из анализа замеров аксиальных и радиальных зазоров следует: 1) торцы роторов в вертикальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие вверх) на 1 м диаметра муфты  $A_B=(a_B+a_H)/D=(0,23-0,06)/0,6=0,28$  мм.

Для устранения этого излома необходимо: а) задний подшипник генератора поднять на  $A_B l_1=0,28(5+0,6)\approx 1,57$  мм.

б) передний подшипник генератора поднять на  $A_B l_2=0,28*0,6\approx 0,17$  мм.

2) величина верхнего радиального зазора больше нижнего, и в связи с тем, что центrovочная скоба укреплена на муфте ротора турбины, этот ротор находится выше ротора генератора на величину  $P_{\text{вер}}=(p_B-p_H)/2=(0,14-0)/2=0,07$  мм.

Для устранения этого радиального смещения необходимо оба подшипника генератора поднять на 0,07 мм.

Таким образом, для устранения излома и радиального смещения роторов в вертикальной плоскости необходимо:

а) задний подшипник генератора (со стороны возбуждателя) поднять на величину  $A_B l_1 + P_{\text{вер}} = 1,57 + 0,07 = 1,64$  мм,

б) передний подшипник генератора поднять на величину  $A_B l_2 + P_{\text{вер}} = 0,17 + 0,07 = 0,24$  мм;

3) торцы роторов в горизонтальной плоскости непараллельны и имеют излом (раскрытие влево) на 1 м диаметра муфты:

$$A_r=(a_H-a_L)/D=(0-0,29)/0,6=-0,48 \text{ мм.}$$

Для устранения этого излома необходимо:

а) задний подшипник генератора передвинуть влево на  $A_r l_1 = -0,48(5+0,6) = -2,69$  мм,

б) передний подшипник генератора передвинуть влево на  $A_r l_2 = -0,48 \cdot 0,6 = -0,29$  мм;

4) величина правого радиального зазора больше левого и в связи с тем, что центrovочная скоба укреплена на муфте ротора турбины, необходимо ротор генератора передвинуть вправо на величину  $P_{\text{гор}}=(p_H-p_B)/2=(0,12-0,02)/2=0,05$  мм.

Таким образом, для устранения излома и радиального смещения роторов в горизонтальной плоскости необходимо:

а) задний подшипник генератора передвинуть влево на величину

$$A_r l_1 + P_{\text{гор}} = -2,69 + 0,05 = -2,64 \text{ мм,}$$

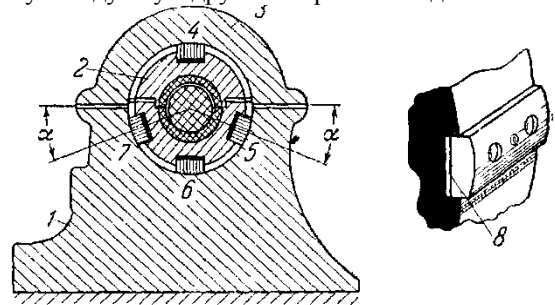
б) передний подшипник генератора передвинуть влево на величину

$$A_r l_2 + P_{\text{гор}} = -0,29 + 0,05 = -0,24 \text{ мм.}$$

Опорный подшипник типа приведенного на рис. 11.7 центрируется в расточке корпуса на четырех опорных подушках; эти подушки привертываются к вкладышу подшипника винтами.

Наружная поверхность подушек обточена концентрично с расточкой вкладыша. Правильная радиальная установка вкладышей достигается подбором сменных прокладок, закладываемых под подушки.

Подъем вкладыша в вертикальной плоскости производится путем подкладывания прокладки из калиброванной листовой стали соответствующей толщины под нижнюю опорную подушку вкладыша при одновременном уменьшении на такую же величину толщины прокладки под верхней опорной подушкой. Точно также для перемещения вкладыша в горизонтальной плоскости следует вынуть с одной стороны вкладыша из-под опорной подушки прокладку соответствующей толщины и переложить ее под опорную подушку с другой стороны вкладыша.



**Рисунок 11.7.** Опорный подшипник турбины. 1—корпус подшипника, 2—вкладыш, 3—крышка подшипника, 4, 5, 6 и 7—опорные подушки вкладыша, 8—тонкие стальные прокладки, регулирующие положение вкладыша; α—угол расположения боковых опорных подушек

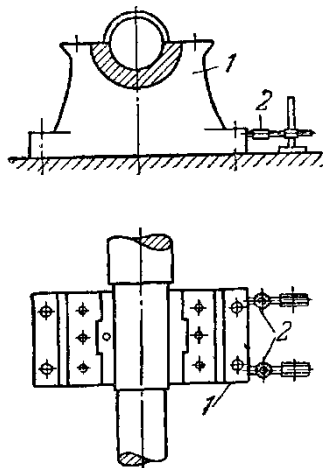
При установке прокладок следует учитывать угол расположения боковых подушек  $\alpha$  на вкладыше. Так, например, если ротор надо поднять по высоте на величину  $A$ , то необходимо под нижнюю подушку положить прокладку толщиной  $A$  и уменьшить на толщину  $A$  прокладку под верхней подушкой подшипника. Кроме того, под каждую нижнюю боковую подушку необходимо положить прокладку толщиной  $A \cdot \sin \alpha$ . Точно также при необходимости перемещения ротора в горизонтальной плоскости на величину  $B$  надо под одну боковую подушку положить подкладку толщиной  $B \cdot \cos \alpha$ , а под другой боковой подушкой уменьшить толщину подкладки на  $B \cdot \cos \alpha$ .

При необходимости одновременного перемещения ротора в вертикальной и горизонтальной плоскостях изменение толщины прокладок определяется алгебраической суммой толщин, полученных расчетом измерений.

Убедившись в правильности произведенной центровки по муфтам и в том, что после установки необходимых прокладок центровка по расточкам также будет в пределах допусков, опорные подушки после их снятия и изменения толщины прокладок должны быть плотно пригнаны к расточке корпуса подшипника (§17.2).

Под опорными подушками следует иметь одну-две прокладки, так как набор из большого числа тонких прокладок трудно поддается плотной пригонке. Прокладки должны устанавли-

ваться цельные из калиброванной стали, а не из латуни, так как последние сминаются (раздавливаются) при работе под влиянием вибраций роторов, вследствие чего нарушается центровка турбины. Точно также не разрешается установка прокладок не под всю опорную поверхность подушки вкладыша, а тем более—применение клиновых прокладок.



**Рисунок 11.8.** Контроль смещения корпуса подшипника в горизонтальном направлении. 1 — корпус подшипника 2 — индикаторы.

При вкладышах подшипников, не имеющих опорных подушек, перемещение ротора при центровке может быть произведено путем перемещения корпуса (стула) подшипника в том случае, если этот корпус жестко закреплен на фундаменте. В вертикальной плоскости это перемещение производится путем изменения толщины прокладок между основанием корпуса и плитой фундамента, в горизонтальной плоскости перемещение корпуса производится после ослабления болтов, крепящих корпус подшипника к плите фундамента, и выемки контрольных шпилек. Величина смещения корпуса контролируется индикаторами (рис. 11.8). После перемещения и крепления корпуса к фундаментной плите болтами производится проверка центровки, при получении удовлетворительных результатов производится развертывание отверстий под контрольные шпильки, изготовление и установка новых контрольных шпилек по новым диаметрам отверстий.

У корпусов подшипников, скользящих при тепловых расширениях по фундаментной раме, небольшое перемещение роторов при отсутствии у вкладышей опорных подушек производится шабровкой баббита вкладышей подшипников в пределах допуска зазоров; значительные перемещения в этих случаях могут производиться только после перезаливки и новой расточки вкладышей в соответствии с требующейся передвижкой ротора.

Как уже указывалось, изменение толщины прокладок под опорными подушками подшипников, улучшая центровку по муфтам, может нарушить центровку роторов по расточкам в цилиндрах, поэтому подобная регулировка положения роторов при центровке по муфтам допускает-

ся лишь в самых ограниченных пределах, которые определяются допустимыми отклонениями зазоров в лабиринтах.

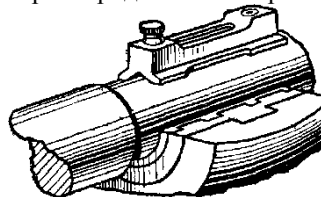
Изменение толщины прокладок под стойками подшипников практически не изменяет установки роторов по расточкам, так как в этом случае и цилиндр и ротор сдвигаются совместно, что обеспечивает сохранение установленных зазоров в лабиринтовых расточках. Подобное выпрямление при центровке может производиться у переднего подшипника ЦВД, если он жестко закреплен на фундаменте, и у подшипника генератора со стороны возбудителя. В последнем случае имеются довольно большие возможности для перемещения подшипника за счет изменения толщины имеющейся здесь изоляционной подкладки и за счет большого зазора между статором и ротором генератора.

После установки под корпусами подшипников или у вкладышей всех прокладок, необходимых для улучшения центровки роторов, обязательно проведение повторной контрольной центровки, результаты которой должны быть занесены в формуляр.

При ремонтах турбин следует производить центровку по муфтам дважды - один раз после вскрытия турбины, а другой раз — непосредственно при сборке и окончательном закрытии турбины.

Проверка центровки по муфтам между роторами ЦНД и генератора, произведенная после закрытия и обтягивания болтов разъема ЦНД, позволяет учесть влияние на центровку веса крышки ЦНД и обтягивания ее болтов.

По окончании центровки по муфтам необходимо произвести проверку положения роторов по уровню (рис. 11.9). Уровень при всех замерах должен быть так установлен посередине шейки ротора, чтобы поперечная ампула уровня показывала строго горизонтальное положение, т.е. нуль; только после этого следует производить отсчет наклона ротора в продольном направлении.



**Рисунок 11.9.** Проверка положения ротора по уровню «Геологоразведка».

Проверка положения роторов по уровню должна быть зафиксирована в формуляре, эти данные в сопоставлении с данными уклонов цилиндров в продольном направлении, проверяемых при вскрытиях цилиндров, позволяют судить о правильности установки цилиндров и роторов или об изменениях в их установке со времени предыдущего вскрытия.

### 11.3. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ ПО РАСТОЧКАМ УПЛОТНЕНИЙ.

Изменение прокладок под опорными подшипниками может вызвать нецентральное положение роторов по отношению к расточкам лабиринтовых уплотнений, что повлечет за собой изменение зазоров в лабиринтах и задавания в них при работе.

Поэтому при значительной расцентровке по полумуфтам при обнаруживаемых задеваниях в концевых и промежуточных лабиринтовых уплотнениях, а также после перезаливки вкладышей подшипников, после перецентровки диафрагм и после смены лабиринтовых уплотнений должна быть проверена центровка роторов в расточках цилиндров для концевых лабиринтовых уплотнений.

Эта проверка производится при вынутых корпусах концевых лабиринтовых уплотнений и роторах, уложенных на свои нижние вкладыши в нормальном положении. Перед проверкой необходимо очистить поверхности расточек лабиринтовых уплотнений и убедиться в отсутствии на них дефектов (забоин, наклепа, заусениц и др.). Замеры зазоров между шейками роторов и расточками лабиринтов в цилиндрах производятся штихмасом в трех точках (а, б, с) каждой из расточек корпусов лабиринтов с обоих концов ротора (рис 11.10).

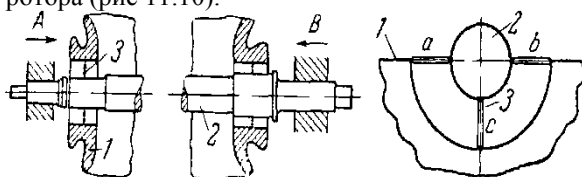


Рисунок 11.10. Центровка ротора по расточкам лабиринтовых уплотнений, 1-цилиндр, 2-ротор, 3-штихмас.

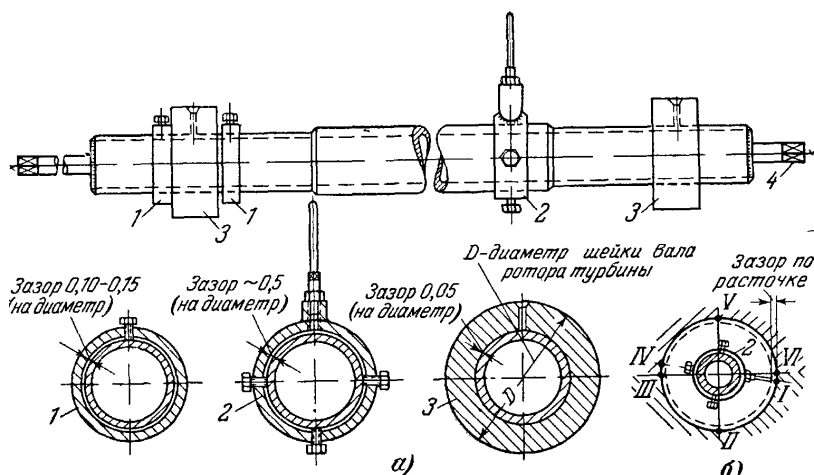


Рисунок 11.11. Борштанга. а—конструкция борштанги, б—измерение зазоров по расточкам уплотнений, 1—упорное кольцо, 2—хомут с измерительным стержнем, 3—опора, 4—квадрат для вращения борштанги.

Эти же замеры могут быть произведены при вынутом роторе с помощью борштанги, изго-

товляемой из трубы соответствующего диаметра с укрепленным на ней против измеряемой расточки приспособлением в виде стержня на хомуте (рис. 11.11,а). Хомут закрепляется на борштанге так, чтобы между концом стержня и поверхностью расточки был зазор в 0,3—0,5 мм (рис. 11.11,б); при этом, так же как и при применении штихмаса, замеры производятся в горизонтальной плоскости — два и в вертикальной — один.

При замерах положения в вертикальной плоскости, если статический прогиб борштанги вала не равен статическому прогибу ротора, необходимо учитывать разницу между этими прогибами.

Статический прогиб ротора обычно известен по данным завода-изготовителя. При отсутствии этих данных статический прогиб ротора подсчитывается по формуле  $f_{ст.р} = 300^2/n_{кр}^2$ , см; где  $n_{кр}$ —критическое число оборотов ротора по опытным данным эксплуатации. Статический прогиб борштанги определяется, как прогиб равномерно нагруженной и свободно лежащей на опорах балки, по формуле  $f_{ст.б} = 5Pl^3/(384εJ)$ ; где  $P$  — нагрузка от веса борштанги, кг;  $l$ —расстояние между опорами, см;  $ε$ —модуль упругости, кгс/см<sup>2</sup> (для стали  $2 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>);  $J$  — момент инерции, см<sup>4</sup>.

Для трубы  $J=0,05 (D^4-d^4)$ , где  $D$  и  $d$ —наружный и внутренний диаметры трубы, см.

Практически прогиб борштанги может быть проверен путем сравнения его с прогибом ротора по расточке под центральную диафрагму.

Измерения с помощью борштанги отличаются удобством, наглядностью и особенно хорошие результаты дают при закрытии крышки цилиндра и замерах положения указателя борштанги, заменяющей ротор, по отношению ко всей расточке в целом.

Разница в размерах а, б и с (см. рис. 11.10) показывает величину и направление смещения ротора. Эти замеры при правильном положении ротора турбины в цилиндрах должны быть в рабочих условиях равны между собой, что указывает на концентричное положение ротора по отношению к расточкам.

В случае неправильного положения роторов в лабиринтовых расточках необходимо исправить это положение соответствующим подбором и сменной части прокладок под опорными подушками вкладышей подшипников. При неравно-

мерных размерах, замеренных по обеим сторонам ротора в плоскости разреза, необходимо сместить ротор в горизонтальной плоскости на разность боковых размеров, деленную пополам. При замере в нижней точке, отличным от полусуммы боковых замеров, перемещение ротора необходимо произвести в вертикальном направлении на вели-

чину, равную разности между замером в нижней точке и полусуммой боковых размеров.

Допуск при этой центровке, т. е. Размеры  $a-b$  и  $c-(a+b)/2$ , обычно не должны превышать 0,1 мм, если нет каких-либо специальных указаний в монтажных формулярах или инструкциях завода-изготовителя.

При подборе толщины и смене прокладок следует учитывать влияние расстояния от подшипника, у которого изменяются прокладки, до лабиринтовой расточки. После изменения толщины прокладок под опорными подшипниками центровка по расточкам должна быть вновь проверена.

Очевидно, что центровка по муфтам может нарушить центровку по расточкам, поэтому центровки по муфтам и по расточкам должны согласовываться между собой в пределах допусков по этим центровкам; такое согласование центровок при тщательном и продуманном подходе всегда возможно.

#### 11.4. ЦЕНТРОВКА ПО УРОВНЮ И СТРУНЕ.

Центровки корпусов подшипников и цилиндров по уровню и струне являются обязательными операциями при монтаже турбоагрегата, несмотря на то, что этот монтаж на электростанции производится по контрольным шпилькам, шпонкам и замерам в соответствии с формулярами завода-изготовителя, где турбоагрегат обычно проходит контрольную сборку и испытания на заводском стенде. Эта проверка должна дать уверенность в правильном положении роторов, цилиндров и подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

В некоторых случаях при ремонтах обнаруживается, что отдельные цилиндры и подшипники установлены с неправильным уклоном по отношению к осевым линиям роторов, что может являться следствием неравномерной осадки фундамента турбоагрегата или ошибок, допущенных во время монтажа. В этих случаях, а также в случаях, когда при сборке турбин, находившихся в длительной эксплуатации, производятся трудоемкие работы, связанные с приведением в порядок фундаментов, с исправлением опорных поверхностей турбины, со сменой и исправлением направляющих шпонок, шпоночных пазов, фундаментных болтов и контрольных шпилек, приходится производить центровку по уровню и струне с тем, чтобы привести их в соответствие с данными заводских монтажных формуляров.

Задачей этой центровки является такое взаимное расположение цилиндров и корпусов подшипников по высоте и наклону их плоскостей разреза к горизонту в поперечном и продольном направлениях, чтобы оси роторов в рабочих условиях представляли непрерывную плавную кривую линию и были расположены концентрично в расточках цилиндров.

Обычно при монтаже общий уклон плоскостей разрезов цилиндров и корпусов подшипников, который необходимо выдержать для учета

прогиба роторов под действием собственного веса, равномерно распределяется между отдельными цилиндрами и направлен в одну сторону (см. рис. 11.2).

При проверке уклонов цилиндров и корпусов подшипников, кроме гидростатического уровня, используются уровень «Геологоразведка», проверочные линейки и опорные призмы (рис. 11.12).

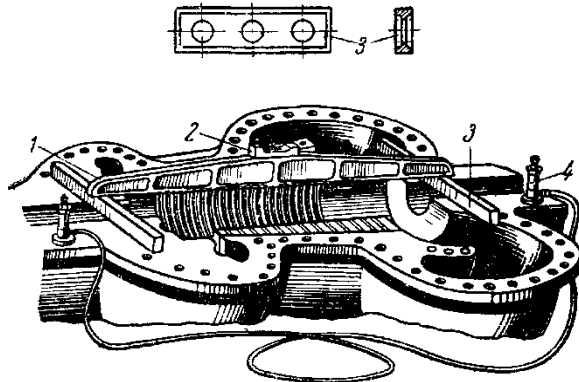


Рисунок 11.12. Проверка положения цилиндров уровнем «Геологоразведка», установленным на проверочной линейке и гидростатическим уровнем. 1-проверочная линейка, 2-уровень «Геологоразведка», 3—призмы 4—гидростатический уровень.

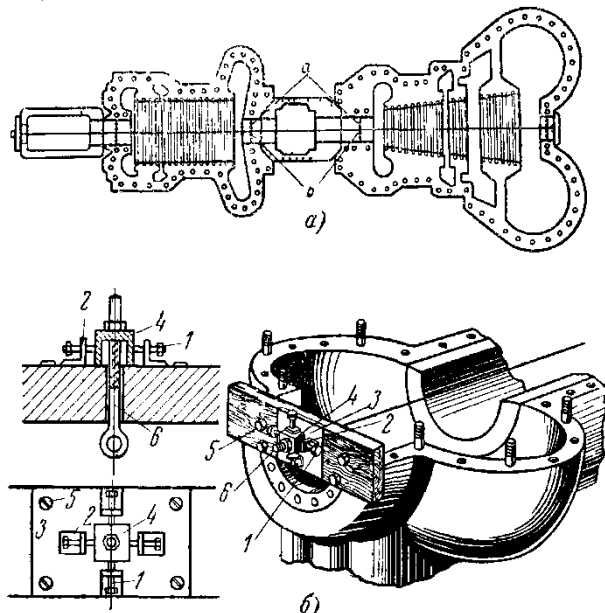
Длина проверочной линейки должна быть достаточной для возможности проверки на длине цилиндра между задней и передней расточками лабиринтов нижних половин цилиндров. Над этими расточками и расточками под вкладыши подшипников устанавливаются опорные призмы, на них кладется проверочная линейка и на последнюю укладывается уровень. После замера на данном цилиндре линейка постепенно передвигается с плоскости разреза одного цилиндра на плоскость разреза другого цилиндра, пока не будут проведены измерения по всей турбине.

Подобная же проверка оси в продольном направлении может быть произведена гидростатическим уровнем (см. рис. 7.27, а). При отсутствии такого уровня заводского изготовления для грубой проверки может быть использован гидростатический уровень упрощенного типа, который нетрудно изготовить из самой станции из резинового шланга и двух водомерных стекол (мензурок), насаженных на конец шланга (рис 11.12). Знание разности высот двух точек по длине турбины и расстояния между этими точками дает возможность определить наклон разрезов цилиндров к горизонту и сделать те же выводы, что при выверке линейной с уровнем

Положение цилиндров и корпусов подшипников в поперечном направлении, которое должно быть горизонтальным, также проверяется уровнем «Геологоразведка», поставленным на фланец разреза цилиндра или непосредственно с помощью проверочной линейки и опорных призм.

Перед проверкой центровки корпусов подшипников и цилиндров по уровню обязательно должно быть обеспечено плотное прилегание опорных поверхностей корпусов подшипников на

фундаментных рамах, равномерность зазоров по обеим сторонам вертикальных шпонок, центрирующих корпуса подшипников по отношению к цилиндрам турбины, а также правильное расположение и надлежащая подгонка шпоночных соединений цилиндров с корпусами подшипников и корпусов подшипников с фундаментными рамами.



**Рисунок 11.13.** Центровка по струне. а—общий вид при проверке, б — приспособление для натяжения струны. 1—установочные болты, 2—угольники, 3—металлическая планка, 4—ползун, 5—шпильки, 6—натяжной болт.

Центровка по струне, носящая предварительный характер, производится при вынутых роторах, струна натягивается вдоль оси турбоагрегата и таким образом как бы характеризует продольные оси вынутых роторов.

В качестве струны выбирается стальная проволока диаметром 0,3—0,5 мм (обычно рояльная струна), которая закрепляется крайними точками у первого и последнего подшипников турбины на высоте оси агрегата (рис 11.13,а). У последнего подшипника струна крепится на планке, укрепленной так, чтобы струна занимала строго центральное положение по отношению к расточке ближайшего лабиринта. У переднего подшипника струна крепится на выносной стойке, благодаря чему имеется возможность путем передвижения стойки найти строго центральное положение струны по отношению к расточке лабиринта, ближайшего к переднему подшипнику. Струна должна быть натянута с максимальным усилием, допускаемым ее прочностью (обычно равным около  $\frac{3}{4}$  ее разрывной нагрузки), что обеспечивает ее минимальный провес.

Для натяжения струны может быть применено простое и очень удобное приспособление, показанное на рис 11.13,б. Оно состоит из планки 3, привернутой шпильками 5 к деревянной рейке. Натяжение струны производится натяжным болтом 6, а установка в центре расточки—

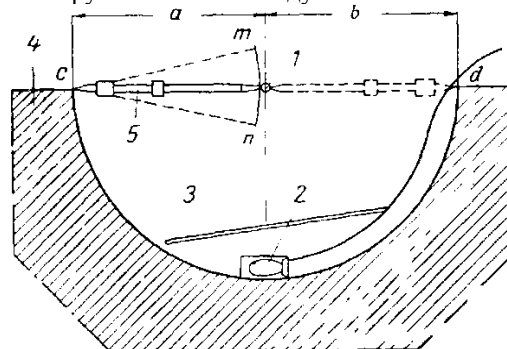
установочными болтами 1, которые при ввертывании в угольники 2 передвигают ползун 4 в нужную сторону.

После натяжения струны проверяется центровка струны по отношению к расточкам всех остальных лабиринтов турбины, а также к расточкам диафрагм и маслозащитных колец подшипников, уложенных в цилиндры. Струна должна пройти через геометрические центры всех расточек, деля тем самым горизонтальные диаметры расточек пополам.

Если струна занимает по отношению ко всей длине указанных расточек центральное положение (косое положение оси расточки по отношению к струне не допускается), то, следовательно, и все роторы турбины при их укладке займут в расточках центральное положение, а оси роторов расположатся в одной вертикальной плоскости. В противном случае приходится производить выверку цилиндров, корпусов подшипников и диафрагм по отношению к натянутой струне.

При выверке на совпадение осей расточек со струной необходимо учитывать поправки на изменение при переходе на рабочие условия эксплуатации турбины (§ 11.2).

Практически определение равенства размеров а и b (рис. 11.14) производится подвижным штихмасом с микрометрической головкой; для этого одним концом штихмас устанавливается в точках с и d и другим его концом около струны описывается дуга mn.



**Рисунок 11.14.** Проверка штихмасом положения струны по отношению к измеряемой расточке. 1—струна, 2—лампочка, 3—бумага, 4—расточка уплотнения, 5 — штихмас.

Во избежание вибрации натянутой струны при замерах не следует задевать штихмасом за струну. Штихмас должен только слегка касаться струны при упоре в точках с и d. В расточку лабиринта для улучшения освещения при замерах кладут переносную электрическую лампочку на 12 В, закрытую сверху листом белой бумаги, что предохранит зрение от резкого освещения; эта же лампочка может быть использована в электрической схеме со световым сигналом для установления момента касания штихмаса о струну.

Максимально допускаемые отклонения при центровке по струне, подсчитываемые как полуразность величин замеров от осей расточек справа и слева, принимаются в зависимости от

диаметра расточек в пределах 0,03—0,04 мм для лабиринтовых расточек ЦВД и 0,05—0,1 мм для расточек концевых лабиринтовых уплотнений ЦНД. Достижение такой точности центровки по расточкам концевых уплотнений обеспечивается возможностью изменения прокладок под подушками регулируемых вкладышей подшипников, отклонения по расточкам которых при центровке по струне допускаются до 0,2—0,3 мм.

После окончания выверки и передвижения корпусов подшипников и цилиндров по струне, которые не должны нарушать произведенной ранее центровки по уровню, необходимо подогнать по новому месту шпонки, контрольные шпильки и крепящие болты, изготавливая в необходимых случаях новые. После окончательного закрепления производится контрольная проверка центровки.

Если цилиндры и корпуса подшипников при монтаже были правильно отцентрированы и установлены в вертикальной и горизонтальной плоскостях, благодаря чему роторы располагаются concentрично в каждом из цилиндров относительно соответствующих расточек концевых лабиринтовых уплотнений, то обычно центровки по расточкам и по муфтам, производимые в процессе капитального ремонта, носят проверочный характер или требуют только небольших доводочных операций.

### **11.5. ЦЕНТРОВКА ТРЕХОПОРНЫХ РОТОРОВ.**

При центровке по уровню одноцилиндрового турбоагрегата, имеющего трехопорный ротор, ротор генератора укладывается на свои подшипники горизонтально или с превышением в сторону переднего подшипника по уровню «Геологоразведка» на одно-два деления.

При центровке по уровню двухцилиндрового турбоагрегата, имеющего трехопорный ротор, ротор низкого давления укладывается на свои подшипники горизонтально или с подъемом в сторону переднего подшипника по уровню на одно-два деления.

При центровке по уровню трехцилиндрового турбоагрегата, имеющего трехопорный ротор, цилиндр низкого давления и соответственно его ротор устанавливаются горизонтально, а другие цилиндры и роторы агрегата, так же, как в одно- и двухцилиндровых турбинах после окончательной установки базовых цилиндров и центровки их роторов по расточкам, прицентровываются в соответствии с приведенными ранее указаниями.

Оба ротора в каждом из указанных турбоагрегатов, имеющие три опоры, соединены между собой жесткой муфтой, в которой одна из полумуфт имеет на торцевой поверхности выступающий центрирующий буртик, входящий в соответствующую выточку другой полумуфты (рис. 12.2).

Благодаря наличию жесткой муфты два этих вала представляют собой фактически один вал на трех опорах. При таком соединении сме-

щение одного из подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях приводит к изменению величины прогиба роторов и к перераспределению нагрузок между подшипниками от веса роторов.

При проведении центровки по полумуфтам трехопорных роторов передний конец ротора, не имеющего задней опоры, укладывается на свой подшипник, а задний конец этого ротора опирается торцевым буртиком его полумуфты, входящим, примерно, наполовину в выточку полумуфты соседнего двухопорного ротора. Для того чтобы такое соединение могло служить опорой заднему концу ротора и во избежание выпадения буртика из выточки в диаметрально противоположные отверстия жесткой муфты вставляются с некоторой слабостью два болта.

У турбин К-300-240 при центровке муфты между роторами высокого и среднего давления под задний конец ротора высокого давления, не имеющего своего подшипника, подводится специальная центровочная опора, входящая в конструктивную опору среднего подшипника; центровочная опора после окончания центровки и соединения жесткой муфты опускается.

С учетом указанных условий центровка по полумуфтам и соответствующие изменения по результатам центровки производятся так же, как это описано выше для роторов, каждый из которых имеет по две опоры; при этом проверка по окружности не производится, так как бурт одной полумуфты центрируется в выточке другой и смещение роторов по результатам центровки производится с учетом наличия только трех опор.

При центровке трехопорных роторов необходимо также учитывать, что часть веса одноопорного ротора воспринимается консольной частью соседнего ротора; это вызывает увеличение прогиба указанной консольной части, увеличивает нагрузку на средний подшипник, а также ведет к разгрузке заднего подшипника центрируемого двухопорного ротора и к уменьшению стрелы его статического прогиба. Для уменьшения нагрузки от веса роторов на средний подшипник и равномерного ее распределения по всем подшипникам необходимо при центровке трехопорного агрегата добавить в вертикальной плоскости раскрытие внизу между торцами полумуфт. Таким раскрытием внизу полумуфт роторов высокого и среднего давления и объясняется повышенный подъем передней шейки ротора турбины К-300-240 ЛМЗ, указанный на рис. 11.2 и выполняемый заводом при монтаже.

При отсутствии заводских данных величина раскрытия полумуфт может быть определена расчетным путем и с помощью динамометра.

Предварительно необходимо уточнить веса роторов и определить величину проекций баббитовых заливок всех трех вкладышей подшипников; эти данные дают возможность определить нагрузку, которая приходится на каждый вкладыш, если принять оба ротора за один монолитный и исходить из необходимости иметь оди-



наковую удельную нагрузку на каждый вкладыш подшипника.

Задавшись величиной раскрытия полумуфт в нижней точке, которая зависит от веса обоих роторов, их жесткости, диаметра муфты, расстояния между подшипниками и колеблется в пределах от 0,1 до 0,5 мм, производится центровка роторов так, чтобы получить внизу принятую величину раскрытия полумуфт.

По окончании центровки жесткая соединительная муфта между роторами полностью соединяется болтами и на разьеме среднего подшипника укрепляется индикатор с упором его ножки на верхнюю часть шейки ротора. После застропки ротора около среднего подшипника через динамометр к крюку крана (рис. 11.15) и постепенной весьма медленной натяжки троса производится контроль по индикатору за моментом сдвига ротора. При показании стрелки индикатора 0, 01—0, 02 мм дальнейший подъем прекращается и по динамометру определяется то усилие, которое потребовалось, чтобы стронуть ротор.

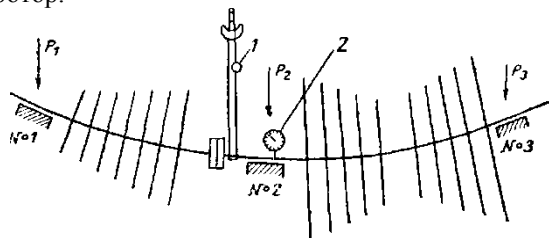


Рисунок 11.15. Проверка динамометром нагрузки на вкладыши трехопорного агрегата. 1—динамометр, 2—индикатор.

Если величина подъемного усилия примерно соответствует той нагрузке на средний подшипник, которая была определена указанным выше расчетным путем, то принятая величина раскрытия полумуфт внизу считается правильной и центровка может быть закончена. Если же величина подъемного усилия оказалась больше, чем расчетная нагрузка на средний подшипник, то принятое раскрытие по полумуфтам надо увеличить, в противном случае, наоборот, уменьшить.

Для примера приводятся данные по центровке жесткой муфты трехопорного ротора двухцилиндровой турбины, которая произведена при раскрытии полумуфт 0,3 мм в нижней точке.

Вес ротора ВД  $P_1=8000$  кг, вес ротора НД  $P_2=19000$  кг. Проекции баббитовых заливок вкладышей соответственно  $f_1=800$  см<sup>2</sup>,  $f_2=1200$  см<sup>2</sup> и  $f_3=1000$  см<sup>2</sup>. Вес обоих роторов  $P=P_1+P_2=8000+19000=27000$  кг. Сумма площадей проекций  $F=f_1+f_2+f_3=800+1200+1000=3000$  см<sup>2</sup>.

Удельная нагрузка на вкладыши  $P/F=27000/3000=9$  кг/см<sup>2</sup>.

Отсюда определяется нагрузка на каждый вкладыш  $p_1=800*9=7200$  кг,  $p_2=1200*9=10800$  кг,  $p_3=1000*9=9000$  кг.

Проверка подъемного усилия динамометром при заданном раскрытии полумуфт в 0,3 мм показала для среднего вкладыша № 2 величину 10400 кг, что незначительно отличается от на-

грузки 10800 кг на вкладыш, найденной расчетным путем при заданном раскрытии полумуфт, следовательно, центровку при этом раскрытии можно считать правильной

## 11.6. ЦЕНТРОВКА ПЕРЕДНЕГО КОНЦА ВАЛА ТУРБИНЫ («МАЯТНИКОВАЯ» ПРОВЕРКА).

При наличии жесткой муфты между роторами, несмотря на точную подгонку торцов полумуфт и соединения их призонными болтами, нередко при сборке турбины наблюдается неравномерная затяжка этой муфты. Даже небольшой перекос торцов полумуфт и неравномерность затяжки болтов вызывают нецентричность переднего конца вала, которая влечет за собой «биение» переднего конца при работе турбины; такое «биение» резко сказывается на работе всей передней части турбины и вызывает ее вибрацию. Во избежание этого дефекта необходимо при сборке турбины после проверки состояния торцов полумуфт и центровки роторов производить проверку биения переднего конца вала, связанного с другим валом посредством жесткой муфты.

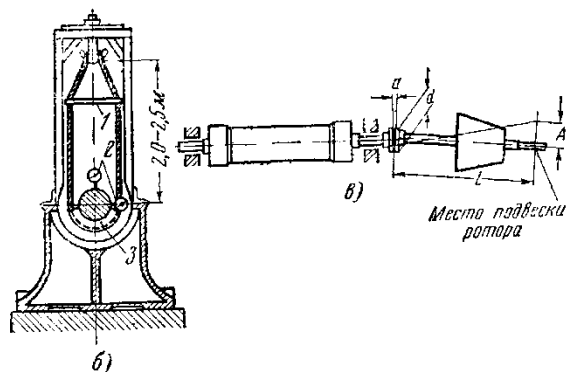
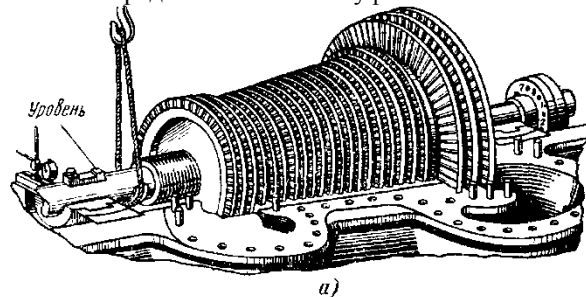


Рисунок 11.16. Проверка отсутствия «биения» переднего конца вала при затяжке болтов жесткой муфты. а — подвеска ротора с помощью крана, б — подвеска ротора с помощью специального приспособления для «маятниковой» проверки, в — определение величины перекоса при «маятниковой» проверке. 1—распорка, 2—индикаторы, 3 — вкладыш.

Передний конец вала после нормальной затяжки жесткой муфты должен быть подвешен в непосредственной близости от вкладыша переднего подшипника длинным тросом к крюку крана (рис. 11.16,а) и при вынужденном нижнем вкладыше этого подшипника оба вала, соединенных жесткой муфтой, проворачиваются валоповоротным устройством. При отсутствии возможности использовать валоповоротное устройство перед-

ний конец ротора приподнимается специальным подъемным приспособлением (рис. 11.16,б) на высоту, достаточную для выемки нижнего вкладыша подшипника. Выкатывание нижнего вкладыша из-под вала, подвешенного на указанном приспособлении, обычно производится с помощью рычага и рымов, вворачиваемых в разъем вкладыша (рис. 11.17); после небольшого поворота вкладыша (а), достигаемого действием рычага через деревянную подкладку, дальнейший поворот вкладыша до полного его выхода из-под вала (поворот на 180°) производится при опирании конца рычага на вал через медную прокладку (б). После выемки вкладыша и выверки вала по уровню производятся указанные ниже замеры; при этом проворачивание роторов производится тросом, закрепленным на крюке крана (см. рис. 9.2).

Перед незначительным подъемом конца вала на его шейку ставится уровень или опирается в вертикальной плоскости индикатор, закрепленный на корпусе подшипника для того, чтобы после выемки нижнего вкладыша опустить ротор до того уровня, на котором он был до подвески конца вала на кран (рис. 11.16).

При проворачивании валов «биение» переднего конца вала замеряется с помощью индикатора, укрепленного сбоку переднего подшипника; замером величины биения по индикатору определяется совпадение центра этого конца с осью турбоагрегата. Такое совпадение имеет место при нулевых показаниях индикатора во время поворота валов на любой угол.

Максимальное отклонение стрелки индикатора при этой центровке не должно быть выше 0,06 мм. При более значительных отклонениях необходимо перетяжкой болтов жесткой муфты добиться показаний индикатора, не превышающих указанной величины.

Для ускорения центровки следует на окружности торца переднего конца вала нанести мелом метки с номерами, точно соответствующими количеству и положению болтов жесткой муфты. При этом записи показаний индикатора нужно производить при совпадении его штифта с меловыми метками на валу. Каждое показание должно быть записано с указанием соответствующего номера метки и направления поворота стрелки индикатора (плюс или минус).

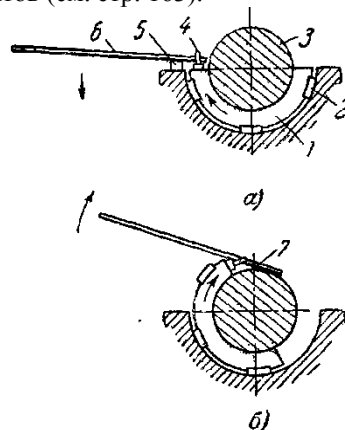
## 12. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ.

### 12.1. ТИПЫ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ.

Для соединения роторов и передачи крутящего момента от одного ротора к другому применяются различные по конструкции соединительные муфты, состоящие из двух полумуфт, которые насаживаются на концы валов соединяемых роторов. Основными типами соединительных муфт роторов турбин являются: жесткие, полужесткие, подвижные (кулачковые, зубчатые) и гибкие (пружинные).

При таких записях легко и быстро определяются номера болтов муфты, подлежащих дополнительной затяжке для центровки переднего конца вала.

Невозможность устранения «биения» переднего конца ротора и значительные изменения величины «биения» в зависимости от порядка и силы затяжки соединительных болтов муфты указывают на некачественную обработку соприкасающихся торцов полумуфт, наличие их перекоса и на необходимость проверки и устранения этих дефектов (см. стр. 163).



**Рисунок 11.17.** Выкатывание нижнего вкладыша подшипника. а — поворот вкладыша при опоре рычага на разъем подшипника; б — поворот вкладыша при опоре рычага на вал. 1-нижний вкладыш подшипника; 2-опорные колодки; 3-шейка вала; 4-рым; 5-деревянная подкладка; 6-рычаг, 7-медная подкладка.

Величина перекоса полумуфт (рис. 11.16,б) определяется из выражения  $a=Ad/2l$ , мм, где  $A$  — замеренное индикатором «биение» переднего конца вала, мм;  $d$  — диаметр фланцев полумуфт, м;  $l$  — длина вала от фланца полумуфты до точки его подвески, м.

Указанную «маятниковую» проверку биения свободного конца наиболее легкого ротора при соединенной жесткой муфте следует производить как для трех-, так и для четырехопорных турбоагрегатов; для четырехопорного агрегата при этой центровке необходимо после соединения полумуфты болтами и подвески переднего конца вала к крану удалить вкладыши обоих подшипников легкого ротора.

В современных турбоагрегатах мощностью 100000 кВт и выше наибольшее применение получили жесткие и полужесткие соединительные муфты, хотя они и требуют наиболее точной центровки роторов (К-100-90, К-150-130, К-200-130 и К-300-240).

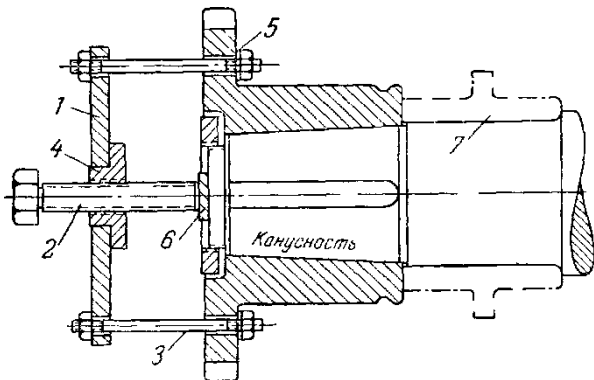
Соединительные муфты являются важными и ответственными деталями турбоагрегатов, так как обеспечивают передачу мощности от роторов турбины к ротору генератора, несут большую нагрузку и вращаются с большой окружной скоростью. Хотя муфты не подвергаются воздействию пара и воды высоких температур, так как

вращаются в воздушной среде, материал муфт испытывает значительные напряжения. Кроме напряжений, связанных с действием центробежных сил и зависящих от масс и скорости вращения деталей муфт, в последних возникают знакопеременные напряжения, напряжения ударного характера, связанные с толчками, и другие временные повышения напряжений.

Основные детали муфт изготавливаются из поковок углеродистых и легированных сталей различных марок (25, 35, 45, 34ХН1М и 35ХМА).

Полумуфты насаживаются с натягом на цилиндрические или конические концы валов; величина натяга принимается в пределах 0,0003–0,0006 от диаметра вала; меньший натяг относится к муфтам турбин меньших мощностей.

Посадка полумуфты производится после предварительной притирки по краске ее втулки к посадочному месту на валу; посадка может считаться удовлетворительной, когда 70—80% всей поверхности внутренней расточки полумуфты имеет контакт с соответствующей поверхностью вала. Полумуфта сажается на вал после небольшого подогрева до точно и заранее установленного места и заклинивается двумя осевыми диаметрально противоположными шпонками, препятствующими проворачиванию полумуфты на валу при работе турбины. Боковые плоскости шпоночных пазов в полумуфтах и валах должны быть строго параллельны между собой и относительно оси вала; допуск не должен превышать 0,03 мм. После посадки для предотвращения осевого перемещения полумуфта затягивается гайкой, которая завинчивается на нарезанный конец вала; гайка стопорится двумя шпильками или винтами, головки которых в свою очередь стопорятся кернами.



**Рисунок 12.1.** Снятие полумуфты с вала. 1-фланец, 2-нажимной болт, 3-стяжные шпильки, 4-втулка с резьбой, 5-шайбы, 6-подкладка, 7-шаблон.

При нормальном ремонте нет надобности в снятии полумуфт с валов. Если для ремонта самой полумуфты или для снятия других деталей, насаженных со стороны муфты (дисков, уплотнительных втулок и т. п.), полумуфта должна быть снята с вала, предварительно необходимо проверить наличие четкой маркировки, которая обеспечит обратную посадку всех снятых деталей точно на свои посадочные места. В противном случае может быть нарушена балансировка соб-

ранного ротора. Кроме того, предварительно, после установки ротора на козлы, производится точный замер расстояния между торцом втулки полумуфты и галтелью вала; более точные результаты дает снятие шаблона, определяющего положение полумуфты на валу в осевом направлении (рис. 12.1).

После вывертывания или высверливания стопора свертывается с резьбы вала гайка, предохраняющая муфту от осевого перемещения, и вынимаются шпонки. Далее устанавливается стягивающее приспособление и полумуфта тросом подвешивается к крану; после выбора слабны троса и создания натяжным болтом усилия стягивания производится нагрев полумуфты пламенем двух автогенных горелок; нагрев производится, начиная от фланца полумуфты с постепенным переходом к ее ступице, до тех пор пока полумуфта не начнет сдвигаться с конуса вала.

Обратная посадка полумуфты на вал производится после нагрева ее двумя автогенными горелками до 110—130°C или нагрева ее в кипящей воде. Предварительно полумуфта в холодном состоянии насаживается плотно на вал так, чтобы обеспечить совпадение шпоночных канавок вала и полумуфты; иначе в процессе дальнейшей посадки выправить несовпадение не представится возможным.

После нагрева полумуфта вручную доводится до первоначального посадочного места согласно ранее снятого шаблона; только такая посадка позволит создать необходимый натяг полумуфты на валу и обеспечит соответствующий зазор между торцами полумуфт.

Если по заводским данным известна величина посадочного натяга, величину необходимого продвижения полумуфты после ее нагрева в сторону посадки (от места посадки в холодном состоянии) нетрудно подсчитать по формуле:

$\Delta l = N_m \cdot 100 / k$ ; где  $N_m$ —натяг при посадке муфты на вал,  $N_m = (0,0003—0,0006) D$ ;  $k$ —конусность вала, %. Величина конусности определяется из выражения  $k = (D-d)/l$ ; где  $D$ —максимальный диаметр конуса муфты, мм;  $d$ —минимальный диаметр конуса муфты, мм;  $l$ —посадочная длина конуса муфты, мм.

Например, если муфта имеет размеры:  $D=400$  мм,  $d=370$  мм,  $l=500$  мм и рассчитана на натяг  $N_m = 0,0006 D$ , то величина продвижения полумуфты по конусу равна:  $\Delta l = N_m \cdot 100 / k = N_m / (D-d) = 0,0006 \cdot 400 \cdot 500 / (400-370) = 4$  мм.

Обратная посадка полумуфты должна быть произведена тщательно, 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; эксцентричность посадки определяется максимальной разностью показаний индикатора в двух диаметрально противоположных точках окруж-

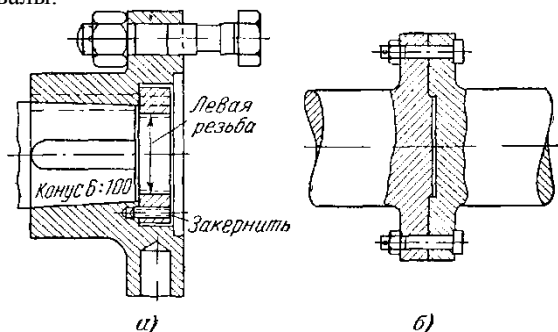
ности полумуфты; радиальное биение по отношению к оси вала не должно превышать 0,03 мм. При обнаружении каких-либо ненормальностей в посадке в первую очередь должен быть произведен контрольный осмотр посадочных поверхностей и шпонок после снятия полумуфты с вала.

Соединение одной полумуфты с другой при сборке надо производить обязательно при одном и том же постоянном взаимном расположении — при совпадении меток и других имеющихся на полумуфтах условных знаков. Неправильная и недостаточно тщательная пригонка, посадка, сборка и центровка полумуфт могут служить причинами значительной вибрации роторов турбины. Вибрации турбины, возникающие из-за плохой сборки, неуравновешенности и неудовлетворительной работы соединительных муфт, могут быть устранены только после ликвидации указанных ненормальностей. Динамическая балансировка роторов должна производиться с собранными полумуфтами.

При наличии тонкостенного цилиндрического кожуха с плоскими торцевыми стенками, который обычно устанавливается между муфтой и корпусом и служит для уменьшения окисления масла, вызываемого вентиляционным действием муфты, вращающейся в воздушно-масляной среде, необходимо после сборки муфты надежно укрепить этот кожух с соответствующими зазорами по отношению к вращающимся частям.

## 12.2. ЖЕСТКИЕ МУФТЫ.

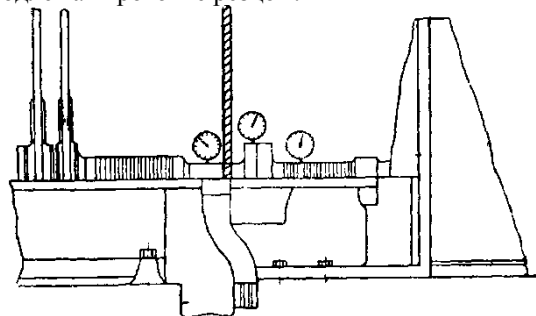
Жесткие муфты состоят из двух полумуфт в виде толстых фланцев на концах соединяемых валов. Эти полумуфты насаживаются, как указано выше, на конические (с конусностью 0,5%), на цилиндрические концы валов или откованы за одно целое с валом (рис. 12.2). Жесткие муфты просты по конструктивному устройству, надежны, и сами по себе не требуют ремонта. Для этих муфт обязательными являются: точная центровка валов, полная уравновешенность полумуфт, строгая перпендикулярность торцов полумуфт оси вращения ротора и плотная посадка полумуфт на валы.



**Рисунок 12.2.** Жесткие муфты. а — фланец муфты с посадкой на конусный конец вала; б — фланцы муфты откованы заодно целое с валом.

Проверка правильности положения полумуфты на валу и проверка на отсутствие перекаса ее торцевой поверхности по отношению к оси ротора производится двумя индикаторами; после

выемки одного из роторов индикаторы укрепляются на уровне разъема перпендикулярно торцу полумуфты и на одном радиусе от оси вала. Замеры производятся при вращении ротора так же, как это указано для диска упорного подшипника. Торцевые поверхности полумуфт диаметром 500 мм и выше, имеющие перекас больше 0,025—0,03 мм («бой» 0,05—0,06 мм по показаниям индикатора), после строгой выверки по оси вращения подлежат проточке резцом.



**Рисунок 12.3.** Проверка плотности посадки полумуфт.

При проточке вращение ротора, уложенного на свои подшипники, производится валоповоротным устройством; при невозможности использования валоповоротного устройства вращение ротора осуществляется с помощью ременной передачи или редуктора от электродвигателя со скоростью 20—30 об/мин. Осевой разбег ротора при проточке не должен превышать 0,01—0,015 мм, поэтому производится сборка упорного подшипника и устанавливается шариковый упор с противоположной стороны. Суппорт с резцом устанавливается и закрепляется на плоскости разъема цилиндра или на специальной подставке с расчетом достижения строгой перпендикулярности проточенного торца полумуфты к оси ротора.

Незначительные перекасы торцов, забоины и выпуклости на их поверхности могут быть устранены шабровкой. Шабровка производится по пятнам краски, получаемым на торцевой поверхности полумуфты с помощью шабровочной плиты, подвешенной на кране, и считается удовлетворительной при получении одного-двух пятен на 1 см<sup>2</sup> поверхности торца.

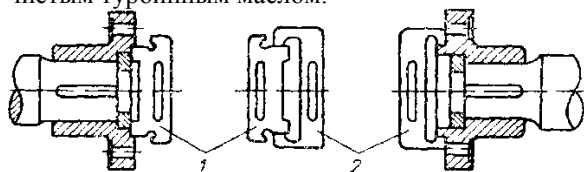
После снятия полумуфт и их обратной посадки проверка плотности посадки должна установить отсутствие излома роторов при их подъеме краном. Для этой цели после сблчивания полумуфт и соответствующей установки на муфте и на валу трех индикаторов производится незначительный подъем одного из роторов, застропленного непосредственно около муфты, до отрыва обоих роторов от вкладышей подшипников (рис. 12.3). Если разница в показаниях индикаторов при двух положениях ротора, отличающихся одно от другого на 90°, превышает 0,01-0,03 мм, необходимо проверить плотность посадки полумуфт после снятия их с вала. Проверка производится осмотром посадочных мест на отсутствие наклепа, забоин и следов коррозии, измерением

имевшего место натяга, а при конусной посадке - проверкой посадочных мест по краске.

Соединяемые полумуфты взаимно центрируются по точно подогнанным одна к другой замковым выточкам; поэтому перед выемкой одного из роторов необходимо раздвинуть полумуфты так, чтобы выступ одной из них вышел из выточки в другой; между раздвинутыми полумуфтами следует проложить лист картона (см. рис. 8.7). Если эти меры не будут приняты, может возникнуть перекося вала при подъеме, что приведет к поломкам в лопаточном аппарате. Для раздвигания полумуфт служат отжимные болты, которые после сборки должны быть обязательно удалены с муфты.

Для проверки зазора между центрирующей муфтой выступом и выточкой, который не должен превышать 0,03 мм, изготавливается шаблон (по соответствующему диаметру выточки) из листовой стали толщиной 2—3 мм. По шаблону из такой же стали изготавливается контршаблон. Величина указанного зазора измеряется щупом при приложении контршаблона к выступу полумуфты в разных направлениях (рис 12.4).

В жестких муфтах применяются призонные болты, точно без какой-либо слабину подогнанные к поверхностям соответствующих болтовых отверстий в полумуфтах. Отверстия в обеих полумуфтах должны находиться по отношению одно к другому на одной оси, быть точными по размерам и иметь чистоту поверхности не ниже 7—8-го класса; оси отверстий должны быть строго перпендикулярными к торцам полумуфт. К отверстиям, удовлетворяющим указанным требованиям, каждый болт в отдельности пригоняется шлифовкой; все отверстия и подогнанные к ним болты маркируются. При сборке болты и отверстия в полумуфтах, а также их торцы должны быть тщательно очищены от грязи, забоин и заусениц и перед установкой в отверстия смазаны чистым турбинным маслом.



**Рисунок 12.4.** Шаблон для измерения зазора у центрирующего пояса полумуфты. 1 — шаблон, 2 — контршаблон.

При точной центровке валов болты плотно при одинаковых несильных ударах медной выколоткой среднего веса по их головкам проходят в отверстия полумуфт. Применять значительные усилия и удары для заколачивания болтов не следует. Затяжку болтов следует производить равномерно и настолько крепко, чтобы вращение от вала к валу передавалось только трением торцов полумуфт; такая затяжка предохраняет болты от срезающих усилий. Равномерность окончательной затяжки болтов должна быть проверена по биению свободного конца вала. Во избежание ослабления затяжки и отвертывания в работе на

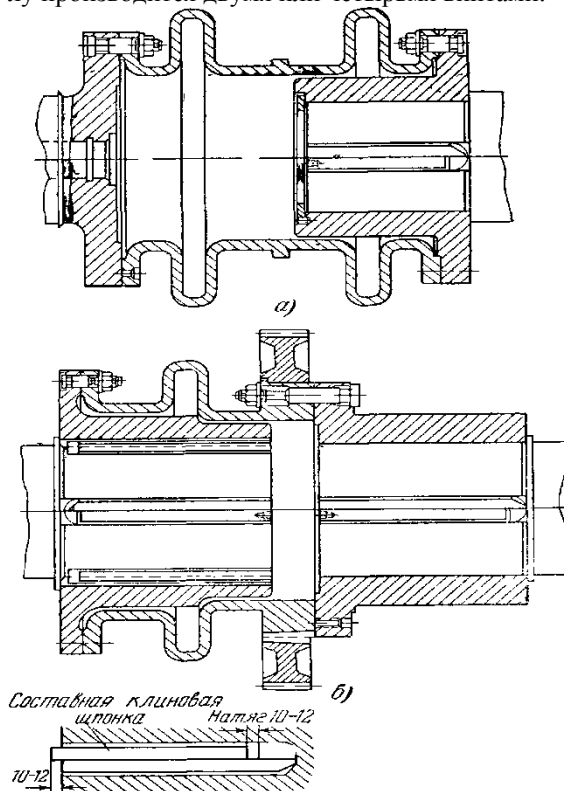
болты должны быть поставлены стопоры или шплинты (замки).

### 12.3. ПОЛУЖЕСТКИЕ МУФТЫ.

К полужестким муфтам относятся муфты, имеющие волнистые компенсаторы, выточенные из одной поковки (рис. 12.5). Наличие одной или двух «волн» компенсаторов создает некоторую упругость, необходимую для компенсации незначительных температурных удлинений валов и изгибающих усилий при расцентровке (изломе осей) соединяемых роторов в пределах допусков.

Концы вала для посадки этих полумуфт обычно выполняются коническими с конусностью 1:200 (0,5%); такая конусность требует для обеспечения натяга полумуфты ее продвижения в сторону посадки в нагретом состоянии на 50—60 мм от места посадки на холодный вал.

Полумуфта укрепляется на валу клиновыми шпонками; каждая такая шпонка состоит из двух клинообразных частей неодинаковой длины; длинная часть шпонки вставляется в паз свободно до упора, а вторая, более короткая часть, забивается в паз медной выколоткой с натягом 10—12 мм (см. рис. 12.5, б). Стопорение полумуфт на валу производится двумя или четырьмя винтами.



**Рисунок 12.5.** Полужесткие муфты. а—с двумя «волнами» компенсатора, б—с одной «волной» компенсатора.

Для обеспечения необходимой концентричной установки крепление компенсатора к полумуфте производится призонными болтами. Полужесткие полумуфты не имеют центрирующих расточек; они центрируются с помощью призонных болтов. В связи с этим при установке призонных болтов для соединения фланца полумуфты, имеющей компенсатор, с фланцем второй по-

лумуфты, являющейся жесткой, должно быть обеспечено совпадение отверстий обеих полумуфт; радиальное смещение правильно развернутых отверстий при правильной посадке полумуфт на валу указывает на неудовлетворительную центровку полумуфт.

Применять значительные усилия и удары для заколачивания болтов в отверстия при соединении полумуфт не следует, так как это может вызвать их взаимное смещение. Контроль за отсутствием таких смещений производится двумя индикаторами, ножки которых упираются на фланец полумуфты, несущей компенсатор; при этом один индикатор должен замерять вертикальное, а другой — горизонтальное смещение полумуфт при вводе болтов для их соединения.

При обнаружении в болтовых отверстиях полумуфт больших забоин, задиоров и глубоких рисок, которые не могут быть устранены легкой подшабровкой, необходимо произвести развертывание (райберовку) этих отверстий. Развертывание дефектного отверстия производится при соединении полумуфт всеми остальными болтами, как для нормальной работы. При развертывании применяются цилиндрические развертки, отличающиеся одна от другой по диаметру на 0,1—0,15 мм; развертывание производится до устранения с поверхности отверстия оказанных дефектов и получения отверстия с блестящей ровной поверхностью и одинакового диаметра на всей его длине.

В связи с изменением диаметра отверстия к нему изготавливается новый призонный болт с шлифованной поверхностью, который после смазки турбинным маслом забивается в отверстие легкими ударами свинцовой кувалдой; для сохранения уравновешенности муфты такой же болт ставится в противоположном отверстии муфты.

В остальном способы разборки, ремонта и сборки полужестких муфт те же, что и описанные выше для жестких муфт.

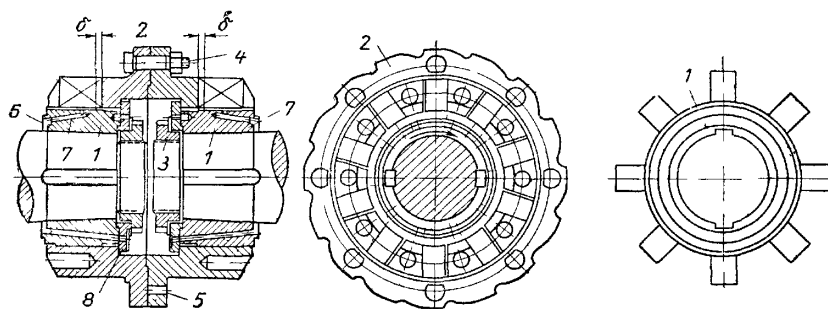
## 12.4. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ.

**Кулачковые муфты.** Подвижная кулачковая соединительная муфта, которая служит для передачи крутящего момента и компенсации осевых перемещений соединяемых роторов при их тепловых расширениях, получила большое распространение в турбоагрегатах низкого и среднего давления (рис. 12.6).

Эта муфта имеет четыре основные части:

две звездочки и две соединительные полумуфты (коронки). Посадка звездочки на вал производится с натягом на конусный или цилиндрический конец вала. Каждая звездочка насаживается на вал на две шпонки и закрепляется торцевой гайкой, которая в свою очередь стопорится в замок отгибанием язычка шайбы (стопора) из листового железа, подкладываемой под гайку.

Полумуфты соединяются между собой призонными болтами и должны свободно перемещаться по звездочкам в пределах осевого разбега муфты. Это достигается центрированием соединительных полумуфт с зазором 0,08—0,15 мм по пояскам, имеющимся за кулачками на краях звездочек. Такая скользящая посадка соединительных полумуфт на звездочках обеспечивает осевую подвижность муфты, необходимую для восприятия температурных удлинений валов.



**Рисунок 12.6.** Подвижная кулачковая муфта.

1-звездочка, 2-соединительная полумуфта (коронка); 3-торцевая гайка, 4-соединительный болт, 5-отжимной болт, 6-кольцевая выточка для ввода масла, 7-канал для подвода смазки к кулачкам, 8-ограничительная шайба.

Увеличение радиальных зазоров между звездочкой и соединительной полумуфтой может привести к некоторому небалансу роторов и к ударам в муфту при пуске, на холостом ходу и при изменениях нагрузки турбоагрегата. Такие ненормальности ведут к наклепам и односторонней выработке центрирующих поясков звездочек и соединительных полумуфт. Недопустимы и малые радиальные зазоры, так как они могут привести при некоторой расцентровке роторов по полумуфтам к «заклиниванию» муфты, т.е. к превращению ее из подвижной в жесткую. Недопустимо большой радиальный зазор в центрирующих поясках между соединительной полумуфтой и звездочкой может быть уменьшен путем проточки на несколько миллиметров центрирующих поясков на кулачках соединительной полумуфты и соответствующей их наплавки; обычно наплавка в зависимости от марки материала муфты производится при подогреве от 150 до 250°C электродами диаметром 3—4 мм при пониженной силе тока. Шлифовка наплавленного места производится с расчетом получения радиального зазора по пояскам не более 0,08—0,15 мм на диаметр.

Величина осевого разбега в муфте определяется величиной зазоров между пазами соединительных полумуфт и соответствующими торцами кулачков звездочек  $\delta$ , т.е. тем, что глубина паза полумуфты больше длины кулачка звездочки. Величина свободного перемещения валов в осевом направлении при их термическом удлинении определяется суммой указанных зазоров в обеих полумуфтах, которая колеблется в пределах 4—8 мм, ограничивают осевое смеще-

ние полумуфт шайбы, зажимаемые торцевыми гайками.

При работе турбины недостаточная величина осевого разбега муфты может вызвать вибрации не только в области соединительной муфты, но и по цилиндрам турбины; этот недостаток в муфте между ЦНД и генератором может привести к осевым колебательным перемещениям ротора генератора с резкими ударами в муфте.

Осевой разбег в муфте проверяется с помощью индикатора, установленного на плоскости разбега опорного подшипника около собранной в рабочее положение муфты; величина осевого разбега определяется по разности показаний индикатора, ножка которого касается торца соединенных болтами полумуфт при их передвижении из одного крайнего положения в другое.

При ремонте для осмотра состояния кулачков муфты необходимо снять полумуфты со звездочек, для чего после удаления болтов из фланцев соединительных полумуфт обязательна выемка из цилиндра одного из роторов.

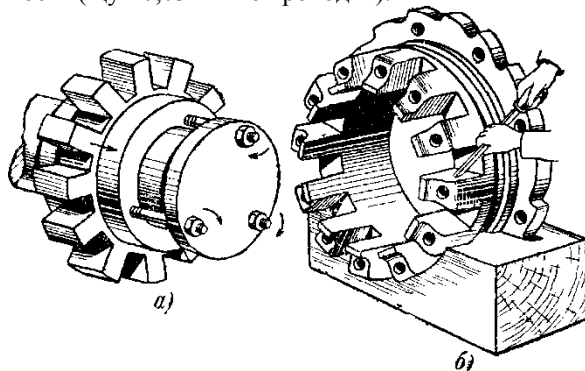
Если после разборки муфты и тщательной очистки деталей муфты от шлама и грязи, на торцах пазов полумуфт или на торцах кулачков звездочек обнаруживаются наклепы, а проверка осевого разбега в муфте покажет, что разбег недостаточен (меньше 4 мм), довести его до нужной величины можно путем изменения толщины ограничительных шайб; в крайнем случае, это может быть достигнуто за счет опиловки пазов в полумуфтах или проточкой их фланцев.

Если наклеп и неравномерная выработка обнаружены на рабочих поверхностях кулачков, следует произвести шабровку этих поверхностей; при этом необходимо добиваться, чтобы рабочие поверхности кулачков звездочки одновременно примыкали к соответствующим поверхностям кулачков соединительной полумуфты; нарушение этого требования ведет к усиленному и неравномерному срабатыванию, к значительной вибрации и даже к поломке кулачков вследствие передачи всей нагрузки только на часть кулачков. Работа по правильной пригонке кулачков требует значительной затраты времени и труда слесарей высокой квалификации.

Пригонка кулачков производится после проверки центрирующих поясков соединительных полумуфт и звездочек и снятия звездочек с валов. Звездочка после подвески к крюку крана и удаления торцевой гайки, крепящей ее на валу, снимается стяжными болтами с упором в торец вала (рис. 12.7,а) или выколачиванием свинцовыми кувалдами с двух сторон. Если при этом снять звездочку не удастся, необходимо прогреть ее равномерно пламенем автогенной горелки или двумя паяльными лампами, после чего снять одним из двух указанных выше способов.

Пригонка рабочей поверхности каждого кулачка звездочек и соединительных полумуфт производится шабровкой с применением шабровочной плитки или линейки, угольника и щупа так, чтобы были обеспечены должная чистота этой поверхности (отсутствие наклепа, забоин и

шероховатостей), строгая ее параллельность с осью вала и отсутствие зазора между кулачком и линейкой, уложенной на его рабочую поверхность (щуп 0,03 мм не проходит).



**Рисунок 12.7.** Ремонт кулачковой муфты. а — снятие звездочки с вала, б — шабровка кулачков соединительной полумуфты.

Непараллельность рабочей поверхности кулачков с осью вала, особенно при нагрузке, вызывает, кроме неуравновешенности, появление осевых усилий, которые стремятся переместить ротор в аксиальном направлении и могут вызвать «заклинивание» муфты и подплавление упорного подшипника.

При отсутствии специального приспособления для насадки звездочки и соединительной полумуфты, с помощью которого можно добиться их наиболее точной проверки и пригонки, в установленную фланцем вниз соединительную полумуфту аккуратно опускается горизонтально подвешенная к крану звездочка с предварительно нанесенным на кулачки тонким слоем краски. Отжатие звездочки в направлении соприкосновения рабочих поверхностей кулачков и передвижение звездочки вдоль оси на 5—10 мм дает возможность по отпечаткам краски проверить равномерность и одновременность взаимного прилегания кулачков звездочки и соединительной полумуфты. По этим данным производится опиловка и шабровка кулачков, пока краска не покажет одновременного касания всех кулачков не менее чем на 75% рабочей поверхности каждого из них (рис. 12.7,б).

По окончании пригонки рабочей поверхности кулачков необходимо подобным же порядком произвести подгонку кулачков с нерабочей стороны; при этом достаточно добиться одновременного касания четырех кулачков, расположенных один к другому под углом 90°; тангенциальные зазоры между нерабочими поверхностями этих кулачков должны быть одинаковыми и находиться в пределах 0,3—0,6 мм.

Если при рабочем положении муфты (рабочие поверхности кулачков находятся в соприкосновении) между нерабочими поверхностями кулачков имеются большие зазоры, последние могут быть уменьшены наплавкой кулачков с их соответствующей пригонкой или тщательным укреплением шурупами вплой стальных точеных пластинок необходимой тол-

щины на нерабочих поверхностях четырех кулачков, расположенных один к другому под углом в  $90^\circ$ . Крепление этих пластинок, производимых с соблюдением их одновременного и равномерного прилегания с зазором  $0,3—0,6$  мм, должно быть безусловно надежным, устраняющим возможность вывертывания или срезывания шурупов и выпадения пластинок во время работы турбины.

Большое значение для нормальной работы муфты имеет хорошая смазка кулачков; отсутствие смазки или ее недостаточность вызывает изнашивание поверхности кулачков (наклепы) и ненормальную работу вследствие повышения трения между кулачками. Подвод масла на муфту обычно осуществляется через специальные трубочки, укрепленные в торцах соседних подшипников и подающие масло в кольцевые выточки звездочек (см. рис. 12-6), из выточек масло под действием центробежной силы поступает через узкие каналы на смазку кулачков. При ремонте каналы и отверстия для подвода масла должны быть тщательно прочищены и продуты, а сами трубки направлены так, чтобы они подавали масло непосредственно в кольцевые выточки без задерживания за муфту.

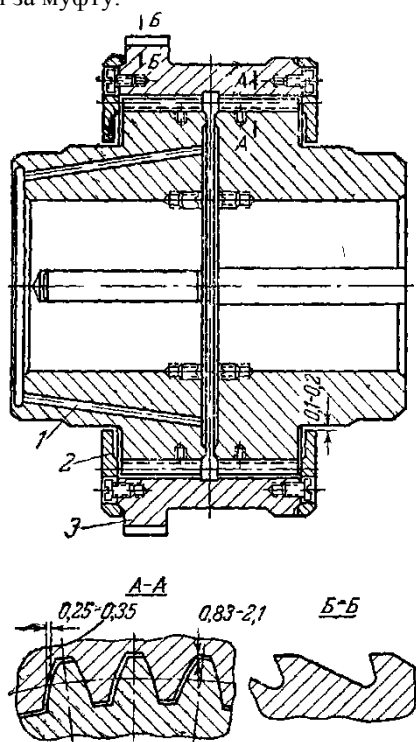


Рисунок 12.8. Подвижная зубчатая соединительная муфта.

Точность центровки соединяемых валов также является непременным условием хорошей работы кулачковой муфты, так как их эластичность невелика; неправильная центровка валов приводит в работе к износу кулачков и к «заклиниванию» муфты, что сопровождается ударами и вибрацией. Расцентровка по торцу и по окружности полумуфты не должна превышать  $0,08$  мм.

Перед укладкой роторов в цилиндры полумуфта каждая в отдельности должна быть пол-

ностью собрана на своем валу. Для этого после полной посадки звездочки на шпонки необходимо насадить на нее соединительную полумуфту, поставить шайбу, входящую в расточку полумуфты, заложить замковую шайбу из листовой стали, плотно затянуть торцевую гайку и отогнуть язычок замковой шайбы.

Окончив сборку полумуфты, следует проверить, что находящаяся под торцевой гайкой шайба, которая служит для ограничения осевого сдвига соединительной муфты, дает возможность разбега соединительной муфты по звездочкам. Отжимные болты, применяющиеся при разжатии полумуфт, должны быть при сборке удалены, так как наличие их на муфте в работе недопустимо из-за небаланса и возможности их вывертывания из своих гнезд.

**Зубчатые муфты.** Подвижная зубчатая (шлицевая) муфта (рис. 12.8) применяется отечественными турбозаводами для турбин мощностью до  $12000—18000$  кВт. Обе полумуфты 1 имеют по окружности зубья эвольвентного или прямоугольного сечения, которые находятся в зацеплении с зубьями на внутренней поверхности обоймы 3, охватывающей снаружи обе полумуфты. Осевое смещение роторов ограничивается кольцами 2, которые служат также для центровки обоймы 3 относительно полумуфт, и имеют по отношению к ним радиальные зазоры  $0,1—0,2$  мм на диаметр.

Смазка зубьев производится из соседних подшипников, откуда масло под действием центробежных сил поступает по наклонным каналам к зубчатым зацеплениям полумуфт. Благодаря непрерывной обильной смазке и распределению окружного усилия на большое количество зубьев их износа при правильной сборке и эксплуатации не наблюдается.

Обычно ремонт этих муфт заключается в тщательной очистке, проверке зазоров в зацеплении зубьев, проверке центровки и проверке чистоты и исправности системы смазки.

Посадочные натяги полумуфт на концы вала, влияние зазоров между зубьями и зазоров по центрирующим кольцам в зубчатых муфтах, а также способы их разборки, ремонта и сборки в основном те же, что описаны выше для кулачковых муфт.

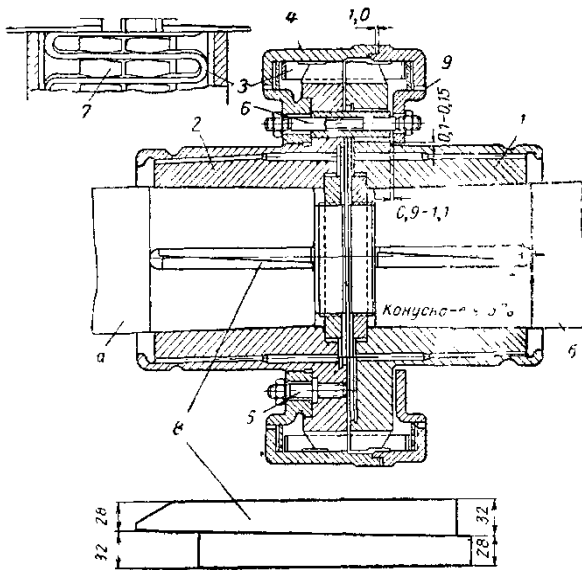
## 12.5. ГИБКИЕ МУФТЫ.

**Пружинные муфты.** Лучшей из гибких муфт, применяемых главным образом в турбинах средних мощностей, является пружинная муфта, в которой передача вращения от одной полумуфты к другой производится с помощью ленточной змеевидной пружины (рис 12.9); эти муфты допускают расцентровку соединяемых роторов до  $0,08$  мм. В современных мощных турбинах пружинные муфты уже не применяются из-за повышенного износа в эксплуатации, который вызывается невозможностью точной пригонки гнутых ленточных пружин, трудностью их динамической балансировки и возникающих больших сопротивлений при передаче больших крутящих моментов.



На фланцах муфты профрезерованы кулачки, между которыми закладываются ленточные пружины. Пружины удерживаются в канавках фланцев с помощью двух кожухов, охватывающих фланцы. Кожухи крепятся к обоим фланцам муфты соединительными болтами, причем левый кожух крепится к левому фланцу короткими шпильками, а правый кожух скрепляется с левым длинными шпильками. Длинные шпильки предназначены для соединения обоих кожухов, для чего длинные шпильки проходят без зазора через болтовые отверстия левого фланца и прижимаются своими заплечиками к левому фланцу. Через болтовые отверстия правого фланца они проходят с таким зазором, который обеспечивает, при неустановленных пружинах, беспрепятственное смещение одного ротора относительно другого на 4—5 мм по окружности. Возможность такого смещения достигается за счет соответствующих размеров овальных в тангенциальном направлении отверстий в правом фланце и зазоров 0,9—1,1 мм между заплечиками на длинных шпильках и внутренней торцевой поверхностью правого кожуха.

Упругость пружин и возможность относительного смещения полумуфт являются ценными свойствами муфты, так как благодаря этому изгибающий момент не передается с одного вала на другой даже при некоторой радиальной и осевой расцентровке валов. Ленточные пружины для удобства разборки и сборки состоят из отдельных сегментов, которые легко вынимаются и укладываются в канавки полумуфт легкими ударами медной выколотки; число сегментов пружин в зависимости от диаметра фланца муфты колеблется от трех до семи. Упругость всех сегментов пружин одной муфты должна быть одинаковой и проверяться по равномерности их толщины и твердости.



**Рисунок 12.9.** Гибкая пружинная муфта. а — вал высокого давления, б — вал низкого давления, 1-2—полумуфты, 3-ленточная пружина, 4-кожух, 5-короткие шпильки, 6-длинные шпильки, 7-кулачки муфты, 8-шпонка, 9-отверстие для стока масла.

Между торцом кожуха и краями витков пружин должен быть осевой зазор, который обеспечивает возможность свободного осевого перемещения пружин в кожухе в пределах 1,5—2 мм. Этот зазор может быть проверен оттиском свинцовой проволоки или путем измерения ширины пружины по наружным краям витков и размера внутренней расточки кожухов муфты. Между ступицей муфты и внутренней расточкой кожуха также должен быть радиальный зазор 0,1-0,15 мм.

Чтобы разобрать муфту и вынуть сегменты пружин, необходимо предварительно отвернуть все гайки со стягивающих шпилек и раздвинуть кожухи ломиком или отверткой и свинцовой кувалдой; если требуется выемка роторов, то длинные шпильки необходимо удалить полностью. При сборке следует длинные шпильки для удобства заранее укрепить на кожухе ведущего фланца муфты и при опускании ведомого ротора в цилиндр сдвинуть укаченный кожух в сторону ведущего ротора.

При сборке кожухов муфты неравномерная затяжка гаек длинных сквозных шпилек и отсутствие зазоров между кожухом и торцом ведомой полумуфты могут привести при работе турбины к обрывам шпилек, а затяжка с излишним усилием — к деформации кожухов.

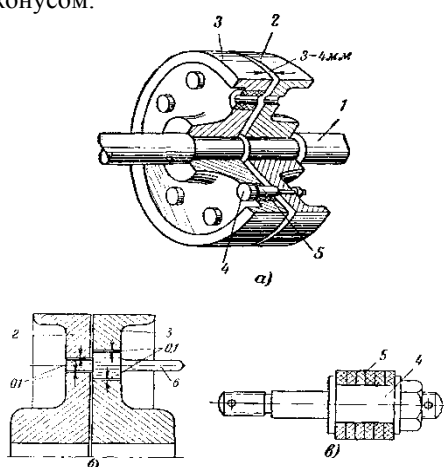
При ремонте необходимо произвести проверку отсутствия износа кулачков и пружин, произвести чистку кожухов, кулачков полумуфт и пружин от масляного шлама, грязи и ржавчины, устранить подшабровкой заусеницы на кулачках и проверить свободу посадки пружин в соответствующие канавки. Обработка рабочих поверхностей кулачков напильниками не допускается, так как чистота их обработки должна соответствовать 7-му классу.

В процессе эксплуатации при недостаточно высоком качестве пружин и неудовлетворительной центровке роторов возможны случаи не только поломки пружин в местах изгибов и переходов из одной полумуфты в другую, но и усиленный износ при этом кулачков муфты и даже их поломки. Во всех случаях износа должны проверяться шаг кулачков и центровка роторов по муфтам. Отклонения равномерности шага у обеих полумуфт свыше 0,1—0,15 мм должны исправляться шабровкой зубьев по шаблону; отклонения в центровке по муфтам как по торцу, так и по окружности свыше 0,05—0,06 мм требуют перецентровки роторов с учетом поправок на изменение положения роторов во время работы турбины.

Необходимо тщательно прочищать и продувать каналы для входа масла через отверстия в ступице ведущей полумуфты и сливные отверстия для масла в торцах кожухов муфты; запое этих отверстий шламом и грязью приводит к прекращению смазки зацепления муфты и к износу пружин и кулачков. Значительный износ пружин (до 1/3 их толщины) и кулачков муфты может потребовать полной смены всей муфты, так как замена только одного из этих элементов недопустима.

При сборке муфты сегменты пружин должны устанавливаться обратно на свои места согласно маркировке, так как перемена мест их установки может привести к появлению вибрации и износу пружин.

Посадка полумуфт производится с натягом или на цилиндрические или на конусные концы валов, имеющие конусность до 6%. Для предупреждения от проворачивания на валу полумуфты сажаются на сложенные вместе две клиновидные брускообразные шпонки с конусностью каждой в пределах 1/60-1/100. Сложенные вместе эти шпонки образуют как бы одну прямоугольную шпонку. Эти шпонки требуют точней подгонки по краске одна к другой и к шпоночному пазу. Удобство таких шпонок заключается в легкости разборки, так как несильно ударяя по шпонке, имеющей обратный конус, нетрудно извлечь сначала шпонку с прямым конусом, а затем и шпонку с обратным конусом.



**Рисунок 12.10.** Пальцевая муфта насосного агрегата с резиновыми втулками. а — пальцевая муфта в сборе, б — проверка шаблоном правильности размеров и совпадения отверстий в соединяемых полу муфтах, в - соединительный палец; 1-соединяемые валы, 2-ведущая полумуфта, 3-ведомая полумуфта, 4-соединительный палец, 5-втулка из резиновых колец, 6-шаблон.

При посадке зазор между торцами полумуфт должен быть установлен в пределах 4-6 мм. Увеличение этого зазора больше чем на 1—1,5 мм против возможного удлинения роторов при их нагреве во время работы турбины ухудшает условия работы пружин и может привести к их усиленному износу и поломкам.

**Пальцевые муфты.** Пальцевые или фланцевые муфты (рис. 12.10) обычно применяются для соединения роторов вспомогательных механизмов (различных насосов) с их приводами. Эти муфты имеют соединительные пальцы, один конец которых с насаженными кожаными или резиновыми манжетами свободно входит в отверстия одной полумуфты (зазор 0,5—1,5 мм на диаметр), а другой входит плотно своей металлической частью в отверстия другой полумуфты и зажимается до отказа гайкой. Незначительные аксиальные (осевые) и радиальные расцентровки соединяемых валов компенсируются в этих муфтах за

счет упругих свойств манжет (кожаных или резиновых), надеваемых на соединительные пальцы муфты.

При ремонте в основном проверяются состояние пальцев и отверстий под них в обеих полумуфтах, величина аксиального зазора между полумуфтами, правильность посадки полумуфт на соединяемые валы и состояния центровки агрегата.

При обнаружении неравномерного износа соединительных пальцев и отверстий под них в полумуфтах необходимо произвести проверку одинаковости диаметров и совпадения центров отверстий в обеих полумуфтах; несоблюдение этих условий приводит к неравномерной нагрузке соединительных пальцев и может вызвать вибрацию агрегата, связанную с появлением радиальной силы, смещающей полумуфту более легкого из роторов.

Проверка производится после снятия полумуфт с валов и соединения их по рискам в рабочее положение; при разнице в диаметрах отверстий больше 0,05 мм или при неравномерности их шага больше 0,1 мм необходимо перерайберовать отверстия с заменой изношенных пальцев. Более точно и быстро указанная проверка может быть произведена двумя одинаковыми шаблонами, которые несложно изготовить в механических мастерских электростанции (рис. 12.10,б). Один из шаблонов вставляется в отверстия под соединительный палец обеих полумуфт и фиксирует их положение, а второй шаблон, вставляемый поочередно в остальные отверстия полумуфт, дает возможность проверить совпадение осей отверстий обеих полумуфт.

Осевой зазор между полумуфтами, обеспечивающий необходимую подвижность роторов, обычно устанавливается в пределах до 3-4 мм, достигая в больших агрегатах до 6 мм. Величина осевого и радиального биения полу муфты при проверке индикатором правильности ее посадки на валу не должна превышать 0,05 мм.

При односторонней сработке резиновые или кожаные манжеты на пальцах муфты (рис. 12.10,б) должны быть заменены новыми. Диаметры пальцев по манжетам не должны отличаться один от другого больше чем на 0,05 мм и должны входить в соответствующие отверстия полумуфт с зазором не более 0,15— 0,20 мм. Для обеспечения правильной работы муфты упругие свойства манжет на всех пальцах должны быть одинаковыми; это достигается одновременной заменой всех манжет новыми, изготовленными из одного материала и строго одного размера и одинаково плотно зажатými на пальцах нажимными шайбами и гайками.

Неодинаковые упругие свойства манжет, их односторонняя сработка, неравномерный шаг отверстий в полумуфтах, слабость пальцев в отверстиях муфты, разность весов отдельных комплектных пальцев более 10-15 г и неудовлетворительная центровка агрегата, как указано выше, могут приводить к перекосам в муфте, ведущим к вибрациям и к износу подшипников.

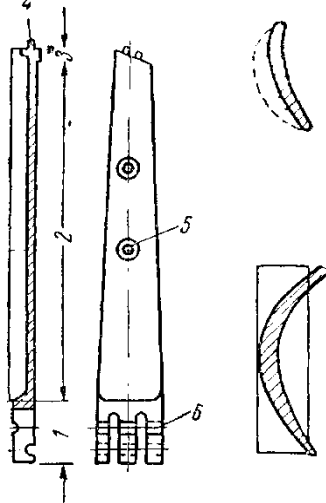
## 13. ЛОПАТКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН.

### 13.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРОВЕРКА СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА.

Лопаточный аппарат, основное назначение которого — преобразование потенциальной энергии пара, поступающего в турбину, в механическую работу вращения генератора, является одним из самых ответственных и дорогих элементов турбины; от качества материала, выполнения и установки лопаточного аппарата в значительной степени зависит надежность и экономичность эксплуатации турбины.

Под лопаточным аппаратом турбины понимается комплект следующих деталей: 1) рабочие лопатки (рис. 13.1), закрепленные на вращающихся дисках и барабанах роторов; 2) сопла и направляющие лопатки, закрепленные в неподвижных цилиндрах и диафрагмах; 3) ленточные и провололочные бандажи, которыми лопатки связываются между собой в пакеты; 4) промежуточные вставки между лопатками; 5) заклепки для крепления лопаток к дискам и диафрагмам; 6) замки для общего закрепления лопаток.

В современных мощных многоступенчатых паровых турбинах общее количество рабочих и направляющих лопаток достигает десяти и более тысяч штук (в турбине К-300-240 ЛМЗ количество одних рабочих лопаток около 4500 шт.). Трудоемкость изготовления лопаточного аппарата доходит до 20—25% от общей трудоемкости изготовления турбины, а стоимость полного облопачивания—до 10—12% от стоимости турбины.



**Рисунок 13.1.** Рабочая лопатка с вильчатым хвостом. 1-хвост лопатки, 2-рабочая часть лопатки, 3-головка лопатки 4-шип головки, 5-отверстие для бандажной проволоки, 6-отверстия для заклепок.

Конструктивные формы и размеры рабочих и направляющих лопаток, а также способы их крепления на роторах и в цилиндрах отличаются большим разнообразием, зависящим от тех сложных и тяжелых условий, в которых приходится

работать лопаточному аппарату. Эти условия в основном связаны со следующими причинами.

1. Действие центробежных сил, вызывающих в хвостовых и профильных частях рабочих лопаток значительные растягивающие напряжения, а при расположении центров тяжести различных сечений лопаток не на радиальной линии—и изгибающие напряжения; последние в местах закрепления лопаток вызываются и действием на лопатки паровых усилий от давления проходящего пара. Величина растягивающих напряжений не зависит от нагрузки турбины и изменяется только в зависимости от изменения массы лопаток и их окружной скорости (при данном числе оборотов является величиной постоянной). Величина изгибающих напряжений зависит от нагрузки турбины (от расхода пара), теплового перепада на ступень, окружной скорости, от числа лопаток на диске и др. Особенно большие напряжения от центробежных сил и паровых изгибов, достигающие нескольких тонн, развиваются на рабочих лопатках последних ступеней турбины, что вызывается их большой длиной, массой и наибольшим средним диаметром. Если величина рабочих напряжений в лопатках первых ступеней лежит в пределах 2,5—8 кг/мм<sup>2</sup>, то напряжения на лопатках последних ступеней достигают 15-20 кг/мм<sup>2</sup>.

2. Действием пара, состояние которого меняется от перегретого на лопатках большей части ступеней турбины до влажного на лопатках последних ступеней. Длительное воздействие высоких температур, близких к температуре свежего пара, вызывает снижение механических свойств, появление ползучести металла лопаток и требует применения жаропрочных и жаростойких сталей. Работа лопаток ступеней низкого давления в среде движущегося влажного пара приводит к эрозии и к поверхностным разрушениям металла лопаток.

3. Действие вибраций, вызываемых периодическим воздействием на рабочие лопатки возмущающих сил. Эти силы возникают под влиянием неудовлетворительной динамической балансировки роторов, неравномерности проходных сечений каналов диафрагм, отклонений в шаге рабочих лопаток, местных неправильностей пригонки диафрагмы в горизонтальных разъемах двух половин, неточности установки и разной толщины, а также сработки выходных кромок направляющих лопаток, парциальности подвода пара (не вся окружность занята соплами) и др.

Причинами вибрации лопаток могут быть также неудовлетворительные условия эксплуатации; например, при изменении частоты в сети изменяется число оборотов турбоагрегата, работающего на эту сеть, и ухудшаются вибрационные характеристики облопачивания (см. ниже); величина амплитуд вибрации в этих случаях может возрасти и отдельные ступени лопаток попасть в резонанс, так как настройка лопаток

обычно производится с учетом допустимости снижения частоты в сети не ниже 49,5 пер/сек и повышения — не выше 50,5 пер/сек. Изменение частоты больше указанных пределов недопустимо, так как накопление даже непродолжительных промежутков времени работы с повышенной частотой может приводить через определенное время к поломкам лопаток при напряжениях значительно меньших предела текучести их материала.

Указанные тяжелые условия работы лопаточного аппарата определяют и те высокие требования, которым должны удовлетворять не только конструкции, качество изготовления, установки и эксплуатация лопаток, но и материалы, из которых они изготавливаются. В качестве материала для лопаток применяются только легированные стали, которые должны обладать высокой прочностью, сохраняя ее и при высоких температурах, хорошими пластическими свойствами, сопротивлением ползучести и эрозионному разрушению, коррозионной стойкостью, высоким декрементом затухания<sup>1</sup> хорошей способностью к механической обработке и др.

Лопатки, изготавливаются из заготовок, полученных путем прокатки, свободнойковки и горячей штамповки. Для каждого значения температуры пара сталь для лопаток выбирается с большой осторожностью, так как лопатки рассчитываются на срок эксплуатации не менее 100000 ч.

Для изготовления первых рядов рабочих и направляющих лопаток, ленточных и проволочных бандажей получили применение в турбинах с начальной температурой пара: 1) до 500° С хромистые нержавеющие стали марок 1X13 (Ж1), 2X13 (Ж2) и Ж1М; 2) до 540°С жаропрочная сталь 15X11МФ; 3) до 560° С жаропрочная сталь 15X12ВМФ (ЭИ802) и 4) до 580° С наиболее полно удовлетворяющие требованиям высокой прочности и стойкости высокохромистые нержавеющие стали (с дополнительным легированием) марок ЭП291, ЭИ756, ЭИ757, ЭИ123, ЭИ680 (1X16Н13М2Б) и др.

Промежуточные вставки (промтела), как не испытывающие больших напряжений и работающие в сравнительно легких условиях, изготавливаются обычно из углеродистых сталей марок 15, 35 и др. Заклепки для крепления лопаток изготавливаются из хромистой нержавеющей стали с пониженным содержанием углерода (Ж1М) и только для тяжело нагруженных лопаток применяются заклепки из хромомолибденованадиевой стали 25X2МФА (ЭИ10).

Различные дефекты на поверхности лопаток в виде рисок, царапин, шероховатостей и пло-

<sup>1</sup> Декремент затухания определяет скорость затухания вынужденных колебаний лопаток, вызванных возмущающей силой, и зависит от действия сил внутреннего трения. Уменьшение напряжения в лопатках обратно пропорционально декременту затухания; высокий декремент затухания ведет к значительному уменьшению колебаний лопаток к моменту следующего воздействия возмущающей силы.

хой полировки, а также выточки, резкие переходы сечений, надрезы и наклеп в местах расклепки бандаж являются очагами местных напряжений, способствующими разрушению лопаток. Чаще всего именно в зонах концентрации напряжения при определенных условиях начинается и развивается разрушение рабочих лопаток, дисков и других деталей турбины. Во время ремонта необходимо прежде всего установить состояние лопаточного аппарата турбины.

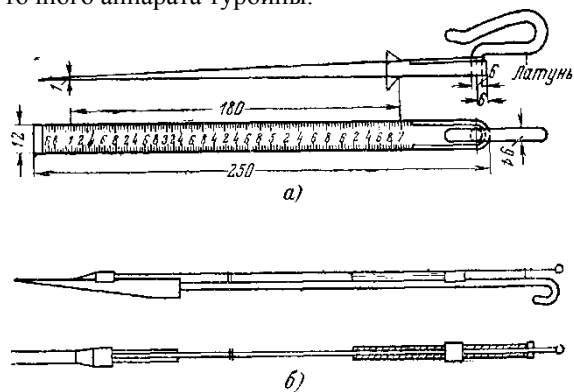


Рисунок 13.2. Измерительные клиновые щупы.

Перед выемкой ротора необходимо произвести проверку осевых (аксиальных) и радиальных зазоров в рабочих и направляющих лопатках.

Осевыми зазорами называются зазоры между подвижными и неподвижными частями турбин (между рабочими и направляющими лопатками, между гребнями лабиринтовых уплотнений на роторе и статоре и т. д.), изменяющиеся по величине при передвижении ротора вдоль оси турбины. Радиальными называются зазоры между подвижными и неподвижными частями турбины, которые расположены на радиусах, т.е. в плоскостях, перпендикулярных продольной оси турбины. От состояния зазоров в проточной части в значительной степени зависят надежность и экономичность эксплуатации турбины.

Измерение осевых зазоров в лопаточном аппарате производится при холодном состоянии турбины с помощью ленточных и клиновых щупов (рис. 13.2) при обязательном отжатии ротора к рабочим колодкам упорного подшипника (в направлении движения пара). Замеры этих зазоров в промежуточном положении ротора совершенно непоказательны. Если изменение аксиальных зазоров в лопаточном аппарате производится путем общего осевого перемещения ротора (за счет осевой передвигки упорного подшипника), следует учитывать те изменения аксиальных зазоров, которые такое перемещение вызывают в других частях ротора, например, в лабиринтовых уплотнениях, между полумуфтами и т. д.

До удаления ротора, после разборки упорного подшипника следует произвести замер общего осевого разбега ротора, который обычно равен сумме наименьших зазоров в лопаточных аппаратах со стороны входа и выхода пара. Для такого замера необходимо сначала установить

индикатор с упором в какую-либо торцевую поверхность ротора (полумуфта, диск, гребень упорного подшипника и др.), а затем путем отжата ротора (без его вращения) сначала в сторону входа пара, а затем в сторону выхода пара определить по индикатору разность в замерах. Эта разность укажет величину общего осевого разбега ротора. Если полученная величина меньше суммы замеренных ранее на входе и выходе пара наименьших осевых зазоров, необходимо определить места и причины, ограничивающие разбег ротора.

Контроль за состоянием осевых зазоров в лопаточном аппарате в верхней части цилиндра (в крышке) обычно производится только замером общего осевого разбега ротора. Для этого крышка цилиндра, собранная с диафрагмами, сопловыми и направляющими аппаратами, устанавливается на нижнюю половину цилиндра и фиксируется контрольными шпильками, после закрепления фланца разбега через два-три болта проверяется указанным выше путем общий осевой разбег ротора. Если величина этого разбега равна или отличается от разбега в нижней половине цилиндра не больше чем на 0,1—0,2 мм, значит зазоры в верхней половине цилиндра соответствуют зазорам в нижней половине; причина большей разницы в этих разбегах должна быть выяснена и устранена.

Измерения радиальных зазоров у плоскости разбега и между лопатками и цилиндром в нижней части производятся длинными ленточными щупами. Радиальный зазор вверху определяется как разность между суммой замеренных боковых зазоров и зазором в нижней части; если боковые зазоры равны 1,1 и 1,2 мм, а нижний зазор равен 1,0 мм, то верхний зазор должен быть равен  $(1,1+1,2)-1,0=1,3$  мм. Замеры зазоров следует производить в двух положениях ротора, отличающихся одно от другого поворотом на 90°. Это необходимо, чтобы избежать ошибок при замерах, вызываемых небольшим остаточным прогибом вала, остаточными деформациями (восьмерками) диафрагм и дисков, неточностью осевой и радиальной установок лопаток и пр.

Если при производстве замеров в двух положениях ротора получается разница в замеренных в одном и том же месте зазорах, превышающая допускаемую неточность замеров, следует выяснить причину этой разницы, которая может крыться в указанных выше факторах.

Только при отсутствии этой разницы можно отказаться от очень трудоемкого непосредственного замера радиальных зазоров путем отжима свинцовой проволоки, укладываемой на торцы лопаток, требующего закрытия и затяжки верхней крышки цилиндра.

При проверках радиальных зазоров реактивных ступеней следует учесть, что малая величина зазоров может привести к задеванию торцов лопаток о кожух цилиндра, барабан или вал и вызвать значительную вибрацию турбины. Такие задевания могут вызвать также изгиб лопаток у мест их закрепления, изгиб происходит в плоскости, наклоненной к плоскости лопаточного венца,

что приводит к задеваниям рабочих лопаток за направляющие и может вызвать поломку лопаток. При вскрытии турбины следы задевания ясно видны на торцах лопаток, имеющих вид как бы опиленных; при этом на роторе и цилиндре в местах касания с лопатками остаются следы задеваний (обмеднение или натаскивание металла).

На турбинах высокого давления, где для повышения экономичности имеются радиальные уплотнения к бандажам рабочих лопаток, величина радиальных зазоров между уплотнительными усиками и бандажами рабочих лопаток устанавливается в пределах 1,3—2,0 мм. Для обеспечения этих зазоров, особенно при производстве во время капитального ремонта выполнении агрегата или отдельных диафрагм, а также при модернизации проточной части, необходимо перед закрытием цилиндра произвести поворот ротора в цилиндре с собранными нижними и верхними половинами диафрагм. При этом на бандажах каждой ступени рабочих лопаток напаяются серебряным припоем стальные пластинки толщиной 1,3—1,5 мм (рис 13.3), которые при проворачивании ротора действуют как режущие поверхности и обеспечивают получение необходимых радиальных зазоров. После проведения указанной проточки необходимо зачистить гребешки от заусениц и снять с бандажей стальные пластинки.

Замеренные при вскрытии осевые и радиальные зазоры, а также зазоры, установленные вновь при сборке турбины, должны быть обязательно полностью зафиксированы в заранее разработанных и заготовленных бланках формуляров.

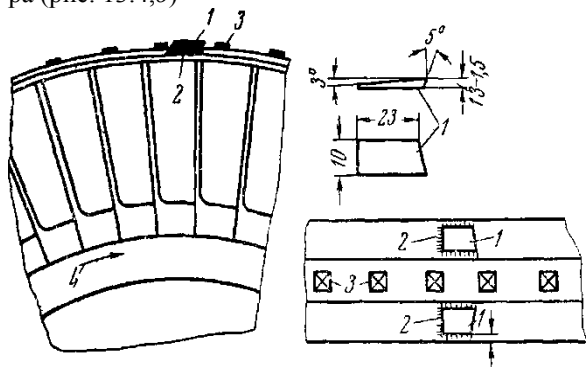
После удаления ротора и установки его на козлы необходимо перед чисткой лопаток произвести их тщательный осмотр для выяснения и записи обнаруженных дефектов, а именно:

- а) степени загрязнения лопаточного аппарата, а также характера отложений по ступеням; с лопаток при этом следует снять налет накипи и продукты коррозии для химического анализа и определения их составных элементов;
- б) степени коррозии лопаток, дисков и диафрагм по ступеням;
- в) степени эрозии рабочих и направляющих лопаток по ступеням;
- г) следов задевания и натиров на лопатках, дисках и диафрагмах, а также трещин и поломок лопаток.

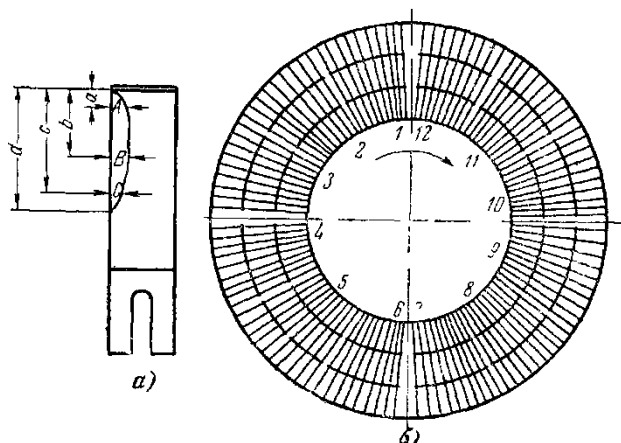
Наилучшим способом фиксирования повреждений, сработки, разъеданий и поломки лопаток является их фотографирование и зарисовка (рис. 13.4,а); такой метод документирования лучше всего показывает, усилилось или ослабло разъедание, а также изменился ли характер отложений и повреждений по сравнению с данными прошлых лет.

Для контроля в течение ряда лет и получения сравнимых результатов следует в отчетных документах записывать, кроме номера турбины и ступени, где был обнаружен дефект, также данные о замерах наиболее показательного износа, которые произведены по конкретной лопатке. Для

этой цели следует указывать номера пакетов лопаток и самих лопаток по имеющейся заводской маркировке, ведя счет пакетов ступеней, как принято заводом, от буквы А к букве В или по цифрам, выбитым на лопатках; при этом во всех случаях счет лопаток в пакетах принимается по направлению счета пакетов. При отсутствии заводской маркировки первым считается пакет у замка и на диске керном выбивается цифра 1, следующий за ним второй и так далее, при этом счет ведется в направлении обратном вращению ротора (рис. 13.4,б)



**Рисунок 13.3.** Напайка резцов на бандаж для получения необходимых радиальных зазоров. 1—стальные пластинки с режущей кромкой, 2 — места пайки, 3 — шипы лопаток 4 — направление вращения ротора.



**Рисунок 13.4.** Контроль износа рабочих лопаток. а — зарисовка степени износа б — разбивка ступени на пакеты и их нумерация.

После того, как выявлены, записаны, сфотографированы и зарисованы дефекты в роторах и цилиндрах турбины, приступают к тщательной очистке лопаточных аппаратов и самих роторов и цилиндров.

### 13.2. ЧИСТКА ЛОПАТОК.

В процессе эксплуатации нередко наблюдается постепенное нарастание давления в промежуточных ступенях цилиндра высокого давления, причиной повышения давления является занос лопаток отложениями солей (рис 13.5,а).

Загрязнение лопаток вызывает уменьшение междулопаточных сечений, нарушение правильности профилей междулопаточных каналов и приводит к увеличению напряжений в рабочих

лопатках и диафрагмах вследствие перераспределения теплового перепада, кроме того, увеличение шероховатости поверхности лопаток вследствие коррозии и загрязнения отложениями вызывает заметное снижение экономичности турбины. Все это, помимо снижения экономичности турбины и надежности лопаточного аппарата, ведет также к увеличению осевых давлений, на которые упорный подшипник не рассчитан и при котором возможно его оплавление; загрязнение лопаток вследствие неравномерности отложений может приводить к небалансу ротора с вытекающими отсюда вибрацией турбины и возрастанием напряжения в лопатках.

Отложения на лопаточном аппарате соответственно водному режиму котельных в установках средних параметров пара большей частью представляет собой рыхлый осадок в виде слежавшейся пудры коричневого оттенка, растворяющийся в горячем конденсате, этот осадок почти на 90% состоит из растворимых натриевых солей и фосфатов. В установках высокого давления в значительной части появляются слабо или совсем нерастворимые отложения в виде соединений кремния, кальция и металлов (окиси кремния, железа, кальция, магния и др.).

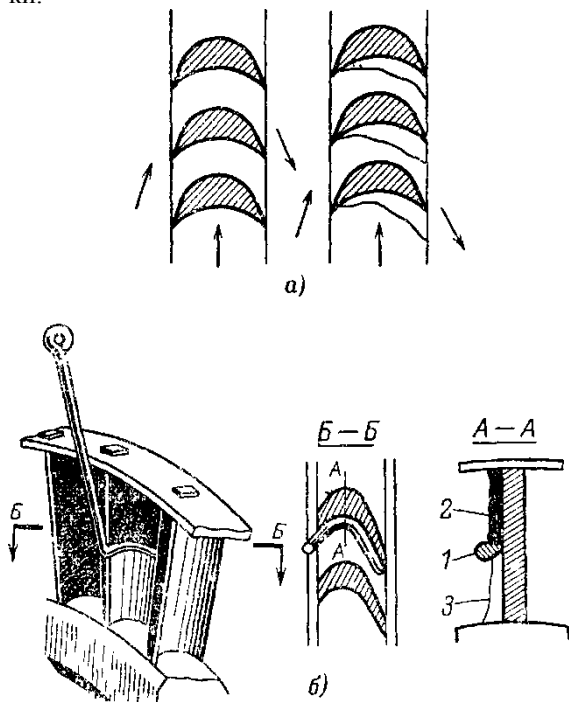
Достаточно эффективных способов удаления нерастворимых солевых отложений без остановки и вскрытия соответствующего цилиндра турбины еще нет. Распространенным способом очистки лопаток от солевых отложений, нерастворимых в конденсате, после остановки турбины и вскрытия цилиндра является снятие накипи вручную скребками из проволоки (рис 13.5,б), металлическими щетками, ершами и наждачным полотном. Эти способы чистки, хотя и дают удовлетворительные результаты, но являются очень трудоемкими и длительными, при недостаточно тщательном проведении такой очистки после нее на поверхности лопаток появляются царапины и риски.

В случаях, когда нерастворимые в воде отложения трудно снимаются скребками, применяется легкий равномерный обогрев лопаток пламенем автогенной горелки или паяльной лампы, при нагреве лопаток до 100—110° С, который должен выполняться с осторожностью, чтобы не допустить местного перегрева металла лопаток, отложения отстают и легко удаляются с поверхности лопаток.

Такие способы очистки (применяемые иногда для плохо растворимой в воде накипи), как чистка пескоструйными аппаратами, работающими на мелко просеянном и промытом речном песке или на сухой летучей золе, взятой от электрофильтров, и травление лопаток раствором соляной кислоты являются весьма трудоемкими. Кроме того, эти способы недостаточно безопасны для лопаток в отношении истирания струей песка, золи и разъедания металла соляной кислотой, поэтому исходя из соображений надежности, рекомендовать их применение нельзя.

Промывка лопаток, вынутых ротора и диафрагм горячим конденсатом с температурой око-

ло 100° С и давлением 1,5—2 ат посредством брандспойга на гибком шланге (при отложениях в виде растворимых натриевых отложений) дает значительно лучшие результаты по качеству очистки, затратам труда и времени. Лопатки при этом вновь приобретают гладкие поверхности благодаря полному растворению накипи. Лопатки ротора и диафрагм, вынутых из цилиндра, промываются отдельно. При промывке направляющих лопаток, закрепленных в нижней части цилиндра, необходимо обеспечить свободное стекание смеси горячей воды с растворенной накипью, после очистки дренажные отверстия и трубки должны быть тщательно промыты и продуты. Для предохранения лопаток от ржавления после промывки можно рекомендовать их обдувку воздухом для просушки.



**Рисунок 13.5.** Очистка лопаток от накипи вручную. а — отложения накипи на рабочих лопатках (справа лопатки с накипью), б — чистка лопаток скребками. 1-скребок, 2-оставшийся налет, 3-удаленный налет.

Наиболее совершенным является способ промывки лопаток увлажненным паром на ходу турбины при ее частичной нагрузке. Результаты чистки при этом получаются хорошие при почти полном отсутствии потери времени на ее проведение, так как даже сам процесс промывки производится под нагрузкой, хотя и частичной.

У турбин, оборудованных аппаратурой для промывки лопаток на ходу, обязательно следует проводить промывку лопаток непосредственно перед остановкой турбины на ремонт. При этом сама промывка производится в соответствии с действующими на станции инструкциями, а доступ пароводяной смеси в турбину прекращается и ее остановка производится при достижении наименьшей температуры пара, при которой производится промывка.

Такая промывка устраняет необходимость затрат труда и времени на механическую очистку

лопаток и диафрагм от солевых отложений во время ремонта и способствует более быстрому снижению температуры металла турбины; это в свою очередь позволяет вскрывать цилиндр высокого давления турбины раньше, чем делалось без такого охлаждения, улучшает для персонала условия при вскрытии и ремонте ЦВД, клапанов и облегчает развертывание крепежа фланцев разъема ЦВД в связи с их более низкой температурой, чем температура шпилек.

Способ очистки лопаток путем охлаждения турбины имеет ограниченное применение, так как требует полной остановки турбины на несколько дней для полного ее охлаждения и возможен только при наличии достаточного резерва мощности в энергосистеме.

Таким образом, наилучшим способом очистки лопаток турбины от котельной накипи является промывка лопаток на ходу путем распыливания конденсата в паропровод перед турбиной.

### 13.3. ЭРОЗИЯ И КОРРОЗИЯ ЛОПАТОК.

**Эрозией** лопаток называется механическое изнашивание входных кромок лопаток под действием ударов капелек воды, образующихся в паре вследствие его частичной конденсации и увлекаемых паровым потоком. Эрозия лопаток наблюдается особенно сильно в последних ступенях турбины; эти ступени работают в условиях наибольшей влажности и больших скоростей, когда происходит особо интенсивное образование частичек воды вследствие расширения пара; влажность пара на лопатках последних ступеней части низкого давления доходит до 10—12%.

Эрозионное разрушение объясняется меньшей скоростью содержащихся в паре капелек воды по сравнению со скоростью пара, а, следовательно, другим их относительным направлением, чем направление паровой струи, вследствие чего не соблюдаются условия безударного входа капелек воды на лопатки. Ударное воздействие капелек воды вызывает высокие местные напряжения, что и приводит к разрушению поверхности входных кромок лопаток. Эрозии особенно подвержены рабочие лопатки в своей верхней части (вдоль входных кромок), в частности, в пределах одной трети от конца лопатки и вблизи бандажей, а также на спинках и иногда у ножек.

Процесс эрозии обычно идет особенно сильно в первый период работы лопаток, а затем с течением времени эрозия иногда довольно значительно замедляется. Это объясняется тем, что на изъеденной поверхности лопаток образуется и хорошо задерживается защитная водяная пленка, которая воспринимает часть кинетической энергии удара капли. Кроме того, вследствие увеличения толщины рабочей лопатки от кромки к середине на износ каждого миллиметра ширины тонкой входной части лопатки требуется меньше времени, чем на износ 1 мм более толстой части лопатки.

С течением времени разъедание тела лопатки может подойти близко к проволочному бандажу или к основанию шипа для крепления ленточного бандажа; на лопатках появляются усталостные трещины, происходит отрыв ленточного бандажа и поломка лопаток.

В связи с применением уникальных по своим размерам лопаток последних ступеней и соответствующим ростом окружных скоростей в современных мощных паровых турбинах вопросы борьбы с эрозией приобретают исключительно большое значение. Преждевременная смена таких лопаток, не оправдываемая их состоянием, недопустима; помимо больших затрат времени на переоблачивание, смена лопаток представляет одну из самых больших статей расходов по эксплуатации.

В некоторых случаях на практике для prolongирования срока работы сильно эродированных лопаток производится вырезка потерявших прочность эродированных концов лопаток и замена ленточных бандажей проволочными, если лопатки сильно разъедены у бандажа (рис. 13.6,а) или разъеден сам бандаж. Такой ремонт проводится с проверкой вибрационной характеристики и является вынужденным, так как понижает экономичность работы турбины.

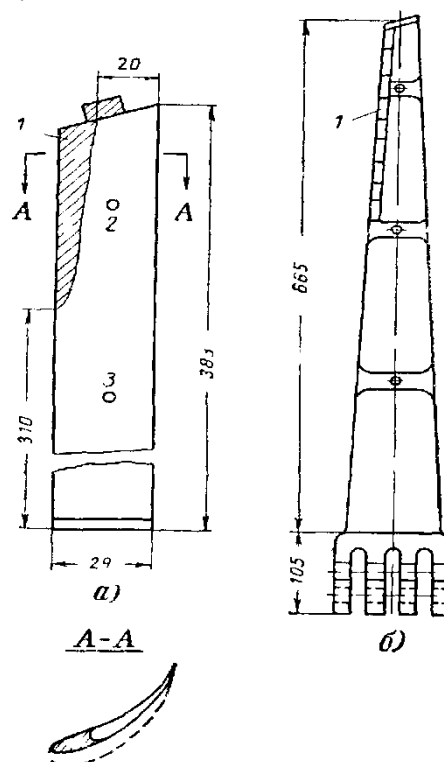
Повышение эрозионной стойкости лопаток достигается различными способами, к числу которых относятся: напайки на кромки лопаток защитных накладок из твердых сплавов, термодиффузионные покрытия, местная закалка кромок, различные наплавки, гальваническое хромирование, электроискровое упрочнение и пр. Наибольшее распространение в современной практике электростанций нашло упрочнение наиболее подверженных эрозии участков входных кромок лопаток путем напайки защитных стеллитовых накладок и электроискровое упрочнение.

Для напайки на входные кромки лопаток применяются кобальтовые стеллитовые накладки, которые имеют высокую твердость (не менее 40Rc), хорошо сопротивляются эрозии, достаточно устойчивы против коррозии и сохраняют твердость при высоких температурах. Стеллит—это сплав, который содержит 58—62% кобальта, 28—32% хрома, 4—6% вольфрама, 2—2,5% кремния, 1—1,5% углерода и 1,5-2% железа.

Перед напайкой стеллитовых накладок эродированная поверхность входных кромок лопаток предварительно зачищается напильником; после покрытия зачищенной поверхности флюсом стеллитовые накладки, выполненные в виде нескольких тонких небольших пластинок (рис 13.6,б), наплавляются серебряным припоем. Применение по длине лопатки нескольких пластинок обеспечивает свободу тепловых расширений и уменьшает напряжения в шве, возникающие при вибрации лопаток. Пайка производится малой автогенной горелкой, при этом стеллитовые пластинки плотно прижимаются к поверхности лопатки до расплавления серебряного припоя и его последующего остывания. При пайке к лопатке накладки не теряют своей твердости, но не

правильная пайка может служить причиной образования трещин.

Электроискровое упрочнение, предложенное ЦНИИТМАШ и применяемое ХТГЗ, является эффективным, простым и дешевым способом повышения эрозионной прочности кромок лопаток; такое упрочнение не требует дефицитных материалов и не вызывает коробления лопаток, которое возможно при прогревах лопаток из-за разницы в коэффициентах теплового расширения при пайке стеллита к стальным лопаткам. Электроискровое упрочнение лопаток может выполняться непосредственно на электростанции в процессе капитального ремонта при обеспечении возможности поворачивания ротора, установленного на козлы.



**Рисунок 13.6.** Ремонт лопаток последних ступеней с эродированными входными кромками, а - вырезка эродированных концов лопаток; 1-заштрихованная часть лопатки срезана и зашлифована, 2—новое отверстие для бандажной проволоки, 3 — старое отверстие, б — стеллитовые накладки на входных кромках лопаток; 1 — стеллитовая накладка.

Нанесение электроискровым способом таких износостойчивых материалов, как твердый сплав Т15К6 (ГОСТ 3882-53), состоящий из 15% титана и 6% кобальта на железной основе, позволяет получать толщину покрытия от 0,1 до 1,5 мм и защищать от эрозии входные кромки лопаток, работающих с окружными скоростями на периферии до 350 м/сек.. Для более высоких окружных скоростей (около 450 м/сек) считается рациональным применение электроискрового упрочнения при наличии влагоудаляющих устройств.

Применение электроискрового упрочнения является особенно эффективным для лопаток из хромистых нержавеющей сталей, имеющих зна-



чительно меньшую стойкость против эрозии, чем сплав Т15К6. Наблюдавшиеся случаи поврежденных упрочненных этим способом лопаток, являлись главным образом следствием неправильной технологии упрочнения.

Харьковэнергоремонт для проведения электроискрового упрочнения применяет портативную транспортабельную электроискровую установку типа ЭИУ-4. Установка состоит из трансформаторного блока, дающего большую силу тока (до 180 А) при низком напряжении (220/38 В) и выпрямительного блока; последний состоит из восьми селеновых столбиков, вентилятора с электродвигателем и батареи электролитических конденсаторов общей емкостью 600 мкф, подключенной параллельно к электрическому искровому разряду и служащей для повышения его мощности. Упрочнение лопаток производится вручную с помощью электромагнитного вибратора, который состоит из П-образного сердечника и держателя для электродов из твердых сплавов.

Сам процесс электроискрового упрочнения основан на электрической эрозии металла; практически это происходит при сближении вибрирующего электрода к лопатке. Возникающие при этом импульсы электрического искрового разряда расплавляют и испаряют незначительные объемы металла электрода и лопатки и одновременно производят перенос металла электрода на входную кромку лопатки. Происходящее диффундирование (взаимное проникновение) металла электрода из твердого сплава в глубь оплавленного металла лопатки приводит к образованию на ее поверхности легированного слоя металла, прочно связанного с основным металлом лопатки. Искровому воздействию подвергаются небольшие объемы металла лопатки, поэтому они быстро охлаждаются, так как окружены большими объемами холодного основного металла лопатки. Такое охлаждение приводит к интенсивной закалке и к значительному повышению поверхностной твердости нагретых легированных участков лопатки.

Поверхность участков лопатки, подвергнутых упрочнению, подлежит тщательному осмотру с помощью лупы с 4—10-кратным увеличением для определения равномерности, отсутствия или недостаточности нанесенного слоя.

Повышение твердости и шероховатость поверхностного упрочненного слоя, которая удерживает при работе пленку влаги и является дополнительной защитой от эрозионного износа, увеличивают срок службы лопаток, подвергнутых электроискровому упрочнению, в 2—2,5 раза.

Возможность производства всего комплекса работ по электроискровому упрочнению входных кромок лопаток твердым сплавом Т15К6 непосредственно на электростанциях, а также получаемая высокая эрозионная стойкость, небольшая глубина упрочненного слоя, простота технологии и невысокая стоимость производства работ делают этот способ одним из основных способов защиты входных кромок лопаток от эрозионного износа.

**Коррозией** лопаток называется химическое разъедание их поверхности под влиянием кислорода (ржавления), щелочи, накипи и пр. Действию коррозии подвергаются лопатки первых и средних ступеней, а главным образом—лопатки в месте перехода пара из сухого во влажное состояние. В ряде случаев наблюдается одновременное действие на лопатки процессов коррозии и эрозии.

Коррозия в большей части поражает бандажи, выходные кромки и стенки лопаток, по кривая последние бугорчатыми наростами, под наростами обычно обнаруживаются язвину, нередко достигающие до 2—3 мм по сечению металла лопаток, а у кромок—язвину, проходящие насквозь и образующие узорчатые, легко ломающиеся края.

Наиболее сильно действие коррозии сказывается во время стоянки турбины в случае неплотности вентиля и задвижек, дающих возможность просачиваться пару в турбину, где он совместно с имеющимся в ней воздухом вызывает сильное ржавление лопаток. Корродирующее действие оказывают также воздух, подсосываемый через уплотнения вала на холостом ходу, и накипь, отлагающаяся на лопатках, составные части которой могут активно окислять поверхность лопаток.

Основные мероприятия, необходимые для предупреждения коррозии лопаток, сводятся к следующему:

- 1) тщательная очистка пара от растворимых солей, вызывающих химическую активность конденсирующегося пара и деаэрация питательной воды;
- 2) обеспаривание и осушение остановленной турбины;
- 3) ремонт и проверка плотности вентиля и задвижек на главных паропроводах и паропроводах отборов турбины для устранения возможности попадания пара и влажного воздуха в остановленную турбину;
- 4) удаление во время ремонта окалины и следов ржавления с зачисткой коррозионных мест до чистого металла.

При поломках лопаток, вызванных появлением трещин усталости и уменьшением сечения и являющихся следствием коррозионных и эрозионных износов, необходимо производить смену лопаток.

#### **13.4. ВЫЯВЛЕНИЕ ТРЕЩИН НА ЛОПАТКАХ И БАНДАЖАХ.**

При капитальном ремонте необходимо уделять особое внимание выявлению трещин на лопатках, бандажных лентах и проволоках, в особенности у турбин, где наблюдались случаи поломки лопаток; своевременное обнаружение даже самых мелких трещин, величина раскрытия которых измеряется несколькими микронами (8—10 мк), позволяет избежать крупных аварий.

Образование трещин может происходить в любом сечении по длине лопаток (рис. 13.7); трещины появляются в особенности в местах где

имеется наибольшая концентрация напряжений от вибрационных явлений. Такими местами являются различного рода дефекты, допущенные при конструировании, изготовлении, облопачивании и ремонте (резкие изменения сечений без галтелей, отверстия с незакругленными краями, продольные и поперечные трещины, раковины, риски и царапины на поверхности лопаток, даже если некоторые из этих дефектов распространяются вглубь только на десятые доли миллиметра).

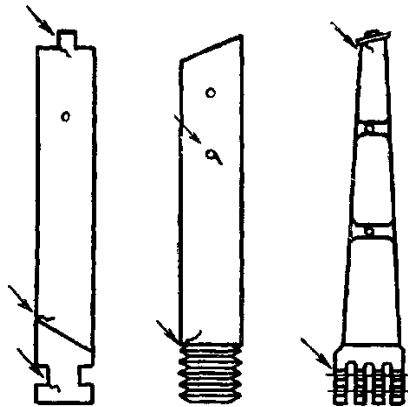


Рисунок 13.7. Места трещин и изломов рабочих лопаток.

Проверка большого числа лопаток многих турбин показывает, что трещины на лопатках в основном берут начало на выходных кромках лопаток и распространяются перпендикулярно к ним, у входных кромок трещины обнаруживаются значительно реже. Это объясняется особенностями профиля лопаток, при длительном воздействии переменных нагрузок относительно высокой частоты очень тонким выходные кромки лопаток испытывают значительно более высокие растягивающие напряжения от вибрации, чем толстые входные кромки лопаток. Появление трещин возможно и на бандажных связях, подвергающихся изгибающим усилиям при вибрации. Трещины в проволочных бандажах в большинстве случаев возникают вблизи мест их пайки к лопаткам, а в ленточных бандажах—в местах, ослабленных отверстиями для шипов.

Отыскание начальных усталостных трещин на лопатках собранного ротора в условиях ремонта является нелегкой задачей, так как лопатки обычно покрыты солевыми и другими различными налетами, ржавчиной и загрязнены, что препятствует качественному контролю; трещина при малом раскрытии незаметна даже на чистой и гладкой поверхности, не говоря уже о загрязненной поверхности лопатки.

Для выявления трещин необходимо предварительно обмыть керосином и хорошо очистить от грязи и ржавчины все лопатки и бандажные связи, после чего отполировать тонкой наждачной шкуркой внутренние и внешние поверхности лопаток, особенно на ширине 20—25 мм по всей длине выходных кромок.

При капитальных ремонтах должны систематически производиться визуальная, ультра-

звуковая и вибрационная проверки состояния лопаточного аппарата.

Визуальный способ выявления трещин заключается в тщательном осмотре лопаток по всей их длине через лупу с применением в не удобных для осмотра местах врачебного зеркальца. Особое внимание при осмотре должно быть уделено: 1) бандажной ленте у шипов, головкам шипов и местам перехода профиля лопаток к шипу; 2) отверстиям для бандажной проволоки, состоянию тела лопатки около отверстий, бандажной проволоки около лопатки и местам припоя; 3) входным и выходным кромкам, особенно лопаток, пораженных эрозией и коррозией, и др. Непосредственный осмотр каждой лопатки в отдельности должен производиться высококвалифицированным персоналом, при этом лопатки должны осматриваться не менее чем двумя лицами, производящими осмотр независимо друг от друга.

Этот способ выявления трещин крайне утомителен, кропотлив и при самом внимательном осмотре не вполне надежен; мельчайшие начальные трещины, несмотря на применения лупы с 8—10-кратным увеличением, все же не всегда удается обнаруживать; не обнаруженные своевременно трещины нередко приводят к обрывам лопаток с повреждением последующих ступеней турбины.

При наличии поломок лопаток от вибрационных явлений или при обнаружении трещин на лопатках во время их осмотра повторная проверка лопаток на отсутствие трещин, при отсутствии возможности проверки ультразвуком (см. ниже), производится магнитно-керосиновой пробой.

Этот способ заключается в намагничивании лопаток (рис. 13.8) и наложении на намагниченные лопатки железной пудры, пудра получается путем восстановления железа из крокуса (оксида железа) или из размолотой до требуемой тонины окалины, которая отлетает с прокатываемого металла и не имеет посторонних примесей.

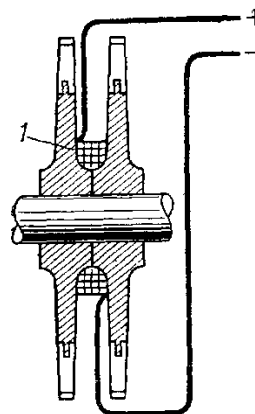


Рисунок 13.8. Намагничивание лопаток от источника постоянного тока 120 В. 1—катушка из изолированного провода сечением 6—10 мм<sup>2</sup> рассчитанная на 600—800 ампер-витков.

При намагничивании лопатки в местах трещин появляются добавочные полюсы, заставляющие пудру приставать к краям трещин, в то

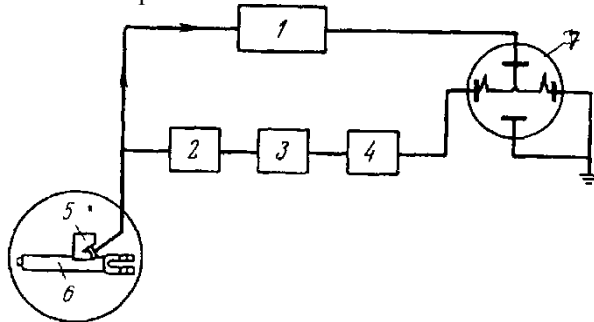
время как на поверхности, не имеющей трещин, пудра не удерживается. Трещины, благодаря при- ставшей пудре, выявляются в виде линий, осо- бенно хорошо видимых при применении окра- шенной пудры.

Для получения должного эффекта намаг- ничивание надо производить только после тща- тельной очистки каждой лопатки в отдельности от грязи и ржавления и полировки спинок лопаток тонкой наждачной шкуркой по всей поверх- ности. Намагничивание должно быть таким, что- бы стальная булавка, приложенная к любому мес- ту намагниченной лопатки, держалась в любом положении.

После намагничивания железная пудра на- носится на лопатки ступеней, подозрительных по вибрации, путем их погружения в специальную ванну, наполненную смесью, состоящей из обез- воженного керосина с железной пудрой в про- порции 5—7 г железной пудры на 1 л обезвожен- ного керосина.

Для обезвоживания керосина применяется какое-нибудь водопоглощающее вещество. Обычно берется хлористый кальций в виде не- больших пористых зерен, высушенных при тем- пературе около 150° С. На 20 л керосина доста- точно взять 500 г хлористого кальция, после за- кладки кальция бутылка закупоривается пробкой, тщательно взбалтывается несколько раз с некото- рыми промежутками и затем керосин отстаивает- ся в течение 7—8 ч, операция по обезвоживанию считается законченной после пропуска керосина через сухой бумажный фильтр.

Поворачивая медленно и равномерно без толчков ротор, установленный на козлы, все лопатки данного диска погружают на всю их длину в подставленную ванну с указанной смесью. После того как керосин стечет, лопатки подвергаются тщательному осмотру для выявления трещин, которые должны обнаруживаться по линиям от- ложившейся на них пудры. По окончании провер- ки намагниченных лопаток ротор должен быть полностью размагничен.

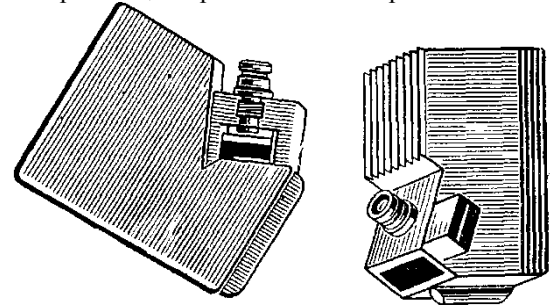


**Рисунок 13.9.** Блок-схема для ультразвукового контро- ля лопаток. 1-усилитель импульсов, 2-генератор им- пульсов, 3-задающий генератор, 4-генератор разверт- ки, 5-призматический шуп, 6-лопатка, 7- ультразвуковой дефектоскоп.

Способ отыскания трещин путем намагни- чивания ротора также является громоздким и трудоемким. Однако, если нет возможности оты- скания трещин ультразвуковым способом (см.

ниже), а осмотр лопаточного аппарата не убежда- ет в полном выявлении всех его дефектов, нельзя останавливаться перед затратой труда и времени на применение метода намагничивания.

Ультразвуковой способ выявления трещин любых размеров, особенно в длинных рабочих лопатках без их разлопачивания, является более надежным способом контроля лопаток и бандаж- ных связей, который применяется в условиях электростанции при капитальных ремонтах.

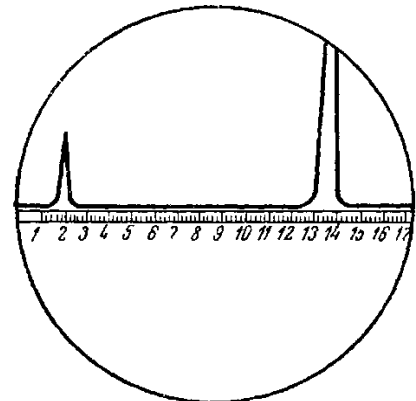


**Рисунок 13.10.** Призматические шупы для ультразвукового контроля лопаток.

Для этой цели применяется ультразвуковой дефектоскоп УЗД-7Н конструкции ЦНИИТМАШ, этот прибор устанавливается вблизи проверяемого ротора и перед началом ра- боты обязательно должен быть хорошо заземлен. Контроль при работе прибора ведется по одно- шуповой схеме (рис. 13.9) с использованием призматического шупа (датчика) с углом наклона к поверхности основного металла 65°.

Призматический шуп используется в каче- стве искателя и приставляется к выходной кромке у ножки лопатки с расчетом направления ультра- звуковых волн на другой конец лопатки. Контроль производится по первому отражению ультразву- ковых волн.

Для получения на экране прибора четкого и интенсивного концевое сигнала призматиче- ский шуп имеет на своей рабочей площадке продольный выступ (рис. 13.10) и может путем небольшого поворота вокруг своей оси устанавли- ваться по отношению к лопатке в определен- ном положении.



**Рисунок 13.11.** Настройка скорости развертки и чувст- вительности прибора на лопатке.

Для получения хорошего акустического контакта между рабочей поверхностью призматического щупа и лопаткой необходимо периодически в процессе проверки лопаток наносить тонкий слой турбинного масла на эту поверхность, надежность контакта характеризуется интенсивностью сигналов, получаемых на экране прибора.

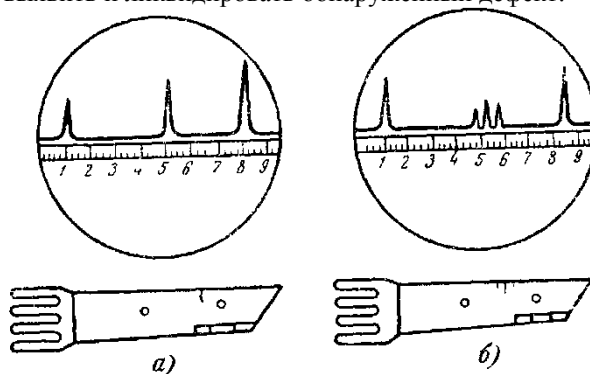
Перед началом контроля лопаток каждой ступени необходимо отрегулировать режим работы прибора, так как при лопатках раз личной длины меняются настройка скорости развертки и чувствительность прибора, такая настройка необходима для обнаружения трещин размерами 0,2—0,3 мм. Настройка при которой концевой сигнал, являющийся отражением конца лопатки, не только находится в определенном месте правой части экрана прибора, но и выходит немного за его пределы, показывает хорошую чувствительность прибора, а нахождение начального сигнала, отражающего место контакта щупа с лопаткой в левой части экрана, показывает хорошую настройку скорости развертки (рис. 13.11).

При включении прибора ультразвуковые колебания распространяются по кромке лопатки между начальным и конечным сигналами, охватывая всю длину лопатки, и если на их пути встречается какой-либо дефект, то отражение от него дает на экране прибора третий дополнительный сигнал. Положение дополнительного сигнала на экране точно отражает положение дефекта на лопатке (рис. 13.12,а), а вид и высота этого сигнала в ряде случаев дают представление о характере и величине дефекта.

Так, например: 1) если сквозная трещина начинается от выходной кромки лопатки и идет перпендикулярно к ней, то на экране прибора получается четкий сигнал, высота которого определяется длиной распространения трещины и может оказаться больше высоты конечного сигнала. При длине трещины больше 5—6 мм конечный сигнал может совсем не появиться на экране; 2) если на выходной кромке лопатки имеются коррозионные поражения металла или микротрещины, на экране появятся незначительные по высоте сигналы, а конечный сигнал при этом уменьшится по высоте (рис. 13.12,б); 3) если на выходной кромке лопатки имеются мелкие дефекты в виде глубоких вмятин, риск или мелких внутренних пороков металла, на экране появятся очень слабые по интенсивности сигналы с высотой 10—15 мм, а конечный сигнал при этом почти не уменьшится.

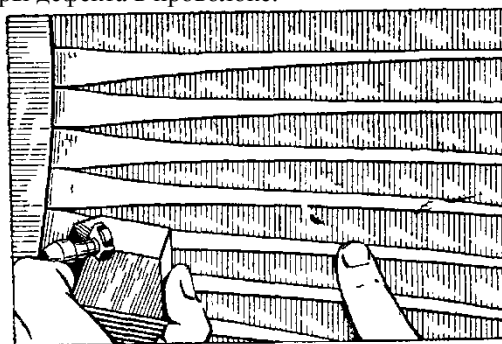
Для точного определения места дефекта необходимо, удерживая призматический щуп на лопатке, проводить пальцем по выходной кромке лопатки от места положения щупа к концу лопатки (рис. 13.13). При этом конечный сигнал и сигнал от дефекта начинают «прыгать» на экране прибора, при переходе пальца за место расположения дефекта сигнал от дефекта перестает прыгать, повторение подобного прощупывания позволяет достаточно точно установить место расположения дефекта. Тщательный осмотр этого места при помощи лупы, а в необходимых случаях обработка напильником и. повторные проверки

с помощью щупа дают возможность полностью выявить и ликвидировать обнаруженный дефект.



**Рисунок 13.12.** Изображение на экране дефектоскопа дефектов, имеющих на выходной кромке лопатки, а — при наличии в лопатке трещины глубиной 2—3 мм, б — при наличии в лопатке участка с коррозионным поражением или несколькими микротрещинами.

Для проверки отсутствия трещин в бандажных проволоках на Ленинградском Кировском заводе применяются те же ультразвуковые дефектоскопы, но со специальными миниатюрными щупами, которые позволяют вводить последние в малые зазоры, имеющиеся между торцами проволок, связывающих соседние пакеты лопаток. Обязательным условием получения хороших сигналов на экране прибора являются тщательная обработка торцов бандажных проволок для получения ровной и чистой их поверхности, хороший контакт между щупом и торцом проволоки и настройка прибора на режим, соответствующий проверяемой проволоке. Так же, как и при проверке лопаток, появление между начальным и конечным сигналами дополнительного сигнала и его высота отражает положение и размеры дефекта в проволоке.



**Рисунок 13.13.** Определение места расположения дефекта методом прощупывания.

Ультразвуковой способ выявления трещин на лопатках и бандажных связях при значительно меньшей затрате труда и времени дает более надежные результаты, чем другие способы, но требует тщательности проведения.

При любом способе выявления трещин в процессе контроля ни одна лопатка и бандажная связь не должны быть пропущены; проверенные лопатки и связи отмечаются мелом и результаты фиксируются в формулярах, где счет пакетов и

лопаток в них ведется согласно указаниям на стр. 149. Ведение четких записей об обнаруженных дефектах, установленных причинах и мерах по устранению обнаруженных дефектов является важной составной частью произведенной работы.

### **13.5. РЕМОНТ ПРИ ВЫЯВЛЕНИИ ЛОПАТОК С ТРЕЩИНАМИ.**

Обнаруженные при осмотрах лопатки с трещинами должны быть вырезаны с соответствующей частью бандажа и удалены; в некоторых случаях достаточно и вполне надежно обрезать поврежденные лопатки по проволочный бандаж. Подрезка лопаток по высоте дает значительное повышение частоты собственных колебаний, которая изменяется обратно пропорционально квадрату высоты лопаток; после подрезки лопаток обязательна проверка их вибрационной характеристики и при получении кратности резонанса меньше шестой необходима их настройка.

При верховой посадке лопаток на диске смена отдельного пакета с поврежденной лопаткой возможна, но при этом должно быть учтено, что замена отдельных пакетов может привести к ускоренному выводу из строя всего диска, так как число допускаемых повторных смен лопаток ограничивается предельным диаметром отверстий для заклепок.

При поломке или вырезке нескольких лопаток и отсутствии трещин на других лопатках этого ряда обычно для сохранения общего баланса ротора без его балансировки производится вырезка такого же количества лопаток, расположенных в диаметрально противоположных точках ряда.

В некоторых случаях может быть применен и другой способ, оправдавший себя на практике. Вместо вырезки диаметрально противоположных лопаток можно установить в балансировочные отверстия ротора специальные грузы на той же стороне на линии радиуса вылетевших лопаток. Такой способ легко применим для первого и последнего дисков, на которых обычно имеются пазы для балансировочных грузов. Вес подвешиваемого груза, компенсирующего вылетевшую лопатку, находится из подсчета, учитывающего радиус расположения вылетевшей лопатки, радиус расположения подвешиваемого груза и вес вылетевшей лопатки. Например, если вылетела лопатка весом 0,3 кг, расположенная на радиусе 90 см, а балансировочные пазы, куда можно поставить компенсирующий груз, находятся на радиусе 50 см, то компенсирующий груз равен:  $90 \cdot 0,3 / 50 = 0,54$  кг.

Во всех остальных случаях после удаления одной или нескольких лопаток необходимо проведение балансировки ротора.

Удаление большого числа лопаток вызывает значительное ослабление всего ряда и создает угрозу вылета оставшихся лопаток во время эксплуатации; поэтому максимальное количество удаленных лопаток не должно превышать 7—8%; при превышении этого количества необходимо произвести перелопачивание всего ряда лопаток.

Если для смены поврежденных лопаток нет запасных, то временно, до получения новых лопаток для переоблопачивания и в целях обеспечения надежности работы турбины, старые лопатки должны быть обрезаны под корень так, чтобы хвосты лопаток оставались в пазу или на диске; такая обрезка служит для предохранения паза от разъедания струей пара и от ржавления; оставлять паз открытым недопустимо, так как это может привести к затруднениям при установке новых лопаток.

При удалении всех старых лопаток данной ступени в цилиндре оставляются все диафрагмы, и пуск турбины производится с соответствующим ограничением мощности. Удаление отдельной ступени рабочих лопаток вызывает довольно значительное увеличение расхода пара, но напряжения в последующих диафрагмах и рабочих лопатках увеличиваются сравнительно незначительно. Наибольшему увеличению напряжения подвергается последняя ступень турбины. Напряжения на последней ступени увеличиваются, по сравнению с нормальными, на 5—15%, что требует для сохранения напряжений, допустимых для надежной работы, снизить расход пара на турбину также на 5—15%; это достигается соответствующим ограничением мощности.

Удаление диафрагмы, стоящей перед обрезаемой ступенью рабочих лопаток, не допускается, так как это приводит к перегрузке предыдущей и последующей ступеней, может приводить к недопустимым изгибам диафрагм и к увеличению напряжения в лопатках. Если все же требуется удалить диафрагму при ее повреждении, необходимо при отсутствии точных расчетных данных снизить расход пара на турбину так, чтобы напряжения в диафрагме и рабочих лопатках турбины не превышали расчетных.

Места, где бандажная проволока отпаялась или в пайке появились трещины, должны быть вновь пропаяны серебряным припоем. В самой проволоке не допускаются никакие дефекты в виде трещин и обрывов, поэтому при их обнаружении в значительном числе проволок одной ступени лопаток необходимо произвести смену всей бандажной проволоки данной ступени лопаток. При обнаружении единичных «случайных» обрывов и трещин проволоки в этих местах могут быть установлены муфточки с их пропайкой серебряным припоем.

При необходимости смены всего комплекта бандажной проволоки данной ступени лопаток производится выпайвание дефектной проволоки, ее извлечение из отверстий лопаток, зачистка лопаток и отверстий от старого припоя, установка новой проволоки и ее пайка серебряным припоем. Для извлечения старой и установки новой проволоки требуется снятие с диска нескольких лопаток; одновременно это позволяет использовать для зачистки отверстий в лопатках электрической или пневматической дрели, в патрон которой зажимается в качестве гибкого вала стальная проволока диаметром 3—4 мм с припаянным на свободном конце сверлом соответствующего диамет-

ра. Если конструкция хвостов лопаток не позволяет снимать с диска каждую лопатку в отдельности, как это может быть выполнено по лопаткам с вилкообразным или торцевым елочным хвостами, приходится идти на выемку пакета лопаток у замка и после окончания установки новых проволок во все пакеты вновь устанавливая на место вынутые лопатки и заделывать замок.

### **13.6. ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ.**

Большинство аварий с лопаточным аппаратом турбин происходит вследствие вибрационных колебаний пакетов лопаток; структура излома таких лопаток имеет признаки усталости металла.

Основными причинами, вызывающими вынужденные колебания рабочих лопаток, являются:

1) колебания, возникающие при недостаточно уравновешенном роторе, которые передаются через диски лопаткам, и колебания, возникающие при неудовлетворительной центровке роторов по муфтам;

2) колебания, возникающие вследствие парциального подвода пара (не вся дуга заполнена соплами) на первых ступенях турбины, что создает неравномерность парового потока по окружности колеса, которая может приводить к тангенциальным колебаниям со значительными динамическими напряжениями;

3) колебания, вызываемые неравномерностью парового потока при прохождении лопаток мимо выходных кромок сопел и направляющих лопаток и зависящие от толщины выходных кромок направляющих лопаток и зазоров между диафрагмами и рабочими колесами;

4) колебания, вызываемые неравномерностью парового потока, вследствие наличия горизонтальных разъемов диафрагм, отклонений в номинальных размерах каналов направляющих аппаратов и углов установки отдельных направляющих и рабочих лопаток, что создает местные увеличения или понижения давления пара на рабочие лопатки.

Направляющие лопатки в процесс эксплуатации неподвижны, и напряжения, возникающие в них от действия парового потока, значительно ниже напряжений, испытываемых рабочими лопатками.

Рабочие лопатки и пакеты лопаток, связанные ленточными и проволочными бандажами, под действием ряда причин находятся в работающей турбине под воздействием следующих видов вибрации:

а) тангенциальной, т.е. колебаний, происходящих в плоскости вращения диска. Замеры собственной частоты колебаний этого вида вибрации, которая имеет основное значение в работе лопаточного аппарата, производятся в тангенциальной плоскости;

б) аксиальной (осевой), т.е. колебаний, происходящих в плоскости перпендикулярной вращению диска; этот вид вибраций лопаток свя-

зан с вибрациями дисков. Замеры частоты колебаний этого вида вибраций производятся в осевой плоскости;

в) крутильных колебаний пакетов лопаток (возвратно повторяющиеся угловые повороты), при которых наиболее интенсивные колебания испытывают вершины лопаток, крайних в пакете и незначительные повороты лопатки, расположенные в середине пакета.

Практика показывает, что поломки рабочих лопаток чаще всего происходят от резонансных тангенциальных колебаний первого тона, так как эти колебания имеют максимальные амплитуды, а следовательно, максимальные и знакопеременные напряжения, испытываемые лопатками. Однако аварии лопаток могут вызываться и другими формами колебаний (аксиальными и сложными изгибно-крутильными), поэтому при проведении вибрационных испытаний необходимо определять весь спектр частот.

Амплитуды вынужденных колебаний обычно невелики и сами по себе не могут явиться причиной каких-либо аварий. Если же число вынужденных колебаний лопаток в единицу времени совпадет с числом собственных колебаний, т.е. при резонансе, амплитуда колебаний рабочих лопаток и напряжения их материала могут увеличиться настолько, что произойдут задевания и авария лопаточного аппарата. Частота колебаний, при которых амплитуда достигает максимума, называется критической.

Проверки лопаток, производимые путем расчетов при их конструировании, а также экспериментальные лабораторные проверки отдельных пакетов лопаток, не могут устранить все причины, приводящие к вибрационным поломкам лопаток. Объясняется это тем, что теоретически, с достаточной степенью точности, определить истинное значение частоты собственных колебаний пакетов лопаток на облопаченных и вращающихся роторах не представляется возможным. Ряд величин, принимаемых в расчете, как-то: жесткость крепления бандажных лент и проволок, жесткость крепления лопаток в пазах дисков и другие факторы, которые имеют для устойчивого сопротивления в условиях вибрации не менее важное значение, чем качество материала и профиль лопаток, в сильной степени зависят от качества сборки лопаток (неправильная пайка и крепление проволочных и ленточных бандажей и пр.). В значительной степени от качества сборки зависят также причины, вызывающие вынужденные колебания лопаток, о которых указано выше; кроме того, в практических условиях эксплуатации действуют факторы, понижающие усталостную прочность лопаток (температура среды, эрозия, коррозия и пр.).

Ни одна из ступеней турбины при рабочих числах оборотов не должна попадать в резонанс, поэтому путем теоретических и экспериментальных работ были установлены определенные критерии, которым должно удовлетворять облопачивание турбины и которые носят назва-

ние вибрационных характеристик лопаточного аппарата.

К величинам, определяемым вибрационными характеристиками, относятся: статическая частота собственных колебаний пакетов лопаток в тангенциальном и осевом направлениях  $f_c$ , разброс частот собственных колебаний пакетов лопаток одного и того же диска, отнесенный к минимальной частоте  $\Delta f_c$ , динамическая частота собственных колебаний  $f_d$ , запас от резонанса по числу оборотов  $\Delta n$ .

Знание вибрационных характеристик и периодическая проверка в процессе капитальных ремонтов частот собственных колебаний пакетов лопаток позволяют своевременно обнаруживать такие дефекты облопачивания, даже если они не были обнаружены при тщательном внешнем осмотре, как обрывы и отпайки проволочного банджа, ослабление крепления ленточного банджа, ослабление крепления лопаток и др. Знание запаса колебаний от резонанса позволяет объективно судить о надежности лопаточного аппарата, о пригодности его к дальнейшей эксплуатации и дает возможность своевременно принимать меры к улучшению облопачивания путем изменения частоты собственных колебаний в желательную сторону.

Отстройка достигается повышением жесткости крепления пакетов лопаток на дисках путем конструктивных изменений облопачивания и проведением в процессе капитального ремонта таких мероприятий, как припайка бандажных лент, перепайка проволок к рабочим лопаткам и др.

Описываемые ниже замеры дают возможность определять статические частоты собственных колебаний пакетов лопаток, укрепленных на диске, т.е. частоты первого тона тангенциальных колебаний на не вращающемся роторе. На основании этих замеров расчетным путем определяются динамические частоты собственных колебаний всех пакетов лопаток, учитывающие влияние центробежной силы, возникающей при вращении ротора в рабочих условиях; знание динамических частот собственных колебаний пакетов лопаток дает возможность производить отстройку лопаток от опасных резонансных колебаний.

Если известна статическая частота собственных колебаний лопаток  $f_c$ , динамическая частота собственных колебаний лопаток будет равна  $f_d = \sqrt{f_c^2 + Bn^2}$ , пер/сек; где  $B$ —скоростной коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы на частоту собственных колебаний вращающейся лопатки (этот коэффициент имеет особенно существенное значение для длинных лопаток);  $n$ —число оборотов ротора, об/сек.

Для лопаток, имеющих постоянное поперечное сечение профиля, коэффициент  $B$  определяется по формуле  $B = 0,8D_{cp}/l - 0,85$ , а для лопаток и пакетов лопаток переменного сечения - по формуле  $B = 0,72D_{cp}/l$ , где  $D_{cp}$ —средний диаметр ступени по рабочим лопаткам, мм;  $l$ —рабочая длина лопатки, мм.

Для надежной работы лопаточного аппарата частота собственных колебаний пакета лопаток в рабочих условиях не должна совпадать с частотой возмущающей силы или быть кратной ей, так как в этих условиях колебания лопаток, а, следовательно, и знакопеременные напряжения становятся наибольшими и опасными для целостности лопаток.

Опасной величиной динамической частоты собственных колебаний лопаток является частота, которая находится в следующем соотношении с резонансным числом оборотов:  $f_d = Kn_{кр}$ , где  $K$ —целые числа, равные 1, 2, 3, 4 и т.д.;  $n_{кр}$  - критическое (резонансное) число оборотов.

Критическое число оборотов, при котором частота собственных колебаний лопаток совпадает с частотой возмущающих сил определяется по формуле:  $n_{кр} = f_d/k = \sqrt{(f_c^2 + Bn_{кр}^2)}/k = f_c/\sqrt{(k^2 - B)}$

Зная критическое число оборотов, можно подсчитать запас от резонанса первого тона тангенциальных колебаний по формуле:  $\pm \Delta = (n_{раб} - n_{кр})/n_{раб}$ , где  $n$ —рабочее число оборотов ротора, об/сек.

Вибрационная характеристика лопаток диска считается удовлетворительной, если запас от резонанса составляет:

| Кратность | $K =$ | Не меньше, % |
|-----------|-------|--------------|
| 2         | 2     | -15          |
| 3         | 3     | -8           |
| 4         | 4     | -6           |
| 5         | 5     | -5           |
| 6         | 6     | -4           |

Отсюда следует, чем больше кратность (значение  $K$ ), при которой критическое число оборотов приближается к рабочему, тем безопаснее в отношении вибрации условия работы лопаток; при кратности, равной семи и выше, приближение критического числа оборотов к рабочему и работа в резонансе с возмущающими силами безопасны для лопаточного аппарата. Резонанс с кратностью  $K=1$  недопустим, но если нельзя избежать резонанса с первой кратностью, то запас критического числа оборотов от рабочего должен быть принят в 20—25%.

Разброс частот собственных колебаний отдельных пакетов, полученных экспериментальным путем, определяется по формуле:  $f_c = (f_{c, макс} - f_{c, мин})/f_{c, мин} * 100\%$ , где  $f_{c, макс}$  и  $f_{c, мин}$ —максимальная и минимальная частоты собственных колебаний пакетов одного и того же ряда лопаток.

При настройке лопаток следует стремиться к тому, чтобы разброс частот колебаний пакетов был в пределах до 4% и, во всяком случае, не превышал 8%. При превышении этих норм необходимо принять меры для изменения частоты колебаний таких пакетов, так как иначе качество облопачивания не обеспечивает надежности работы данной ступени.

Для замеров статической частоты собственных колебаний используются в основном специальные виброизмерительные установки типа ПВ (ПВ-2, ПВ-3 или ПВ-4) и приборы типа ДСЧ

(ДСЧ-1, ДСЧ-2); первые разработаны и изготовлены ЦЛЭМ Мосэнерго, вторые - Харьковэнерго-ремонт.

Установки ПВ, в зависимости от характера крепления лопаток и планируемого объема вибрационных испытаний, дают возможность определять частоту собственных колебаний двумя способами.

1. Способ свободных колебаний — простой и точный способ определения тангенциальной вибрации первого тона лопаток с пакетным креплением. Этот способ основан на сравнении собственной частоты колебаний пакета с известной частотой генератора регулируемой частоты. Собственные колебания, возбуждаемые ударом резинового молоточка по пакету в тангенциальном направлении, преобразуются в пьезошупе в электрические и поступают на осциллограф; изменяя частоту генератора, напряжение от которого также поступает в осциллограф, добиваются равенства частот пакета лопаток и генератора. Это равенство наступает при появлении на экране осциллографа изображения в виде эллипса (фигура Лиссажу); частота колебаний фиксируется по частотомеру.

2. Способ резонансных колебаний — способ определения частоты любых видов колебаний, независимо от типа бандажных связей. Этот способ основан на возбуждении колебаний лопаток вибратором, который механически (струбциной со штоком) связан с одной из средних лопаток пакета и электрически с генератором регулируемой частоты; генератор может в широких пределах изменять и поддерживать через вибратор частоту колебаний пакета лопаток. Изменением частоты генератора добиваются наступления резонанса, при котором резко возрастает амплитуда колебаний, фиксируемая на экране осциллографа; в этот момент и производится измерение частоты колебаний по частотомеру.

Принцип действия приборов ДСЧ основан на счете числа импульсов за точный отрезок времени, подаваемых на прибор от пьезоэлектрического датчика, который преобразует механические колебания пакета лопаток в электрические сигналы. Возбуждение этих колебаний производится ударами по пакету лопаток резинового молотка или вибратором от генератора регулируемой частоты.

Снятие вибрационных характеристик необходимо производить при каждом капитальном ремонте на всех турбинах и со всех пакетов лопаток проверяемых ступеней; периодические замеры частот во время капитальных ремонтов обеспечивают накопление опытного материала, который позволяет эксплуатационному персоналу своевременно выявлять дефекты облопачивания, появляющиеся в процессе длительной эксплуатации, и принимать необходимые меры, вплоть до замены лопаток целых ступеней, неудовлетворяющих требованиям длительной межремонтной надежной и экономичной эксплуатации турбоагрегата.

Вопрос о способе ремонта при обнаруженных в лопатках и в бандажных связях трещинах должен решаться после анализа степени изношенности и истории работы данной ступени, а также снятия ее вибрационной характеристики. Во всех сложных случаях для указанных целей необходимо привлекать соответствующие организации (ВТИ, ОРГРЭС, турбостроительные заводы и др.).

### **13.7. ПОДГОТОВКА К ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЮ.**

Переоблопачивание должно планироваться на время остановки турбины на капитальный ремонт.

Перед решением вопроса о переоблопачивании следует точно установить причины появления дефектов в лопатках, вызвавших необходимость переоблопачивания. Если эти причины недостаточно ясны, необходимо привлечь к их выяснению соответствующую экспертизу, так как в ряде случаев причины выхода из строя лопаток можно установить только после определения соответствия материала лопаток условиям работы, правильности конструктивного выполнения и закрепления, влияющих на вибрационную характеристику лопаток, и пр.

Если причиной выхода лопаток из строя являются несоответствующее качество материала или конструктивные дефекты, необходимо при заказе турбостроительному заводу новых лопаток оговорить внесение соответствующих изменений в лопатки; новые лопатки должны быть изготовлены с учетом дефектов сменяемых. Для выведения лопаток из области резонанса может потребоваться изменение профиля лопаток, установка бандажной ленты (при ее отсутствии), установка дополнительной бандажной проволоки в один, два и более рядов, установка демпферной проволоки, перенос в другое место отверстий для бандажной проволоки, изменение пакетирования лопаток и пр.

В связи с большой ответственностью работ, производимых при переоблопачивании, необходимо обратить большое внимание на тщательную подготовку к переоблопачиванию и на подбор квалифицированного персонала, который знает условия работы лопаточного аппарата, понимает последствия допускаемых отклонений и может обеспечить большую точность и аккуратность в проведении переоблопачивания. Следует учесть, что любые дефекты, допущенные при переоблопачивании, могут после пуска турбины вызвать аварию и новый дополнительный простой турбины, не говоря уже об убытках, которые такая авария может принести.

Перед переоблопачиванием должна быть произведена точная фиксация состояния лопаток (поломки, трещины, отпайки, эрозия и коррозия, в каких рядах и на каких именно лопатках). Необходимо также точно записать количество лопаток в пакете каждого ряда, охватываемого бандажной лентой или проволокой, а при наличии ленты и проволоки или нескольких рядов проволоки —



также и перекрытие одного бандажа другим. Эти данные, если они не изменены при заказе новых лопаток, необходимы для пакетирования новых лопаток после их установки на ротор и статор; для той же цели следует зарисовать и взаимное расположение замков на рядах лопаток, подлежащих смене.

Вынутый для переоблопачивания ротор устанавливается в горизонтальном положении на козлы, имеющие на своей несущей части вырезы, соответствующие диаметрам шеек вала; эти вырезы покрываются прессшпаном со смазкой цилиндрическим маслом; такая укладка ротора, как в подшипники, без каких-либо подклинок, дает возможность легко провертывать ротор в процессе переоблопачивания.

При выборе места для установки ротора, помимо проверки нагрузки на перекрытие в опорных частях козел, необходимо, чтобы к ротору был обеспечен проход со всех сторон.

Переоблопачивание дисков большинства роторов производится без снятия самих дисков с вала. Исключение составляют конструкции лопаток с верховой посадкой и с малыми промежутками между дисками, для смены которых приходится снимать диски с вала (§ 14.2). Снятые диски надеваются на деревянные брусья достаточного сечения, которые в свою очередь устанавливаются на козлы.

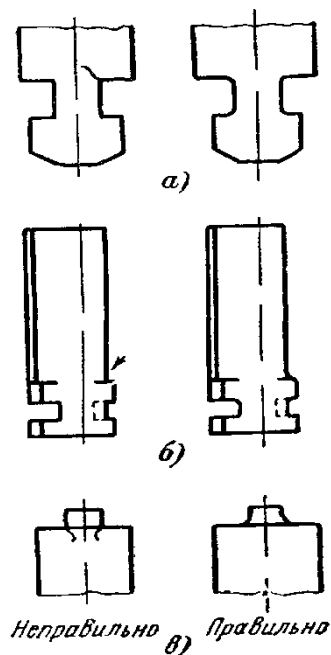
При переоблопачивании направляющих лопаток цилиндра турбины верхняя крышка цилиндра должна быть предварительно перевернута (см. § 7.3) и уложена на брусья; крышка должна быть надежно установлена и прочно укреплена, чтобы она не могла сдвинуться, когда становятся на ее фланец.

**Проверка новых лопаток.** Лопатки, полученные с завода, должны быть предварительно тщательно проверены по комплектности и по качеству.

Перед началом проверки необходимо детально ознакомиться с технической документацией, имеющейся на электростанции и получаемой с завода одновременно с новыми лопатками. Эта документация является основой для проверки лопаток и в ее составе должны быть: чертежи с размерами лопаток, с установочными данными и допусками, схемы установки и пакетирования, акты приемки лопаток заводским ОТК, сертификаты на материалы, из которых изготовлены лопатки и бандажные связи, а также, в необходимых случаях, специальные указания по переоблопачиванию.

Проверка, производимая по внешнему виду и размерам каждой лопатки, устанавливает: 1) качество обработки лопаток в соответствии с предъявляемыми к ней требованиями в отношении шлифовки и полировки; 2) отсутствие дефектов материала; 3) точность размеров, в особенности в части профиля хвостовой части, закрепляемой на диске, барабане или в статоре и правильность положения и выполнения шипов лопаток для бандажной ленты и отверстий для бандажной проволоки.

Несмотря на то, что с завода все лопатки поступают на электростанцию после проверки заводским отделом технического контроля (ОТК), все же следует убедиться в наличии на лопатках клейм заводского ОТК и через лупу с 6—10-кратным увеличением проверить отсутствие лопаток с дефектами в виде трещин, рисок, раковин и др. Наличие на лопатках следов от резцов, указывающих на недостаточно тщательную шлифовку и полировку, а также наличие на рабочей части лопаток заводских клейм, недопустимы. Царапины, риски, заусеницы и следы резца на лопатках в условиях вибрации могут стать центрами разрушения, наличие этих дефектов и недостаточная полировка поверхности лопаток понижают сопротивление лопаток вибрации, эрозии и коррозии.



**Рисунок 13.15.** Неправильное и правильное выполнение закруглений в лопатках. а — в углах хвостовой части, б — в переходах от хвостовой к рабочей части лопаток, в — в шипах для бандажной ленты.

Необходимо обратить внимание на плавность закруглений и переходов от одного сечения к другому, как, например, в углах хвостовой части (рис. 13.15,а), в переходе от хвостовой к рабочей части лопатки (рис. 13.15,б), в шипе для бандажа (рис. 13.15,в) в округлении отверстий для бандажной проволоки и пр. Сопротивление вибрации и механическая прочность находятся в прямой зависимости от наличия на лопатках и дисках острых углов, острых кромок и резких переходов, в условиях вибрации эти дефекты, являющиеся местами концентрации местных напряжений, приводят к появлению трещин.

Во всех случаях острые переходы на лопатках должны быть закруглены и иметь радиусы, соответствующие чертежам (не менее 1-1,5 мм), отверстия для проволочного бандажа, выполняющего роль опоры, воспринимающей реакцию при вибрации лопаток, должны быть немного раз-

зенкованы с одинаковой фаской во всей окружности отверстия с обеих сторон лопатки.

Лопатки, надежность которых вызывает сомнение, следует забраковать и удалить из общей партии, так как установка даже одной негодной лопатки приводит к некачественному выполнению всего облопачивания, только качественно выполненные лопатки обеспечат многолетнюю безаварийную эксплуатацию турбины.

Несмотря на трудности, которые вызывает проверка размеров лопаток, особенно посадочных размеров хвоста, эта проверка обязательна и производится при помощи различных приспособлений и специальных калибров, выполненных с большой точностью. При проверках замеряются следующие размеры:

1. Длина лопаток  $l$  (от опорных поверхностей хвоста до головки лопаток—рис. 13.16,а). При наличии разницы в длинах могут возникнуть затруднения при надевании бандажей и их расклепке на шипах, вследствие изгиба бандажей на лопатках разной длины может быть нарушен требуемый радиальный зазор.

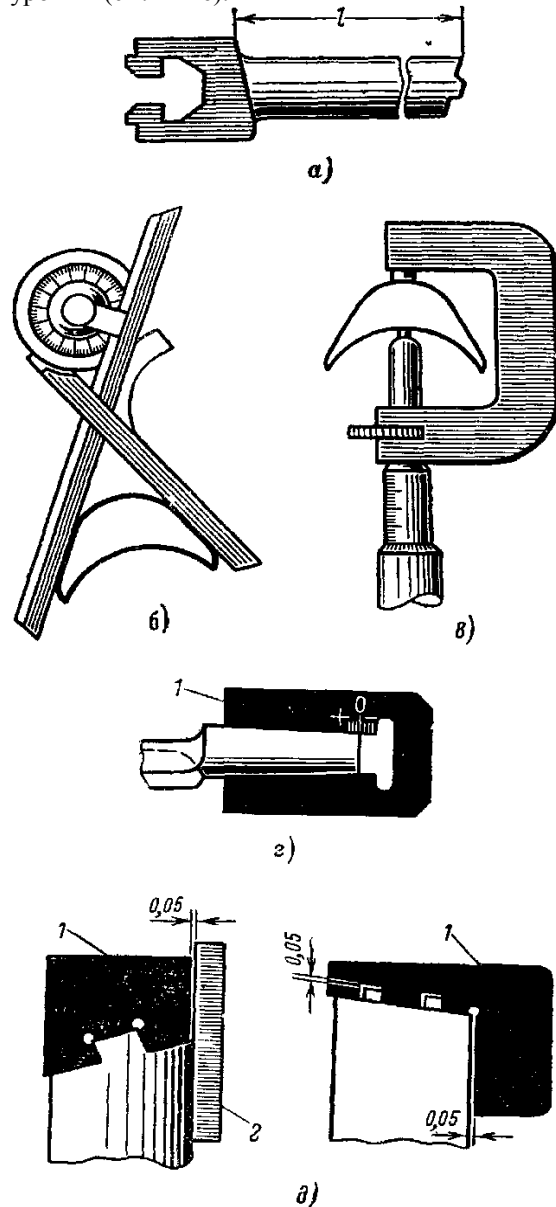
2. Толщина, ширина и профиль хвостовой части лопаток и вставок. Неправильности в этих размерах могут вызвать неплотность посадки лопаток в паз диска, зазоры между лопаткой и вставкой, уменьшение жесткости закрепления лопаток, а, следовательно, и появление резонансных колебаний лопаток. Проверку толщины и ширины лопатки и конуса хвоста лопатки при плоском хвосте можно произвести угломером и микрометром (рис. 13.16,б и в), измерения должны производиться в одних и тех же местах хвоста каждой лопатки. Поверхность лопаток с плоскими хвостами должна быть проверена также по шабровочной плите. При проверке лопаток с верхней посадкой надо убедиться в достаточной полноте хвостов лопаток с одновременной разметкой отклонения радиального конуса хвоста лопатки в плюсовую и минусовую стороны от расчетного шага (рис. 13.16, з)

3. Ширина, высота и наклон шипов на лопатках, они должны быть одинаковыми, так как иначе встретятся значительные затруднения по надеванию на эти шипы бандаж, отверстия в котором штампуются одним размером пуансона и матрицы или просверливаются сверлом одного размера. Измерение шипов производится несложными шаблонами (рис. 13.16,д), которыми одновременно измеряется ширина, высота и наклон шипа. Смещение шипа лопатки относительно ее боковой кромки нетрудно измерить по зазору, получающемуся, если приложить к лопатке шаблон и линейку. Нельзя допускать к облопачиванию лопатки, имеющие шипы под бандажную ленту, ослабленные их утонением и отсутствием закругления у корня. Эти дефекты могут быть причиной аварии облопачивания вследствие отрыва бандаж во время работы турбины.

4. Расположение отверстий под бандажную проволоку на всех лопатках, которое должно совпадать, иначе трудно будет протолкнуть проволоку; кроме того, проволока будет отжимать в аксиаль-

ном направлении лопатки с несовпадающими отверстиями. Эти отверстия должны быть отшлифованы и с обеих сторон лопатки раззенкованы так, чтобы фаски после зенкования были одной ширины по всей окружности отверстия. Диаметр отверстий должен быть больше диаметра проволоки на 0,2-0,5 мм; уменьшение этих диаметров (зазоров) может приводить к некачественной сварке.

5. Вес лопаток, в особенности лопаток с длиной более 500 мм; неравновесность лопаток может привести к появлению небаланса ротора турбины (см. ниже).



**Рисунок 13.16.** Проверка размеров и профилей лопаток. а — измерение длины лопатки, б — измерение ширины лопатки угломером, в — измерение толщины лопатки микрометром, г — проверка радиального конуса хвоста лопатки шаблоном, д — проверка шипов лопаток шаблонами линейкой и шупом; 1-шаблон, 2-линейка.

При наличии отступлений в размерах необходимо в каждом отдельном случае продумать возможность использования лопаток с помощью

подпиловки еще до переоблопачивания при условии, что такая подпиловка не ослабит лопатку. Всякую подпиловку следует делать тщательно, по шаблону, так как от нее в большой степени зависит качество облопачивания. Следует учитывать, что при слесарной подгонке лопаток нередко наблюдается искажение профиля ее поверхностей, а также завалы напильником, увеличивающие предусмотренные зазоры.

Проверочные работы желательно производить тотчас же по получении лопаточного материала с завода; в этом случае при обнаружении серьезных дефектов имеется возможность потребовать их устранения самим заводом, что, безусловно, обеспечит более высокое качество работы по устранению дефектов.

Лопатки одного ряда могут иметь между собой значительную разницу в весе, которая при длинных лопатках доходит до больших величин. Кроме того, имея одинаковый вес, разные лопатки могут иметь различный вес отдельных сечений лопатки, т.е. иметь массу профиля, неодинаково расположенную по высоте этих лопаток. Посадка таких лопаток на диск приводит к небалансу диска, который устранить очень трудно.

Необходимость обеспечения одинаковых весов для всех лопаток данного ряда или установление определенного предела колебаний весов в лопатках одного ряда привела к применению взвешивания каждой лопатки. Взвешиванию обязательно подвергаются лопатки: длиной больше 250 мм для турбин с 3000 об/мин и длиной больше 400 мм для турбин с 1500 об/мин. Лопатки, имеющие длину в указанных пределах, подлежат взвешиванию на обыкновенных торговых весах; лопатки с длиной выше указанных пределов подлежат взвешиванию на специальных весах, носящих название моментных.

Моментные весы (рис. 13.17) дают возможность подобрать лопатки с весом, одинаково распределенным по длине лопатки; шкала этих весов используется не для определения абсолютных весов, а для сравнения весов отдельных лопаток с одной из лопаток принимаемой за контрольную (эталон). За контрольную принимается лопатка, имеющая средний вес из 10—15 проверенных по очереди разновесных лопаток.

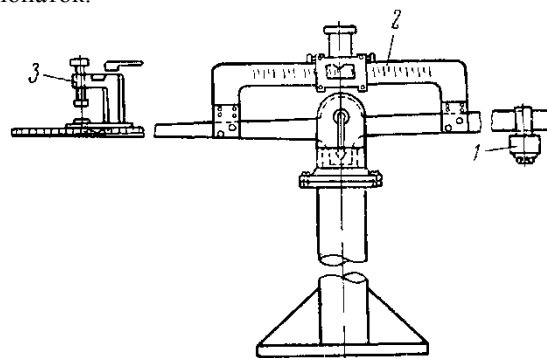
На одной стороне коромысла весов лопатка укрепляется на таком же расстоянии от оси вращения коромысла, как она крепится на диске от центра ротора турбины; на другой стороне коромысла эта лопатка уравнивается противовесом, скользящим по рычагу, на котором нанесена шкала с делениями.

Контрольная лопатка клеймится как нулевая, так как положением противовеса на коромысле весы регулируются так, чтобы при ее взвешивании показание шкалы весов было нулевое. Все остальные лопатки после их взвешивания клеймятся с указанием плюса (перевес) или минуса (недовес) числа делений шкалы от нулевой точки. Этим путем все лопатки подбираются по группам, соответствующим делениям шкалы весов. Простота пользования моментными

весами обеспечивает быстрое выполнение процесса сортировки и подборки лопаток по весу. Лопатки, веса которых лежат вне пределов, установленных на шкале, т.е. слишком тяжелые или слишком легкие, откладываются в сторону.

Перед установкой взвешенных лопаткой на диск производится разбивка лопаток по пакетам в соответствии с чертежом облопачивания и с расчетом распределения пакетов лопаток равного или близкого по значению веса или момента на двух диаметрально противоположных сторонах диска. Пакеты одного веса клеймятся одинаковым номером. Такой установкой лопаток удастся получить равномерное распределение веса лопаток на диске, благодаря чему значительно уменьшается неравновесность диска и облегчаются условия балансировки, а в ряде случаев, при снятом диске и сведении статического небаланса облопаченного диска до нуля, даже устраняется необходимость балансировки после переоблопачивания.

Одновременно по лопаткам с верховой посадкой следует учесть необходимость равномерного распределения по пакетам лопаток с более толстыми и тонкими хвостами, в зависимости от получающихся отклонений этих размеров от расчетного шага, а также проверить совпадение отверстий для заклепок каждых двух соседних лопаток.



**Рисунок 13.17.** Моментные весы для взвешивания лопаток. 1-гиря, 2-уравнивающий балансир; 3—крепление лопатки.

После выполнения всех указанных выше проверок необходимо еще проверить размеры, качество и количество имеющихся вставок, замков, заклепок, бандажных лент и проволок и сверить это количество с фактически требующимся для установки в турбину во избежание нехватки при перелопачивании.

При заключении договора с заводом необходимо заказать новых лопаток на 5% больше, а остального лопаточного материала на 10% больше, чем фактически установлено в турбине; такой резерв следует предусмотреть на случай отбраковки лопаток, возможной порчи нескольких лопаток, вставок и бандажей в процессе переоблопачивания и, наконец, некоторого несовпадения размеров лопаток по толщине. Отсутствие такого резерва может вызвать нехватку лопаток и прочих материалов при переоблопачивании и затруднить ремонт.

Работы по переоблачиванию необходимо обеспечить такими специальными материалами, как серебряный припой ПСр-45, флюс, ртутная мазь, глицерин и др. Должны быть также подобраны и отремонтированы, кроме обычных слесарно-механических инструментов и измерительных приборов, специальные инструменты, приборы, шаблоны, приспособления и средства малой механизации (шлифовальные машинки, кондукторы для сверления отверстий, супорт токарного станка, пресс для пробивки отверстий в бандажах, угловые дрели для высверливания заклепок, домкраты, весы и др.).

Все указанные выше работы должны быть проведены еще до остановки турбины на ремонт. Только убедившись в полном обеспечении переоблачивания всеми необходимыми материалами и инструментами, можно приступить к разлопачиванию дефектных ступеней.

### 13.8. РАЗЛОПАЧИВАНИЕ.

Перед полным удалением старых лопаток ступени, намеченной к переоблачиванию, у этой ступени после точного определения места расположения и аккуратного удаления замка снимается один пакет или вынимается несколько лопаток и вставок.

Пробной установкой новых лопаток и вставок в образовавшееся свободное место паза необходимо убедиться по месту, что имеющиеся новые лопатки по своим размерам вполне подходят для переоблачивания. По лопаткам с верховой посадкой необходимо проверить плотность посадки хвоста на гребень диска и убедиться в соответствии диаметров новых заклепок диаметрам отверстий в диске, так как при каждом новом переоблачивании диаметры заклепочных отверстий в диске увеличиваются на 0,2—0,4 мм.

Если почему-либо окажется, что новые лопатки не годятся по своим размерам для переоблачивания, необходимо установить обратно на место старые лопатки и вставки и, изготовив новый замок, закрепить его в пазе со старыми лопатками. При негодности старых лопаток к дальнейшей работе они вырубаются у корня и паз для предохранения от коррозии оставляется заполненным хвостами лопаток и вставками.

В случае пригодности новых лопаток из ротора и статора сразу удаляются все ряды лопаток, подлежащие смене. Лопатки могут быть удалены только после удаления бандажных связей и замков.

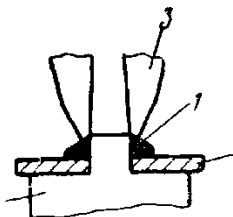


Рисунок 13.18. Удаление расклепки шипа лопатки.  
1-расклепка шипа, 2-лопатка, 3-зубило, 4-бандажная лента.

Удаление бандажных лент у лопаток, пригодных к дальнейшему использованию, должно производиться без порчи шипов лопаток; для этого после обрубки расклепанной по сторонам части шипов (рис 13.18) и зачистки верхушки шипов снять бандаж с шипов лопаток не представляет затруднений.

Удаление бандажных лент и проволок при непригодности лопаток к дальнейшему использованию производится путем их резки ножовками, ножницами или автогенными резаками между двумя соседними лопатками. Эта операция трудоемка, усложняется теснотой места и в ряде случаев заменяется подрубкой лопаток зубилом у корня или, если возможно, подрезкой у корня автогеном, что ускоряет эту работу.

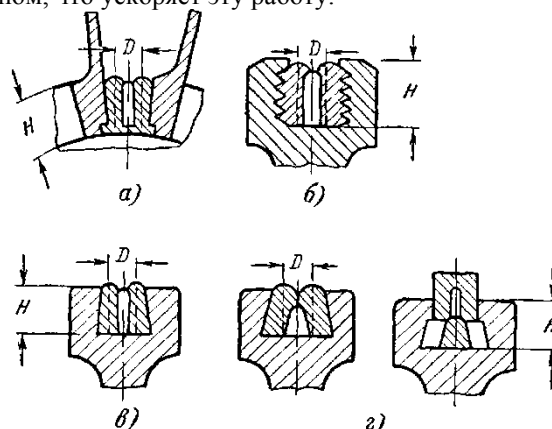


Рисунок 13.19. Конструкции клиновых замков лопаток.

Способы удаления замков зависят от их конструкции и конструкции крепления лопаток на дисках.

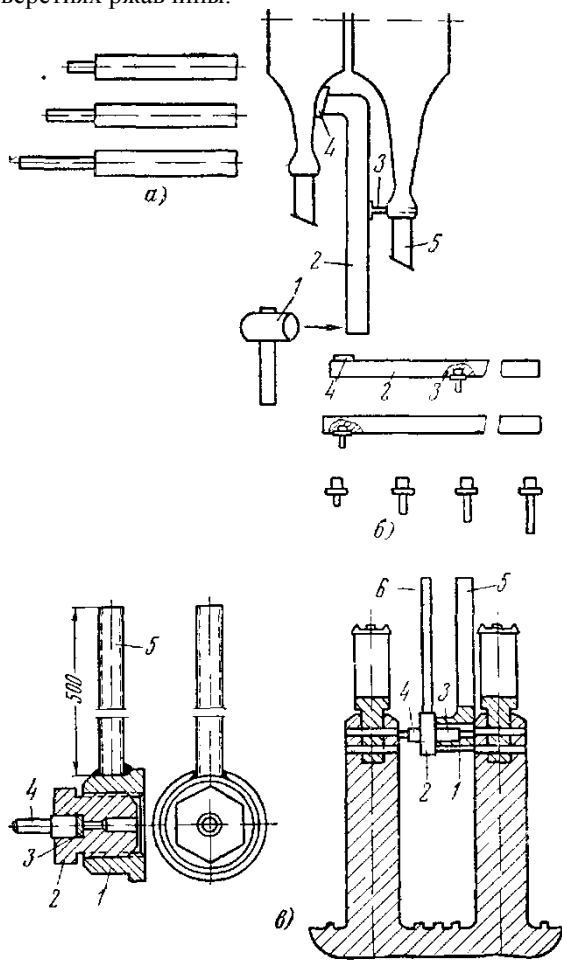
Удаление клиновых замков с хвостами, входящими в пазы дисков (рис. 13.19), производится после снятия бандажной ленты над замком, засверловки торца клиновой части замка на глубину паза  $H$  длинным сверлом диаметром  $D$  на 4—5 мм меньше толщины замка для предохранения от порчи сверлом паза диска. Удаление остатков замка производится вырубкой зубилом или крейцмейселем.

После удаления замка лопатки вынимаются из паза через замковое отверстие, для этого лопатки и вставки с помощью выколотки передвигаются по пазу к замковому отверстию с принятием мер предосторожности против порчи паза диска. Лопатки и вставки, подлежащие дальнейшему использованию, обязательно должны соответствовать клеймиться порядковыми номерами с тем, чтобы в последующем они могли быть установлены так, как они стояли в данном случае.

При снятии с дисков лопаток с верховой посадкой следует учитывать, что работы по переоблачиванию этого типа лопаток без снятия дисков с вала являются трудоемкими (в основном все работы производятся вручную) и связаны с неудобствами, в особенности при лопатках, сидящих на дисках с двойным гребнем, у которых длина заклепки доходит до 80 мм. Во многих случаях при необходимости переоблачивания не-

скольких рядов лопаток и при их близком взаимном расположении приходится снимать диски с вала, так как переоблапачивание в этих условиях при горизонтально уложенных дисках значительно облегчается, а качество облапачивания повышается.

Для удаления старых лопаток необходимо осторожно срубить головки заклепок, удерживающих лопатки на гребне диска; заклепки выбиваются из отверстий с помощью набора выколоток, имеющих диаметр конца на 1-1,5 мм меньше диаметра заклепки; по мере выхода заклепки из отверстия производится замена одной выколотки другой с более длинным концом (рис. 13.20,а). Заклепки должны выбиваться в сторону, противоположную забиванию заклепок при их установке. Для облегчения выхода заклепок из отверстий необходимо предварительно хорошо смочить паз керосином для размягчения возможной в отверстиях ржавчины.



**Рисунок 13.20.** Удаление заклепок, закрепляющих лопатки на диске. а - выколотки для выбивания заклепок; б - выбивание заклепок рычагом со сменными бородками; 1-кувалда; 2-рычаг; 3-бородок; 4-медная прокладка; 5-удаляемая лопатка; в - домкрат для выдавливания и кернения заклепок, 1-гайка, 2-болт, 3-пята, 4-бородок или керн, 5-труба 1/2", 6-гаечный ключ.

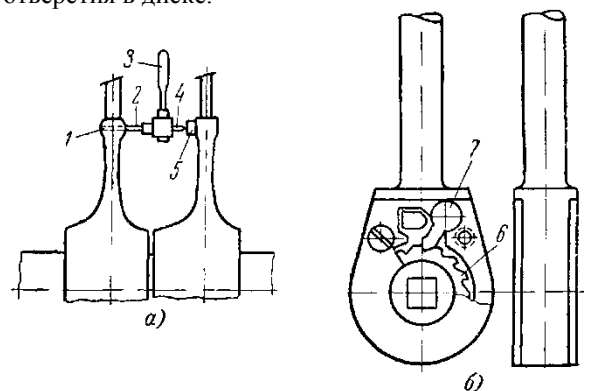
Удаление заклепок у дисков, не снятых с вала, может производиться путем их выбивания при помощи рычагов длиной до 1,5 м с выточкой

для вставки сменных бородков (рис. 13.20,б). Применение бородков различной длины вызывается небольшим расстоянием между дисками; самые короткие употребляются в начале выбивания, по мере выхода заклепки из отверстия их заменяют бородками большей длины. Бородок, вставленный в рычаг, упирающийся одним концом через медную прокладку в соседний диск возможно ближе к центру диска, наставляется на головку заклепки, после чего по выступающему концу рычага наносятся удары кувалдой.

Тугосидящие заклепки могут быть выдавлены с помощью коротких, специально приспособленных домкратов, на концы которых вставляются бородки; бородки получают поступательный ход при вращении гайки домкрата ключом (рис. 13.20,в).

Рычаги или домкраты должны иметь достаточно большую поверхность упора; упор производится в соседний диск через медные прокладки, чтобы избежать порчи поверхности диска.

В некоторых случаях при заклепке, очень туго поддающейся выбиванию, ее приходится попеременно выбивать в обе стороны, отрезая с каждой стороны выступающую часть ножовкой. В случае, если путем выжимания или выбивания бородками заклепку удалить не удастся, при снятии лопаток с плоскими хвостами приходится идти на аккуратное высверливание с помощью угловой дрели или трещотки (рис. 13.21); высверливание надо производить сверлом на 1—2 мм меньше диаметра заклепки, чтобы не испортить отверстия в диске.



**Рисунок 13.21.** Высверливание заклепок с помощью сверла и трещотки. а — установка трещотки, б — конструкция трещотки: 1-заклепка, 2-сверло, 3-трещотка; 4-упор; 5-медная прокладка; 6-храповик; 7-собачка.

После удаления заклепок и обрубки бандажей тугосидящие лопатки могут быть сняты с гребня диска выбиванием с помощью оправки.

В некоторых случаях, при значительном числе заклепок, оставшихся не выбитыми, приходится срезать лопатки до хвостов (рис. 13.22); затем зубилом хвост лопатки выбивается, причем заклепка срезается, что дает возможность выбить оставшиеся куски заклепок из гребней дисков бородками.

Разлопачивание статора также производится после разрезания бандажной ленты и проволоки; выемка лопаток производится после удаления замковых лопаток или концевых тел, находящихся у плоскостей разъема нижней части цилиндра и крышки цилиндра; крышка цилиндра для разлопачивания должна быть перекантована. Замковая лопатка выбивается из паза с помощью зубил и оправок; удаление концевых тел, находящегося на противоположной стороне плоскости разъема, производится после удаления всех лопаток из паза данной ступени; в зависимости от конструкции удаление производится после вывертывания стопоров, вырубки зачеканки, выбивания штифтов и т.д. В некоторых конструкциях лопатки и вставки после выемки замка удаляются не прогонкой их по пазу, а небольшим поворотом в пазе вокруг своей оси.

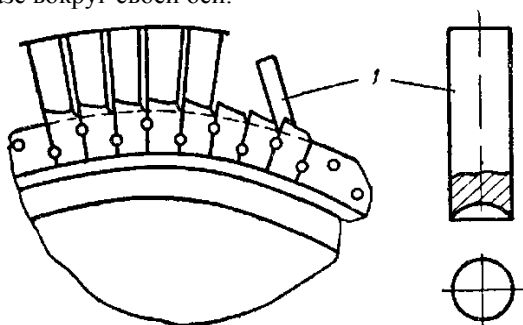


Рисунок 13.22. Выбивание обрезанных хвостов лопаток специальным зубилом 1.

Операции по разлопачиванию ротора и статора должны производиться аккуратно, чтобы не испортить пазы, гребни дисков и края отверстий в пазах и дисках. После удаления лопаток их посадочные места (пазы и гребни) должны быть тщательно осмотрены, заусеницы, забоины, вмятины и царапины должны быть сняты и зачищены, ржавчина, грязь и накипь очищены и поверхность пазов заполирована мелким наждачным полотном. Диск после разлопачивания подлежит проверке с помощью индикатора на отсутствие осевого и радиального биения обода или гребня диска, вызванного деформацией.

### 13.9. ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЕ С ПОСАДКОЙ ЛОПАТОК В ПАЗ.

Перед началом переоблопачивания необходимо: 1) разложить по ящикам (для каждого ряда — отдельный) все подлежащие установке лопатки, вставки, заклепки и бандажки, проверенные по качеству, размерам и наличию клейм заводского ОТК, чтобы во время сборки лопаток не искать нужных материалов, при раскладке по ящикам не перепутать почти одинаковые в ряде случаев лопатки и вставки различных рядов; 2) избегать перебрасывания лопаток с места на место, так как это может отразиться на их качестве (забоины, заусеницы); 3) проверить каждый ряд лопаток и вставок по пазу или гребню с необходимой подгонкой по месту.

Персонал, производящий переоблопачивание, должен четко знать основные требования,

которым должно удовлетворять качество производимого им облопачивания. К этим требованиям относятся: 1) образование рабочих каналов лопаток правильных по форме, размерам и их расположению относительно оси вращения ротора; 2) плотная посадка лопаток в пазах или на гребнях дисков, а также плотное прилегание хвостов лопаток между собой; 3) правильная установка лопаток в радиальном и осевом направлениях; 4) надежное крепление лопаток на диске и между собой с помощью бандажей, с установлением тепловых зазоров между бандажами; 5) плотное прилегание бандажной ленты к торцам и шипам всех соединяемых лопаток и надежная расклепка шипов над бандажной лентой с обеспечением требуемой плотности прилегания бандажей к торцам лопаток; 6) свободный проход бандажной проволоки в отверстия лопаток и ее качественная пропайка серебряным припоем.

Перед установкой новых лопаток следует смазывать пазы тонким слоем ртутной мази, касторового масла или глицерина, что облегчает наборку лопаток благодаря их свободному скольжению в пазе или по гребням и уменьшает сработку последних при продвижении по ним большого количества лопаток.

При переоблопачивании необходимо соблюдать чистоту во избежание попадания крупинки песка и других посторонних тел между лопатками и пазом или гребнем диска. Для соблюдения должной чистоты необходимо: 1) протирать лопатки и вставки перед наборкой; 2) периодически протирать паз или гребни с возобновлением их смазки; 3) проверять щупом зазоры в радиальной части хвостов лопаток; зазоры могут возникнуть в связи с попаданием грязи между лопатками и вставками или неправильной установки и припиловки лопаток и вставок одна к другой; 4) вести непрерывный контроль за качеством поставленных на диск лопаток, их прилеганием, плотностью сборки, осевым и радиальным положением.

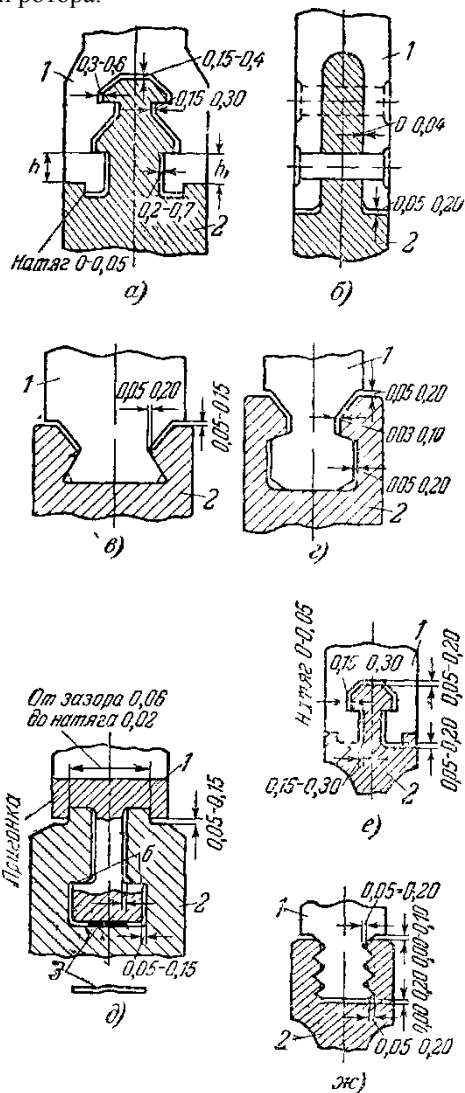
Для обеспечения правильного направления вращения вала при насадке лопаток на диск необходимо ориентировать профиль лопатки по стороне впуска пара. По выяснении этого положения приступают к набору лопаток в паз, учитывая необходимость расположения лопаток одинакового веса на диаметрально противоположных сторонах диска.

У лопаток с Т-образными хвостами опорными поверхностями хвоста являются их торцы, поэтому при переоблопачивании они должны плотно соприкасаться с пазом диска. Шейка и ширина хвоста лопатки должны быть меньше соответствующих частей паза и должны при переоблопачивании иметь зазоры согласно заводским данным или в пределах, указанных на рис 13.23.

Радиальные зазоры, возникшие в процессе сборки лопаток между нижней частью Т-образного хвоста и диском могут быть устранены путем установки под лопатки на дно паза стальных калиброванных лент толщиной 0,3— 0,5 мм для малых лопаток и до 1,5 мм для больших лопа-

ток, ширина лент должна быть на 1—2 мм меньше ширины паза, а длина— равна длине дуги одного пакета или при ее малой длине—длине дуги двух пакетов, натяг между стальной лентой и торцом лопатки не следует допускать больше 0,03 мм.

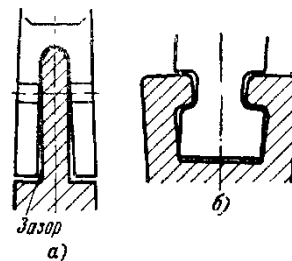
Ленинградский металлический завод на основе опыта пуска и наладки блоков 200 МВт, устанавливает в пазы дисков лопатки с Т-образным хвостом после их пригонки по краске, укладывая между хвостом и ободом диска ленточные подкладные пружинящие пластины из стали 65Г толщиной 1,65—1,85 мм (рис. 13.23, д). Кроме того, заводом введено чередование пакетов рабочих лопаток из стали марки 1Х11МФ с пакетами из аустенитной стали марки 1Х16Н13М2Б (ЭИ680). Этими мероприятиями достигнуто лучшее прилегание пакетов по окружности и дополнительное уплотнение посадки лопаток, что устраняет в рабочих условиях возможность перемещения лопаток в радиальном направлении под действием центробежных сил, а следовательно, возможность нарушения динамической балансировки ротора.



**Рисунок 13.23.** Допускаемые зазоры между пазом и опорными поверхностями хвостов лопаток. а—лопатка с грибовидным хвостом, б—лопатка с вилкообразным хвостом, в — лопатка с ласточкиным хвостом,

г, д, е— лопатки с Т-образными хвостами, ж—лопатка с зубчатым хвостом, 1—лопатка, 2— диск, 3 — стальная пластинка.

Усилия, которые требуется приложить для сборки лопаток в паз, при отсутствии зазоров, указанных на рис. 13.23, приводят не только к расширению обода диска, напряжениям в стенках паза, к их износу и задирам, но затрудняют также сборку лопаток и, нагружая шейки хвостов лопаток, могут приводить к появлению трещин (рис. 13.24). Отсутствие посадочных натягов, неплотная посадка лопаток в опорных поверхностях хвоста и неплотное прилегание хвостов лопаток одного к другому могут приводить к ослаблению заделки лопаток на диске, к неправильной посадке лопаток на диск, к увеличению разброса частот и к снижению надежности облопачивания. Например, надежная работа лопаток с грибовидным хвостом может быть обеспечена только при хорошем контакте опорных площадок хвоста с грибком обода диска, т.е. при выдержанном с максимальной точностью расстоянии между опорными поверхностями хвоста. Разница в размерах  $h$  и  $h_1$  (рис. 13.23, а) не должна превышать 0,03 мм и они должны соответствовать размерам на ободу диска.



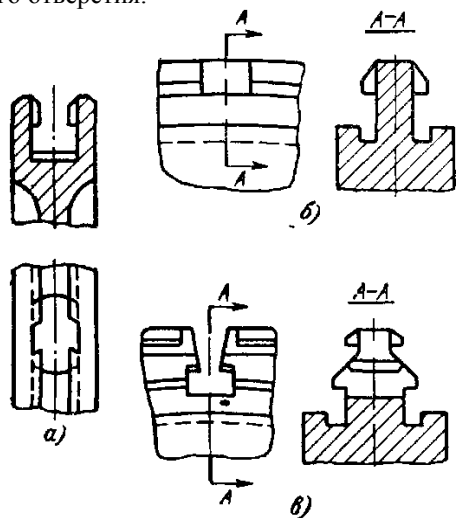
**Рисунок 13.24.** Наборка лопаток с излишним натягом. а—расклинивание щек хвоста лопатки, б — расклинивание щек обода диска.

Для пригонки поверхности хвостовых профилей до полного прилегания, когда лопатка выполнена заодно со вставкой, производится припиловка наружного профиля хвоста лопатки по внутреннему профилю хвоста предыдущей лопатки; когда лопатка выполнена с отдельной вставкой производится припиловка наружного профиля вставки. Плотность прилегания лопатки одна к другой должна проверяться по краске и щупу; щуп толщиной 0,03 мм в стык проходить не должен.

Лопатки с Т-образным хвостом заводятся в паз диска последовательно одна за другой (при наличии промтел—последовательно лопатка, промтело, лопатка, промтело и т. д.) через имеющийся на диске на длине одной лопатки местный вырез обода, так называемый замковый паз (рис. 13.25, а). Аналогично этому заводятся на гребень диска через замковый паз и лопатки, имеющие грибовидный профиль хвоста (рис. 13.25, б и в). В турбинах ХТГЗ для коротких лопаток применяются грибовидные одноопорные хвосты, для средней длины лопаток—

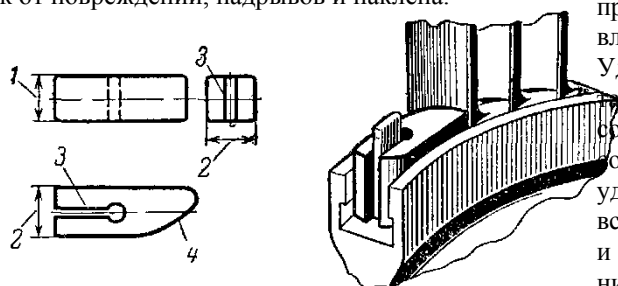
двухпорные и для длинных лопаток—трехпорные хвосты.

Во избежание срабатывания опорных поверхностей хвостов лопаток и обода диска наборку лопаток через замковый паз можно производить в обе стороны от него. При одном замке и четном числе устанавливаемых лопаток без вставок (промтел) первые две лопатки пригоняются по пазу с расчетом такой их установки, чтобы линия, проходящая через середину замкового отверстия и центр диска проходила по линии соединения первых двух лопаток. При нечетном числе устанавливаемых лопаток необходимо, чтобы первая лопатка устанавливалась в паз против замкового отверстия.



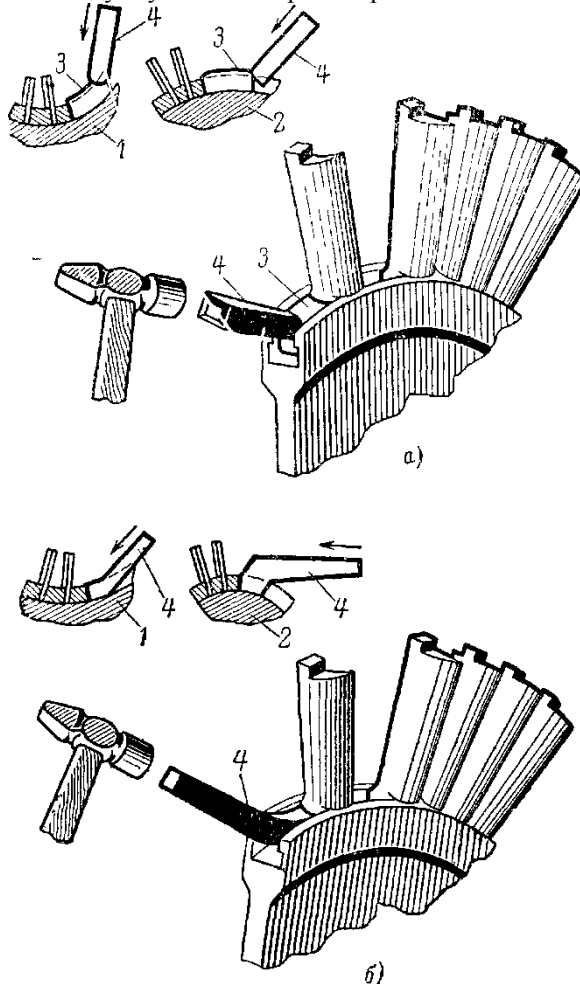
**Рисунок 13.25.** Замковые вырезы в ободу диска для наборки лопаток: а — с Т-образным хвостом; б — с грибовидным одноопорным хвостом; в — с грибовидным двухопорным хвостом.

В начале переоблапачивания вблизи замковых отверстий ставится в паз медный упор (рис. 13.26); этот упор заклинивается в пазу диска для возможности запрессовывания к нему лопаток и вставок и удаляется после набора лопаток на диск. К упору подводят по одной лопатке и вставке, затем их запрессовывают ударами по оправке и специальному сухарю ручником весом 300—400 г (рис. 13.27,а). Сухарь упирается во вставку своей профильной частью, соответствующей выпуклой стороне вставки и хорошо 'пригнанной к пазу. Часть оправки, непосредственно упирающаяся во вставку, выполняется из меди или бронзы для предохранения лопаток и вставок от повреждений, надрывов и наклепа.



**Рисунок 13.26.** Установка лопаток к медному упору. 1—высота вставки; 2—ширина паза; 3—прорезь для клина; 4 — профиль вставки.

Употребляемые во многих случаях цельные стальные оправки (рис. 13.27,б) с рукояткой, по которой наносятся удары ручником, хотя более удобны и дают более плотное закрепление лопаток и вставок в пазах, но могут приводить к нежелательным наклепам на лопатках и вставках, что следует учитывать при их применении.



**Рисунок 13.27.** Наборка лопаток в паз цилиндра и в паз диска. а — с помощью оправки и специального сухаря, б — с помощью цельной стальной оправки. 1—цилиндр, 2—диск, 3—сухарь, 4—оправка.

Как уже указано, удары оправкой производятся по выпуклой стороне вставки, что улучшает зажатие лопаток и вставок в пазу; при неплотном прилегании лопатка и вставка должны быть извлечены из паза и вновь подогнаны одна к другой. Удары, производимые по оправке, должны быть такой силы, чтобы лопатки и вставки при запрессовке плотно прилегали одни к другим и между собой не расходились. Однако слишком сильные удары по оправке могут привести к тому, что вставки, как более твердые, будут расщепляться и подсекают лопатки; это будет заметно по утонению хвоста лопатки, если ее вынуть из паза. Иногда слишком сильная зачеканка лопаток в пазах вызывает появление в уголках у хвоста лопатки



забоин и незаметных трещин, которые, увеличиваясь в работе, приводят к быстрой поломке лопаток и к авариям.

В процессе сборки лопаток на ротор или в цилиндр необходимо производить проверку правильности их радиальной и осевой установок. Проверка правильности расположения кромок лопаток обычно производится с помощью шаблонов, линеек, угольников и щупов. Установка должна быть точной, в особенности на стороне входа пара на рабочие лопатки; для этого все неточности установки переносятся на кромки лопаток со стороны выхода пара, где зазоры между рабочими и направляющими аппаратами больше, чем на стороне входа пара.

Выравнивание в радиальном направлении для получения более правильного шага по верху лопаток производится легкими нажимами на лопатку оправкой (рис. 13.28); оправка надевается на лопатку и выправка производится плавным сгибанием лопатки в нужном направлении, без ударов и толчков. Следует обратить особое внимание на проверку в этом отношении длинных лопаток; например, когда длина хвоста составляет 1/10 часть лопатки, возможные перекосы, допущенные при неправильной установке и обработке хвоста вызовут в 10 раз большие отклонения вершин лопаток от нормального положения. Лопатки, имеющие большие отклонения в осевом и радиальном направлениях, вследствие чего их установка и выправка затруднительна и ненадежна, должны быть удалены полностью.

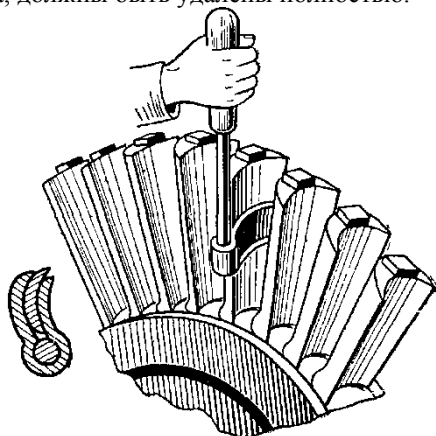


Рисунок 13.28. Правка лопаток.

В реактивных турбинах для облегчения правильности сборки лопаток в плоскости, перпендикулярной оси турбины (в тангенциальном направлении), применяются специальные шаблоны (рис. 13.29,а), толщину которых делают равной зазору между входной и выходной кромками двух соседних рядов лопаток, а высоту—немного больше высоты лопаток. Шаблон при пользовании им прикладывается к ранее набранному ряду лопаток, после чего собирается новый ряд лопаток, кромки которых должны совпадать с вертикалью шаблона.

Отклонение лопаток в тангенциальном направлении в плоскости вращения диска и неправильный шаг лопаток вызывают неправильные

сечения паровых каналов, поэтому на правильность установки лопаток в тангенциальном направлении следует обращать должное внимание. Для проверки правильности установки лопаток, в тангенциальном направлении применяются шаблоны типа, указанного на рис. 13.29,б и в. Шаблон, указанный на рис. 13.29,в является универсальным и может быть использован для замеров установки лопаток любой ступени в тангенциальном направлении, что избавляет от затрат большого количества времени и труда на изготовление шаблонов для каждой ступени. Эти шаблоны устанавливаются на ободке диска, барабана, ступице диска или в расточке статора. Отклонения выходных кромок лопаток от заданного чертежом тангенциального положения не должны превышать данных, приведенных в табл. 13.1.

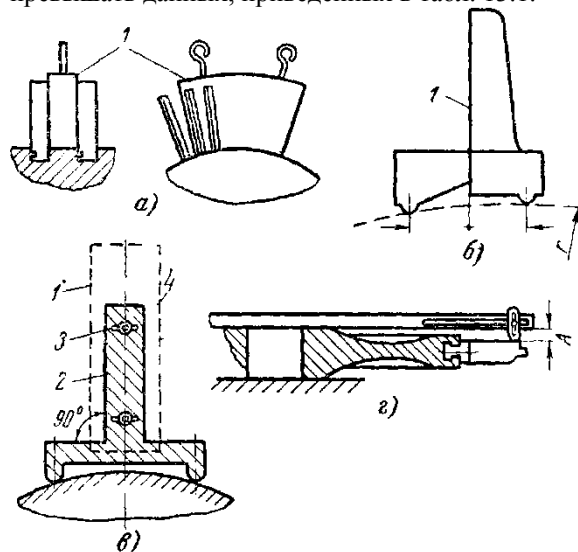


Рисунок 13.29. Шаблоны для проверки установки лопаток. а — для сборки лопаток реактивных ступеней, б и в — для проверки установки лопаток в тангенциальном направлении, 1—рабочая кромка шаблона, 2—держатель шаблона, 3—зажимной винт, 4 — настроечная планка, г — линейка и регулируемый указатель для проверки установки лопаток в аксиальном направлении на снятом диске.

Таблица 13.1. Допускаемые отклонения лопаток ( $\pm$ ) на дисках роторов в тангенциальном и осевом направлениях.

| Активная высота лопатки, мм | Допустимые отклонения, мм |   |              |
|-----------------------------|---------------------------|---|--------------|
|                             | от осевого направления    | в тангенциальном направлении для турбин |              |
|                             |                           | 1500 об/мин                             | 3000 об/мин  |
| До 50                       | 0,3                       | 0,5                                     | 0,3          |
| 51—100                      | 0,3                       | 0,5                                     | 0,5          |
| 101—150                     | 0,4                       | 0,6                                     | 0,5          |
| 151—200                     | 0,4                       | 0,6                                     | 0,5          |
| 201—250                     | 0,5                       | 0,7                                     | 0,6          |
| 251—300                     | 0,5                       | 0,8                                     | 0,6          |
| 301—400                     | 0,6                       | 0,9                                     | 0,7          |
| 401—500                     | 0,7                       | 1,0                                     | 0,8          |
| Свыше 500                   | Не более 1,0              | Не более 1,5                            | Не более 1,0 |

Контроль производится для всех ступеней у верхнего конца лопатки.

В случае, если отклонения в тангенциальном направлении по верху превышают указанные допустимые величины, необходимо припилить радиальный угол так, чтобы лопатка стала правильно. Для этого после набора некоторого количества лопаток без припиловки, когда отклонения в тангенциальном направлении выходят за пределы допустимого у этой лопатки припиливается радиальный угол так, чтобы она встала правильно. Далее опять производится наборка нескольких лопаток, с повторением, в случае необходимости, припиловки радиального угла лопатки, у которой тангенциальное положение выходит за пределы допустимого.

При переоблопачивании дисков, снятых с вала, проверка смещения лопаток в осевом направлении (наклон лопаток в сторону входа или выхода пара) может производиться специальной линейкой, плотно прилегающей к втулке диска и вращаемой на ней (рис 13.29,з).

Отклонения лопаток от правильного осевого положения обычно не бывают большими, только на очень длинных лопатках при большом отношении длины рабочей части к длине хвоста эти отклонения выходят иногда за пределы допустимых. Величины допустимых отклонений приведены в табл. 13.1, отклонения выше указанных величин могут вызвать вибрацию диска и задевания в лопаточном аппарате при работе турбины. По длине такие отклонения исправляются легкой подгибкой лопатки непосредственно на диске, роторе или в цилиндре. Такая правка (рихтовка) обычно выполняется рычагом через эластичную прокладку во избежание порчи кромки лопатки (рис. 13.28).

Припиловка боковых граней хвоста, а также подгибка при радиальной и осевой подгонке установки лопатки должны производиться без повреждения кромок, профилей и шипов лопаток. Выправленные и подогнанные в тангенциальном и осевом направлениях лопатки не должны иметь отклонения по шагу у шипа больше чем на 5%.

Изменение числа лопаток в пазе из-за отклонений в толщине лопаток и вставок не должно превышать  $\pm 3\%$  от общего количества лопаток, указанных в чертеже или стоявших в пазе до переоблопачивания. Изменение количества лопаток больше указанного влечет за собой недопустимое изменение сечений паровых каналов, необходимое решение принимается после выяснения причин указанного изменения.

**Установка замков.** По окончании наборки лопаток необходимо поставить специальные замки. Изготовление, пригонка и установка замков являются исключительно ответственными операциями при переоблопачивании и должны производиться под непосредственным руководством мастера по ремонту. Эти операции должны обеспечивать прочное закрепление замка, не допускающее его ослабления и выпадения во время работы под влиянием центробежной силы и температурных изменений.

При подходе наборки лопаток к замку может оказаться, что место под замок получается

больше или меньше замка. Размер места под замок определяется после того, как произведена расклинка лопаток и промтел в пазу клиньями или специальными оправками с конусным хвостом, забиваемыми в замковый колодец на месте замка. Усилия клиньев должны действовать вдоль паза и после полного уплотнения лопаток должны устранять все зазоры в хвостах лопаток, зажатых в пазе, плотность посадки лопаток контролируется щупом по зазорам между лопатками и промтелами.

Для расклинивания лопаток с плоскими хвостами применяются плоские клинья (рис. 13.30), а для лопаток с профильными хвостами — клинья или оправки, имеющие на концах профили, соответствующие профилю и конусности хвостов призамковых лопаток или промтел. При всех условиях клинья и оправки должны иметь гладкие поверхности и закругленные фаски на всех ребрах.

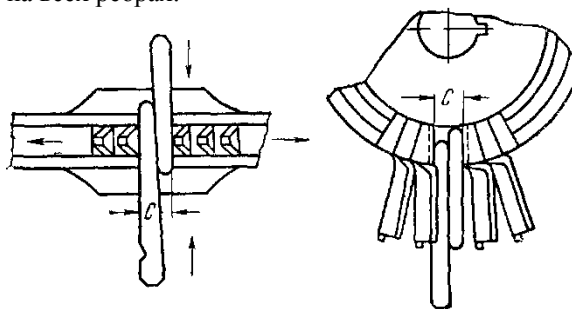


Рисунок 13.30. Расклинивание лопаток под замок.

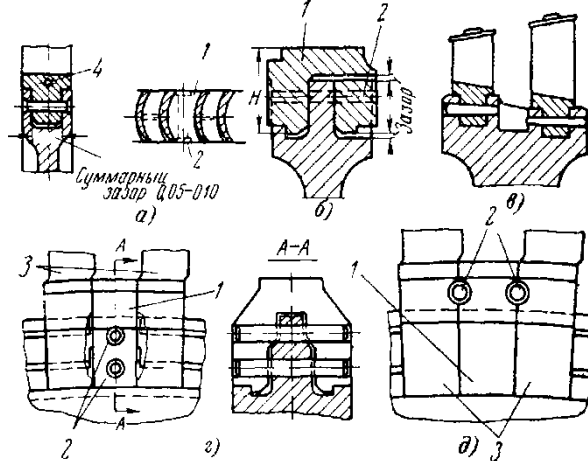
По окончании процесса расклинивания следует проверить положение призамковых лопаток в осевом и тангенциальном направлениях и, в случае необходимости, произвести их правку, такая правка приводит к некоторому ослаблению плотности посадки лопаток и требует дополнительного расклинивания.

Размер расклиненной щели должен дать правильную толщину замка, при которой шаг между лопатками у замка сохраняется тот же, что и между другими лопатками данной ступени; это место под замок может иметь длину  $C$ , меньшую чем указано на чертеже, но разница не должна превышать 0,5 мм. Нередко, если размер расклиненной щели оказывается меньше толщины замка, приходится опиливать несколько прилегающих к замку вставок или хвостов лопаток по их толщине; подгонку следует производить на таком числе вставок или хвостов лопаток, расположенных по обе стороны замка, чтобы получить недостающий размер для установки плотного нормального замка при правильном положении лопаток с обеих сторон призамкового колодца, при этом каждая вставка или хвост лопатки должны обрабатываться на величину не больше 0,1-0,2 мм.

При опиловке должен быть сохранен радиальный угол хвоста, что особенно важно у длинных лопаток, так как даже незначительное изменение этого угла может изменить радиальное положение лопаток.

После отрегулирования места под замок производятся точные замеры расклиненного места и по ним изготавливается замковая вставка с припуском в тангенциальном направлении 0,1—0,15 мм и зазором в осевом направлении 0,05—0,1 мм в зависимости от размеров лопаток.

При изготовлении производится припиловка замковой вставки по профилям призамковых лопаток или промтел, снятие фасок с верхнего и нижнего торца и выполнение вырезов или канавок согласно чертежу замка. Замковая вставка после смазки тонким слоем ртутной мази устанавливается на место с усилием, в случае заеданий при установке до места замок осторожно выбивается, след заедания на металле замка пришабривается и замок полностью доводится до места на всю глубину посадки. Затем, забивается клин с расчетом полного прилегания расклиненного замка к стенкам замкового колодца, и замок расчеканивается путем начеканки на него металла с обеих половинок замковой вставки (рис. 13.19).



**Рисунок 13.31.** Замки с креплением хвостов лопаток заклепками. 1—замок, 2 — заклепки, крепящие замок 3 — лопатки смежные с замком, 4 — штифт.

В конструкциях с Т-образными хвостами ЛМЗ замки крепятся заклепками (рис. 13.31,а), которые проходят через тело замка и обод диска. Такой тип замка удобен для установки и надежен в эксплуатации. После плотной установки замковой вставки между двумя прилегающими лопатками через имеющееся в щеке диска отверстие, как по кондуктору, сверлится для заклепки отверстие в середине замковой вставки, диаметр сверла берется на 0,1—0,2 мм меньше диаметра отверстия в щеке диска для последующего доведения отверстия до необходимого диаметра разверткой.

Для проверки, действительно ли при сверлении замковой вставки отверстие пройдет через ее середину, необходимо на обод вынести риску, указывающую центр отверстия в щеке диска.

Заклепка по диаметру должна плотно входить в отверстие от легких ударов ручника. После установки на место концы заклепки с обеих сторон обода диска должны быть надежно расчеканены или, в крайнем случае, при невозможности расчеканки из-за близости расстояния между со-

седними дисками, они должны быть надежно раскернены (рис 13.20,в)

Такой же тип крепления с помощью цилиндрических штифтов или заклепок применяется и при установке лопаток на гребень диска (рис. 13.31,б); в этом случае отверстие в замковой лопатке или замковой вставке размечается так же, как указано выше, с обязательной и тщательной предварительной проверкой совпадения центра этого отверстия с серединой замковой лопатки или вставки.

В некоторых конструкциях вместо цилиндрических применяются конусные штифты или заклепки (рис. 13.31,в); в этом случае конусные штифты должны изготавливаться с припуском 0,02—0,025 мм на диаметр; установка и расчеканка этих штифтов производится так же, как это указано для закрепления Т-образных лопаток.

Для закрепления лопаток с грибовидными хвостами замок выполняется в виде хвоста лопатки, обработанного соответственно очертаниям обода диска в месте замкового выреза. Этот замок закрепляется на насадных дисках одной или двумя заклепками, пропускаемыми через тело замка и диска (рис. 13.31,г), а на цельнокованных роторах—заклепками, пропускаемыми поверх грибка обода диска, по стыкам замка и соседних околозамковых лопаток (рис 13.31,д). Для крепления по второму способу, при котором диск не имеет сверления, канавки под заклепки в замке и околозамковых лопаток должны быть выфрезерованы заранее с доведением их до окончательного размера по месту после установки замка.

На рис. 13.32,а показана установка замка с расклиниванием. В этой конструкции две лопатки 1 и 2, примыкающие к замку, имеют в хвостовой части выступы, которые при установке входят под хвосты соседних лопаток 3 и 4. После установки лопаток 1 и 2 и их расклинивания между ними вставляется подкладка 7, стальной клин 6 и на него загоняется подогнанная по месту замковая вставка 5, имеющая посередине в своей нижней части прорезь. Замковая вставка при ее заколачивании раздвигается клином 6, входящим в ее прорезь и заполняет всю выточку паза, расширяющуюся книзу, благодаря чему получается замок, надежно закрепляющий лопатки на диске. В случае необходимости удаление замка может быть произведено только его высверливанием и вырубкой.

Простым и надежным является замок, конструкция которого показана на рис 13.32,б; этот замок применяется в конструкциях, где реактивные лопатки и промтела заводятся в паз путем поворота вдоль паза, а не через замковый колодец. Эти лопатки удерживаются в пазе диска замком, который изготавливается из нормального промтела, разрезанного на три части. По окончании сборки лопаток и их расклинивания между двумя соседними лопатками оставляется пространство, равное ширине промтела; в это пространство вставляются две части 8 и 9 разрезанного промтела, которые входят в выточки обода и между ними плотно загоняется клин 10. Для ис-

ключения возможности выхода клина из паза на него производится расчеканка верхних концов вставок 8 и 9.

Для закрепления лопаток ступеней скорости на двухступенчатом диске применяется замок, состоящий из двух вставок, расширяющихся книзу (рис. 13.33,а); вставки разжимаются специальной шайбой. Замок устанавливается на место после окончательной пригонки призматических лопаток; шайба закрепляется на диске винтом, который в свою очередь после окончательной затяжки тщательно раскернивается. Еще одной разновидностью таких замков является конструкция, изображенная на рис. 13.33,б, где закрепление замковой цельной вставки производится шайбой, накладываемой на нее и привертываемой к ободу диска винтом. Этот тип замка применяется не только для крепления лопаток в ступенях скорости, но и для крепления лопаток в ступенях давления барабанных роторов.

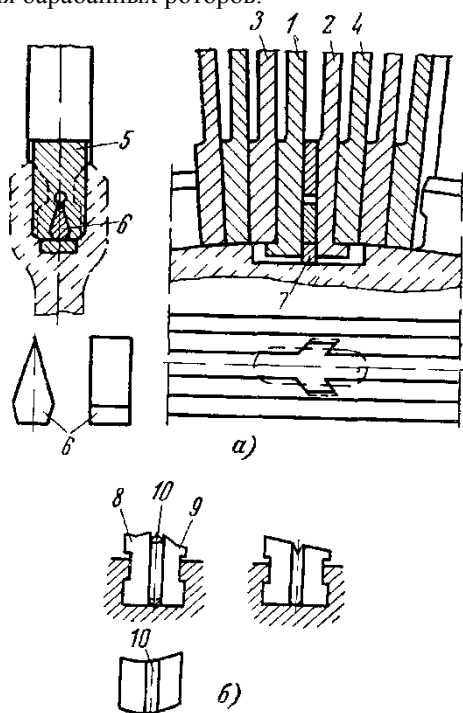


Рисунок 13.32. Установка замков с расклинкой.

Лопатки с торцовыми елочными радиусными хвостами (рис. 13.34) и осевой системой крепления в пазах диска применяются ХТГЗ для последних ступеней мощных турбин. Преимуществом этих хвостов является возможность легкой смены отдельных лопаток и высокая точность их изготовления, поэтому никаких припиловочных и пригоночных работ при переоблачивании не требуется и не допускается. Путем осевого ввода каждая лопатка предварительно устанавливается на диск в свой паз без стопорных пластин; после расклинивания лопаток к периферии производится проверка их положения в тангенциальном и аксиальном направлениях и замеры зазоров между лопаткой и дном паза; по этим зазорам производится припиловка и шлифовка толщины стопорных пластин. После выемки лопаток и тщательной очистки хвостов лопаток и

пазов диска лопатки набираются на диск вместе со своими стопорными пластинами, концы которых затем аккуратно, во избежание появления трещин, загибаются по торцу обода диска и стопорят лопатки в осевом направлении.

Лопатки реактивных турбин с зубчиковыми хвостами крепятся на роторе с помощью промтел (рис. 13.35,а) и заводятся в паз ротора через замковый колодец, который образуется путем срезания зубчиков с одной стороны паза и обработки срезанной поверхности под клин (рис. 13.35,б). После набора всех лопаток в замковый колодец вставляется замок, состоящий из трех частей: вставки 1, имеющей зубчики соответственно зубчикам паза, вставки 2, имеющей клиновую поверхность соответственно клиновидной поверхности замкового колодца и проставки 3, которая изготавливается из мягкой стали, разрезается для облегчения осадки на две-три части и вставляется между вставками 1 и 2. При забивании металл проставки 3 заполняет мелкие зубчики, выполненные на внутренних поверхностях вставок 1 и 2, и, кроме того, для исключения возможности выхода из сцепления проставки 3 на нее сверху начеканивается металл вставок 1 и 2.

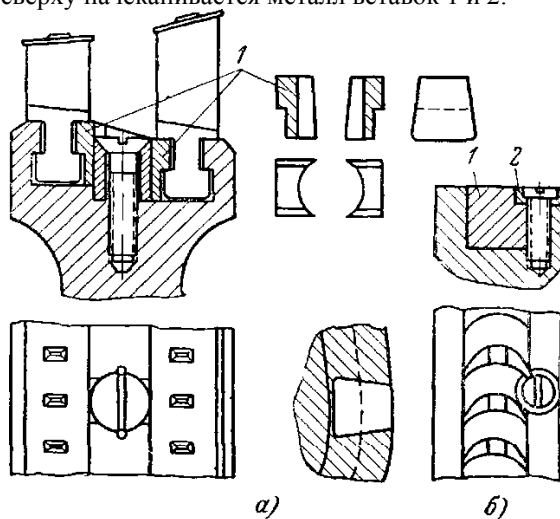


Рисунок 13.33. Крепление замков винтами.  
1-замковые вставки; 2 — шайбы.

После закрепления и расчеканки замка производится окончательная правка лопаток, под которой понимается исправление положения лопаток в тангенциальном и осевом направлениях; правка производится вручную с помощью специальных оправок (см. рис. 13.28).

#### Облачивание цилиндра турбины.

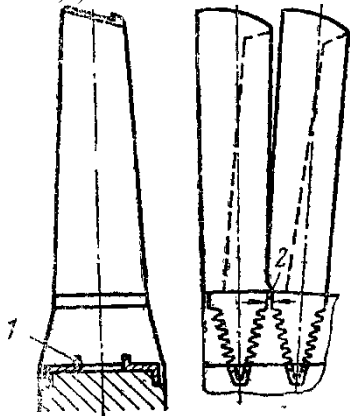
Предварительная проверка, подготовка лопаток и других лопаточных материалов, приспособлений, а также пазов цилиндра турбины, подлежащих облачиванию, производится аналогично указанному для рабочих лопаток.

Наборка лопаток в цилиндре производится по ходу вращения ротора после установки в паз замка (концевого тела) у плоскости разъема, к которому плотно пригоняются лопатки и промтела, устанавливаемые спинкой вверх. Выходная кромка последней лопатки, набранной в нижнюю

половину цилиндра, должна совпадать с плоскостью разреза цилиндра; в случае несовпадения промежуточные тела, установленные до концевой лопатки, подлежат соответствующей опиловке, с уменьшением шага не больше чем на 5%.

Наборку лопаток следует начинать с последнего ряда, т.е. с наиболее длинных лопаток, последовательно переходя к следующему ряду по окончании предыдущего; такая наборка лопаток облегчает обандажирование и пайку, которые при этом не затруднены наличием последующих рядов.

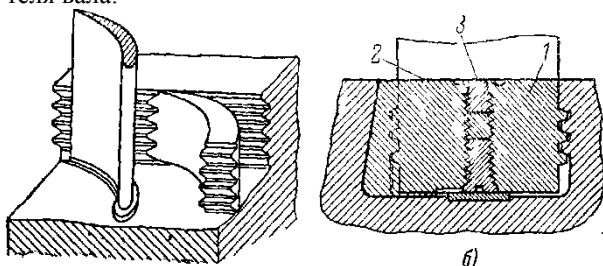
Установка лопаток контролируется в радиальном направлении шаблоном или сегментом, толщина которого равна расстоянию между переоблопачиваемым и соседним рядом лопаток и высотой, несколько превышающей высоту лопаток (рис. 13.29,а).



**Рисунок 13.34.** Лопатки с елочным радиусным торцовым хвостом. 1—стопорная пластина, 2 — минимальный зазор 0,1 мм.

В осевом направлении проверка производится линейкой и проверочным валом. Для этой проверки линейка устанавливается на плоскость разреза поперек оси цилиндра так, чтобы ее ребро по обеим сторонам совпадало с кромками паза под концевые лопатки. Если необходимо, крайние лопатки отрыхтовываются по линейке с допусками, не превышающими величин, приведенных в табл. 13.1.

После правки указатель проверочного вала, который устанавливается на подшипники, отцентровывается по выверенным концевым лопаткам; при этом должны быть приняты меры против возможного осевого смещения проверочного вала. При вращении проверочного вала в сторону выхода пара проверяется и исправляется осевое положение каждой лопатки относительно указателя вала.



**Рисунок 13.35.** Лопатки с зубчиковыми хвостами. а—крепление лопаток, б—замок для лопаток.

Наборка лопаток в верхней части цилиндра (в крышке) производится так же, как в нижней. Установку первого концевой тела в этой части цилиндра необходимо производить с расчетом сохранения нормального шага между концевыми лопатками обеих половин цилиндра при его закрытии.

Вторые концевые тела, после окончательной запрессовки лопаток и промтел в пазы, припаиваются к крайним к разряду лопаткам и устанавливаются в пазах верхней и нижней половин цилиндра так, чтобы при расклинивании было обеспечено плотное крепление всего ряда лопаток.

Выступающие части концевых тел опиливаются заподлицо с плоскостью разреза, для зачеканки с концевых тел снимаются фаски и они зачеканиваются в пазе или стопорятся специальными планками, закрепляемыми впотай на плоскости разреза шурупами.

После окончательной правки лопаток устанавливается, разрезается по пакетам и припаивается к лопаткам бандажная проволока и устанавливается бандажная лента, если это предусмотрено конструкцией. Бандажная лента протачивается с помощью борштанги после пригонки и расклейки шипов.

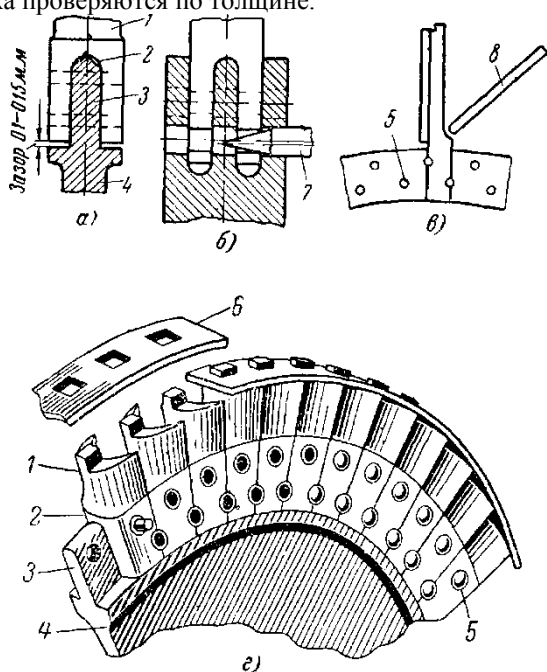
После окончания работ по облопачиванию производится проверка плотности горизонтальных фланцев разреза цилиндров и, в случае необходимости, их пришабровка для устранения неплотностей, которые могли появиться вследствие раздельного производства работ по облопачиванию верхней и нижней половин цилиндра.

### 13.10. ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЕ ЛОПАТКАМИ, ИМЕЮЩИМИ ВИЛЬЧАТЫЙ ХВОСТ.

Переоблопачивание лопатками с вильчатым хвостом для верховой посадки на гребни диска имеет много особенностей по сравнению с указанными выше, эти лопатки не имеют отдельных промежуточных вставок (изготавливаются задом целое с ними) и вместо установки общих замков крепление каждой в отдельности лопатки к гребню диска производится заклепками (рис 13.36), работающими в данном случае на срез. Преимущество этих лопаток—прочное закрепление при доступной сменяемости отдельных износившихся или поврежденных лопаток без разборки всего колеса. Недостатком этого способа крепления лопаток является ограниченное число возможных переоблопачиваний диска; это число может быть значительно увеличено, если при переоблопачивании вести тщательный контроль за совпадением отверстий, не допуская увеличения диаметра заклепок после каждого переоблопачивания больше чем на 0,2—0,25 мм.

После снятия лопаток (§ 13.8) и очистки гребней от грязи, ржавчины и забоин необходимо зачистить от грязи и заусениц все отверстия для

заклепок в гребнях диска. Для проверки отсутствия деформаций, гребни, на которые насаживаются лопатки, в нескольких местах по диаметру диска проверяются по толщине.



**Рисунок 13.36.** Посадка на диск лопаток с вильчатым хвостом. 1—лопатка, 2—седло хвостовой части, 3—гребень диска, 4—обод диска, 5—заклепки, 6— сегмент бандажа, 7—штифт для крепления лопаток, 8—оправка.

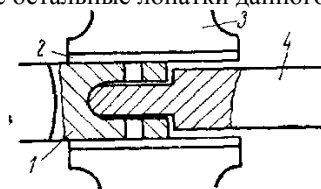
Перед облопачиванием необходимо произвести проверку посадки каждой лопатки на гребни диска по краске и щупу. Посадка новых лопаток на гребень диска должна быть тугой, при одном гребне диска лопатки должны входить на место от нажима рукой, а при трех, четырех или пяти гребнях диска—под легкими ударами через медную прокладку молотком весом соответственно 300, 500 и 800 г. Если у лопаток с вильчатым хвостом с наружной стороны гребня обнаружена слабина в посадке хвостов, эту слабину можно выбрать путем небольшой безударной осадки на соответствующей по размеру оправке, как указано на рис 13.37. Наличие зазора между щечкой хвоста лопатки и нижней частью гребня диска показывает слишком тугую посадку лопатки (рис 13.24,а).

Как уже указывалось, перед наборкой на диск лопатки должны быть распределены по пакетам с подборкой их по весу, по толщинам хвостов и плотности взаимного прилегания лопаток. Чтобы убедиться в правильности подборки, производится предварительная установка всех лопаток на диск, за исключением последней лопатки, при этом плотность прилегания хвостов лопаток проверяется с помощью щупа, проверяется совпадение отверстий в хвостах лопаток с отверстиями в диске; протяжкой через несколько пакетов лопаток бандажной проволоки проверяется также правильность выполнения отверстий в лопатках под проволоку.

При проверке совпадений отверстий под заклепки следует учитывать, что диаметр отверстий под заклепки в новых лопатках всегда на 1,5—2 мм меньше диаметра отверстий в дисках.

При этой проверке лопатки, имеющие грубые отклонения по посадке (слишком тугая или слишком слабая посадка), смещенные отверстия для заклепок по отношению к отверстиям в дисках и недостаточные по толщине хвосты (малый шаг по хвосту) подлежат замене. Лопатки, имеющие хвосты с припусками по толщине, подлежат соответствующей опиловке. Опиловка производится только по одной поверхности со стороны спинки лопатки—вне зависимости от того, будет ли хвост лопатки с прямым или полукруглым профилем. Зазоры между двумя соседними лопатками в местах соприкосновения не допускаются, поэтому припиловка производится с проверкой по краске и щупом; припиловку лопаток с прямым профилем следует производить по плите.

Пригонка и припиловка боковых отшлифованных поверхностей хвостов лопаток, являющихся базовыми, не допускается, так как при этом нарушаются размеры и чистота поверхности этих плоскостей, а также снижается качество посадки лопаток на диск и искажается качество сопряжения между поверхностями лопаток и гребнями диска. После указанной предварительной подгонки пакеты и лопатки в них нумеруются порядковыми номерами. Крайние в пакете лопатки закрепляются на диске на временных справочных конусных заклепках и между ними вставляются все остальные лопатки данного пакета.



**Рисунок 13.37.** Правка вильчатого хвостовика лопатки на оправке. 1—лопатка, 2—медная прокладка, 3—тиски, 4—оправка.

Лопатки должны плотно прилегать одна к другой в тангенциальном направлении и правильно без какой бы то ни было слабину посажены на гребни диска; лопатки должны иметь строго радиальное направление и не должны выступать по оси диска. Качество пригонки лопаток на гребне проверяется щупом; в верхней точке седла хвостовой части (рис. 13.36,а) зазора не должно быть, а зазор между хвостом и выступом диска должен быть выдержан в пределах 0,1—0,15 мм. Такая пригонка дает уверенность в полной посадке лопаток на гребень диска, а не на его обод. Наличие выступающих лопаток по оси проверяется линейкой, прикладываемой к входной и выходной кромкам лопаток.

При наборке лопаток, хвост которых закрыт гребнями диска, в начале облопачивания на гребень диска с помощью старых заклепок закрепляются две старые лопатки, имеющие по толщине хвосты с меньшим шагом; у первой лопатки

заклепка забивается легкими ударами ручника в верхнее отверстие, а между лопатками — в нижнее отверстие.

После выверки шаблоном тангенциального положения этих лопаток набираются несколько пакетов новых лопаток в соответствии с их порядковой нумерацией, установленной при предварительной проверке. При наборке лопаток производится одновременно контроль за плотным прилеганием хвостов соседних лопаток, за правильным радиальным и осевым положением лопаток, за концентричным положением отверстий в лопатках и диске и в случае необходимости производится соответствующая их подгонка.

Для обеспечения необходимого натяга между лопатками в тангенциальном направлении через каждые пять-шесть лопаток одна набираемая лопатка подгоняется так, чтобы она сидела на гребне диска с зазором 0,5 мм по отношению к вершине гребня. В дальнейшем по окончании наборки при полной осадке этих выступающих лопаток выбирается указанный зазор и уплотняется прилегание хвостов соседних лопаток.

По окончании проверки посадки лопаток в осевом и тангенциальном направлениях острой чертилкой по отверстию в диске намечаются риски на двух соседних лопатках, показывающие перекрытие их замковых отверстий. После снятия этих лопаток отверстия в них распиливаются круглым напильником по отметкам от чертилки и лопатки снова устанавливаются на диск для проверки концентричности отверстий под заклепки в диске и в лопатках. По достижении этого между лопатками в верхнее отверстие устанавливается временная заклепка.

Указанным путем производится наборка лопаток по всему диску с установкой через каждые восемь-десять лопаток временных заклепок. В конце наборки две старые лопатки, установленные первыми, удаляются и вместо них подгоняются последними две новые лопатки с установкой временной заклепки в верхнее отверстие.

Убедившись, что лопатки набраны правильно, производят разметку отверстий во всех лопатках для их рассверловки концентрично отверстиям в диске. Рассверловка отверстий в лопатках, набранных на отдельном снятом диске, может производиться электродрелью, а их доведение до надлежащих размеров — разверткой с воротком.

Рассверловка отверстий в лопатках, набранных на дисках собранного ротора, по характеру самой работы и по необходимой точности представляет большие трудности, особенно учитывая, что полное отверстие образуется из двух полуотверстий на двух смежных лопатках.

Разделка отверстий в хвостах лопаток производится по нанесенным отметкам круглыми напильниками вручную или для повышения точности и ускорения производства работ разметкой и рассверловкой по кондуктору, что позволяет рассверливать отверстия в лопатках пакетами.

Имеется значительное количество различных конструкций кондукторов для сверловки ука-

занных отверстий. Одной из таких конструкций является кондуктор, который служит для сверления отверстий в пакете лопаток с расположением хвостов снаружи гребня (рис 13.39). Этот кондуктор состоит из двух основных планок, одной промежуточной планки и четырех концевых планок; концевые планки имеют скосы и заклинивают вставляемый пакет. В зависимости от количества гребней количество промежуточных планок соответственно увеличивается. Основная планка 1 точно фиксируется в кондукторе и имеет отверстия с направляющими втулками для сверла, эти отверстия, имеющие диаметр на 0,2 мм меньше отверстий в гребне диска, должны быть расположены в полном соответствии с расположением отверстий для заклепок в диске.

При сверловке отверстий по их разметке планка с направляющими втулками в кондукторе должна соответственно перемещаться; такая сверловка дает более надежные результаты, так как во многих случаях шаг отверстий для заклепок на диске неодинаков. Вообще в связи с тем, что расположение отверстий и диаметры дисков для различных ступеней не совпадают, обычно кондуктор пригоден для сверления отверстий в хвостах лопаток одной какой-либо ступени. Поэтому, необходимо изготавливать кондукторы на месте в соответствии с расположением отверстий в гребнях диска. Использование кондукторов для сверления значительно упрощает разделку отверстий, особенно в лопатках с полукруглым хвостом, требующим точного сочленения хвостов соседних лопаток.

По окончании разделки отверстий, при которой должна быть достигнута их концентричность с отверстиями в диске, лопатки вновь набираются с полной посадкой на гребень диска для окончательного развертывания отверстий и крепления лопаток постоянными заклепками. Для этой цели вначале проходят набором разверток верхние отверстия двух пар лопаток, являющихся крайними лопатками пакета и расположенных между временными заклепками.

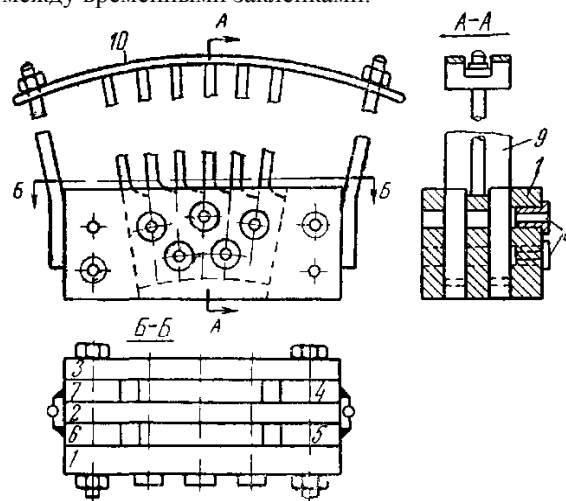


Рисунок 13.39. Кондуктор для пакета лопаток.

1, 3 — основные планки, 2 — промежуточная планка, 4, 5, 6, 7 — концевые планки, 8 — планка с направляю-

щими втулками для сверла, 9 — лопатка,  
10 — хомут для крепления лопаток.

Для развертывания отверстий необходимо заранее подготовить такой набор разверток, который давал бы возможность развертывать отверстия с постепенным увеличением диаметра развертки через 0,1 мм. Если, например, требуется развернуть отверстие с диаметром 10,0 мм до диаметра 10,5 мм, то необходимо иметь развертки с диаметром 10,0; 10,1; 10,2; 10,3; 10,4 и 10,5 мм.

После развертывания отверстий до диаметра, равного диаметру новой заклепки, в них устанавливаются постоянные заклепки; затем производится развертывание верхних отверстий и установка постоянных заклепок в средних лопатках, расположенных между лопатками уже укрепленными постоянными заклепками. После укрепления всех лопаток между этими постоянными заклепками приступают к креплению следующего пакета лопаток, отделенных одна от другой временными заклепками. Установку скрепляющей проволоки следует производить после установки каждого пакета.

После окончания развертки и установки постоянных заклепок в верхних отверстиях описанным путем производится развертывание отверстий и установка постоянных заклепок в нижнем ряду отверстий.

Развертывание отверстий в лопатках, хвост которых располагается с наружной стороны гребня диска, должно заканчиваться зенкованием с обеих сторон под головку заклепки на глубину 1 мм. При развертывании необходимо следить за тем, чтобы лопатку не выжимало с гребня диска, что обычно происходит при некотором несопадении отверстий диска и лопатки.

Для обеспечения плотного прилегания хвостов соседних лопаток и предупреждения выжимания лопаток производится крепление лопаток специально изготовленным охватывающим хомутом, после установки хомута лопатки, в которых производится развертывание отверстий, расклиниваются клиньями, забиваемыми между ними и хомутом. Во многих случаях, вместо указанного, можно ограничиться при надлежащем контроле периодической осадкой лопаток на диск медной выколоткой.

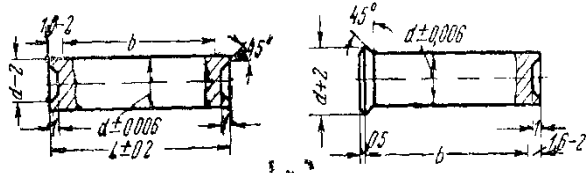


Рисунок 13.40. Заклепки (b—ширина обода диска).

В заклепочных отверстиях после их развертки не должно быть задиров и чернот. Черноту в отверстиях разрешается выводить развертками только до диаметра заклепок, допускаемого заводом для каждого диска. Проверку правильности обработки отверстий производят путем тщательного осмотра с применением зеркала.

Перед установкой на место заклепки следует смазывать ртутной мазью. Постоянные заклепки должны входить в отверстия плотно, под легкими ударами ручника весом не более 500 г с одинаковым усилием по всей длине отверстия, при этом ни слабые заклепки, ни слишком тугие применять не следует. Чтобы добиться такого сопряжения, при котором заклепки работают только на срез, не допуская ни их смятия, ни изгиба, приходится сортировать заклепки по размерным группам в пределах разницы в диаметрах от 0,01 мм и подбора на каждую группу соответствующей развертки. Допуски на изготовление заклепок приведены на рис 13.40.

Перед установкой на место заклепки должны быть проверены по длине, чтобы после клепки не оставалось большой головки, что может привести к задеваниям за диафрагмы, вместе с тем недостаточная длина заклепок не позволит надежно их заклепать. Нормально концы заклепок должны выступать на 1,5—2 мм.

После установки заклепку расклепывают ударами ручника для образования головки, придерживая с другой стороны домкратиком, упирающимся в соседний диск или с помощью бойка и рычага типа, оказанного на рис. 13.20 Головка заклепки не должна иметь заусениц, надрывов и пр.

### 13.11. УСТАНОВКА И ПАЙКА ПРОВОЛОЧНЫХ БАНДАЖЕЙ.

Проволочные бандажи диаметром 6—12 мм изготавливаются из холоднотянутой проволоки и применяются в термически обработанном состоянии для скрепления лопаток проволокой в один, два, три и более рядов в зависимости от длины лопатки. Установка бандажных проволок производится для отстройки лопаток от резонансных колебаний и уменьшения усталостных напряжений от вибраций.

Для повышения стойкости проволоки, работающей при переменных нагрузках, необходимо уделять особое внимание чистоте ее поверхности, поверхность проволоки должна быть светлой и не иметь рисков, царапин, волосовин, следов коррозии, вмятин, забоин и других концентраторов напряжений.

Проволока должна быть подобрана такого диаметра, чтобы зазор между проволокой и отверстием лопатки не превышал 0,1—0,4 мм, так как увеличение этого зазора приводит к повышенному расходу серебряного припоя. При заправке в отверстия проволока должна проходить свободно, для устранения заедания проволоки при протаскивании ее через отверстия лопаток следует запилить торцы проволоки, тщательно выправить и отполировать ее тонкой наждачной шкуркой, чтобы она имела гладкую поверхность, и выгнуть по дуге, соответствующей расположению отверстий в лопатках.

В процессе окончательной сборки лопаток на диск проволочные бандажи устанавливаются отдельными сегментами, соразмерными пакетам лопаток (обычно шесть — десять лопаток),

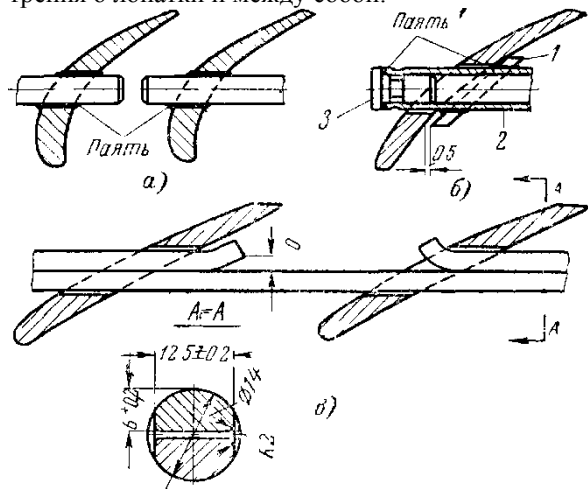


заправка сегментов проволоки производится в сторону вогнутой части лопаток со стороны неустановленных пакетов, откуда они прогоняются до места их установки. Последние перед замком пакеты лопаток надеваются на проволочный бандаж, после чего устанавливаются на место и замок закрепляется. Такой способ протаскивания требует, чтобы лопатки были отрихтованы до установки замка.

В некоторых случаях протаскивание проволоки производится после временного отгибания оправкой нескольких лопаток по обе стороны от установленного замка, после установки проволоки на месте отогнутые лопатки должны быть вновь выправлены.

Пропущенную через все лопатки проволоку разрезают ножовкой между отдельными пакетами лопаток, оставляя свисающими концы проволоки в пределах 0,2—0,25 шага лопаток, после чего производится пайка проволочного бандажа к лопаткам серебряным припоем (рис 13.41, а).

Для демпфирования колебаний тяжелонагруженных лопаток последних и предпоследних ступеней мощных турбин (например, К-100-90, К-150-130, К-300-240) применяются «демпферные» бандажные связи, представляющие собой бандажи из полых трубок (рис 13.41, б), или составные бандажи из двух проволок, каждая из которых имеет в сечении полукруг (рис. 13.41, в). Трубчатые и составные проволочные бандажи свободно проходят сквозь отверстия в лопатках, к лопаткам не припаиваются для возможности их трения о лопатки и между собой.



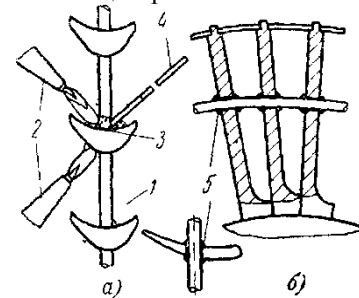
**Рисунок 13.41.** Проволочные и трубчатые бандажи. а — проволочные бандажи с припайкой к лопаткам, б — трубчатые бандажи фиксированные шайбами. 1-шайба, 2—трубка 3 — пробка, в — проволочный составной из двух полови бандаж без припайки к лопаткам.

Такая связь не уменьшает частоты колебаний пакета лопаток, но благодаря трению бандажей в отверстиях лопаток и связыванию составной проволокой лопаток в одну систему передает на весь пакет в целом усилие, действующее на каждую лопатку, благодаря этому образующийся единый пакет, замкнутый по окружности, препятствует появлению танген-

циальных колебаний с амплитудами большой величины, установка второго ряда таких проволок дополнительно снижает уровень тангенциальных колебаний, практически устраняя условия для их возникновения.

Трубчатые бандажи, применение которых уменьшает также действие на лопатки центробежных сил от массы бандажа, изготавливаются из трубок диаметров 10—14 мм с толщиной стенки 1,5—2 мм. Фиксация этих трубок относительно лопаток производится шайбами, которые надеваются на концы трубок и припаиваются к ним серебряным припоем, для устранения попадания внутрь трубок пара или влаги концы трубчатых бандажей закрываются пробками, которые припаиваются к трубкам серебряным припоем.

При ремонте необходимо контролировать, чтобы свисающий конец трубок был меньше длины пробок, так как иначе под действием центробежной силы пробки, возможна поломка трубчатого бандажа в месте его стыка с лопаткой; необходимо также проверять плотность закрытия трубки пробкой и качество ее пайки, так как попадание влаги в трубку может привести к коррозии ее внутренней поверхности и к появлению дополнительных центробежных сил.



**Рисунок 13.42.** Пайка бандажной проволоки серебряным припоем. 1-сторона входа пара; 2 — автогенная горелка, 3 — флюс, 4 — припой, 5 — правильная пайка.

В ступенях со свободными проволочными бандажами расположение в межлопаточных каналах концов половинок проволок (свесов), фиксирующих их относительно лопаток, должно соответствовать указаниям на рис. 13.41, в; при диаметрах проволоки 6,5 и 8 мм размер О, показывающий величину отгиба проволоки, должен быть равен 2—2,5 мм, а при диаметрах 10 и 12 мм 3—4 мм. Значительное увеличение указанных размеров может приводить к отгибу и отрыву концов проволоки, выступающей из лопаток.

**Пайка бандажной проволоки к лопаткам** производится серебряным припоем марки ПСр-45 (ОСТ 2982). Состав этого припоя: серебро 45%, медь 30%, цинк 25% и примесей не более 0,5%. Этот припой выпускается промышленностью в виде прутков, полос или небольших листов (примерно 150x200x2 мм), которые для пайки бандажей нарезаются в виде узких лент шириной 3-5 мм и длиной 150—200 мм. Серебряный припой ПСр-45 имеет температуру плавления 710—720° С, т.е. наиболее низкую температуру из всех

серебряных припоев, благодаря чему пайка не должна влиять на структуру материала лопаток. Это имеет большое значение для пайки, особенно хромистой нержавеющей стали, так как сталь при нагреве в процессе пайки может закалиться и в ней в зоне пайки образуются трещины.

В некоторых случаях для увеличения жесткости соединения в местах предусмотренных чертежом, или когда это требуется по условиям отстройки, серебряным припоем производится пайка к лопаткам также и ленточного бандажа.

В качестве специального флюса, который покрывает место пайки и предохраняет его от окисления, для лопаток из нержавеющей и никелевой стали применяется состав: 43 % безводного фтористого калия и 57% борной кислоты (по весу). Для получения однородного флюса указанная смесь размельчается, затем расплавляется в тигле при температуре 800—850° С. После остывания сплав выливается на мраморную доску и толчется в стальной ступе. Полученный белый порошок флюса должен храниться в герметически закрытой банке, так как он поглощает влагу из воздуха.

Применение буры в качестве флюса (борнокислый натрий, разведенный перед пайкой в теплой воде) может быть рекомендовано только для пайки лопаток из латуни; для расплавления такого флюса требуется повышение температуры места пайки до 780—790° С, что вредно для стальных лопаток, так как при этой температуре начинаются структурные изменения материала лопаток и явления закалки.

Сама пайка производится ацетиленкислородным пламенем при горизонтальном положении лопатки вогнутой стороной вверх (рис. 13.42,а). Место пайки предварительно тщательно очищается от ржавчины и обезжиривается, что обеспечивает последующую качественную пайку. Место пайки прогревается пламенем автогенной горелки № 1 или 2 до температуры, немного выше температуры плавления серебряного припоя (730—750° С—темно-красное каление). Когда флюс, нанесенный на подогретое место, растечется и покроет место пайки сплошной тонкой пленкой, палочка серебряного припоя, прижатая к месту пайки, проводится кругом бандажной проволоки.

Серебряный припой должен заполнить весь цилиндрический зазор между лопаткой и проволокой и свободно протечь с одной стороны лопатки на другую, тем самым пропаивается весь стык проволоки с лопаткой (рис. 13.42,б). Для покрытия равномерным слоем всей поверхности проволоки у лопатки и у отверстия, а также для образования вокруг отверстия вогнутой галтели серебряный припой при пайке не должен целиком расплавляться в пламени и не должен капать на место пайки. Поэтому, как только температура места пайки дойдет до температуры плавления припоя, необходимо прекратить нагрев автогеном.

Быстрое расплавление припоя и светло-красный цвет места нагрева указывают на недо-

пустимо высокую температуру пайки; вместе с тем температура ниже 720° С не обеспечивает хорошей пропайки. Отсюда ясно, что проведение пайки в небольших пределах температур (720—750° С), при которых не происходит структурных изменений металла лопаток, следует поручать только квалифицированному сварщику.

В практике эксплуатации после облопачивания наблюдались случаи обрыва проволочных связей в непосредственной близости от мест пайки; причиной таких обрывов являются трещины, которые появляются в проволоке в процессе пайки под действием напряжений от изгиба проволоки при несоосности отверстий в лопатках, напряжений, возникающих в проволоке из-за местного характера нагрева при пайке, и термических напряжений, вызываемых высокой температурой и местной закалкой при пайке.

Во избежание неблагоприятного влияния высокой температуры на качество пайки и на материал лопаток следует производить пайку не всех лопаток подряд, а, пройдя первый круг, пропаять все первые лопатки всех пакетов; далее, пройдя второй круг, пропаять все вторые лопатки всех пакетов и т.д. Такой порядок дает возможность вести пайку холодных лопаток, так как лопатки, с которых начата пайка, успевают остыть за время обхода.

В случае необходимости пайки лопаток, имеющих несколько рядов бандажной проволоки, сначала следует начинать паять с нижнего ряда, ближнего к хвосту. После пайки и проверки тангенциального положения и в необходимых случаях выправки лопаток производится пайка следующего ряда проволоки и т.д.

По окончании пайки следует убедиться в том, что пропаяны все лопатки без пропусков, а затем тщательно смыть с мест пайки флюс горячей водой с температурой 80—90° С или струей насыщенного пара в 1,5—2 ат. Промывка должна производиться тотчас же по окончании пайки всех лопаток этой ступени; оставленный на непродолжительное время флюс затвердевает и его последующее механическое удаление, необходимое для проведения контроля качества пайки, требует значительной затраты труда; кроме того, применение скребков может вызвать появление рисок и царапин на полированной поверхности лопаток.

Контроль за качеством проведенной пайки должен быть тщательным для своевременного обнаружения ее дефектов и устранения их соответствующей подпайкой или повторной пайкой.

При пайке бандажной проволоки в цилиндре турбины приходится иметь дело с пайкой лопаток, которые находятся не только в горизонтальном, но и в вертикальном и наклонном положениях. Пайка лопаток, находящихся в горизонтальном положении, производится, как указано выше. Наложение флюса и серебряного припоя на лопатки, находящиеся в вертикальном и наклонном положениях, должно производиться при возможно низкой температуре с внутренней стороны профиля лопатки, нагреваемой несколько

выше бандажной проволоки. Для выравнивания температуры вокруг бандажной проволоки с обеих сторон лопатки пламя автогенной горелки переносится на противоположную сторону лопатки; этот перенос пламени с одной стороны лопатки на другую необходим для того, чтобы не допустить перегрева припоя, отекаания припоя вниз по лопатке, и производится до тех пор, пока серебряный припой не растечется равномерно вокруг проволоки с обеих сторон лопатки.

### 13.12. УСТАНОВКА ЛЕНТОЧНЫХ БАНДАЖЕЙ.

Установка ленточных бандажей на шипы головок лопаток для пакетной связи лопаток с числом от 6 до 20 в пакете производится после окончательной установки лопаток, их закрепления на диске и соответствующей правки.

Установка бандажных лент на пакеты лопаток придает им необходимую жесткость против вибрации и вместе с тем, ограничивая по высоте лопаток каналы для прохода пара, создает условия для лучшей организации парового потока и уменьшения его протечек.

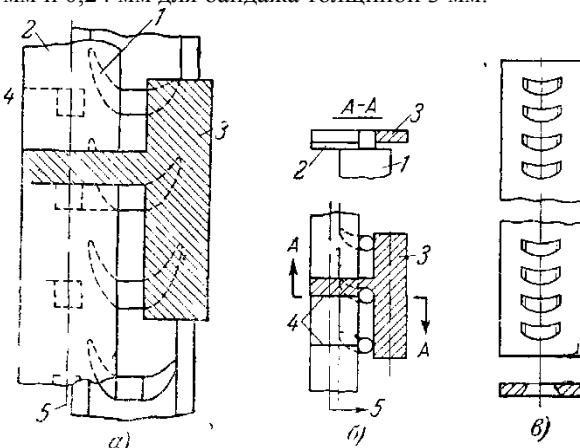
Для качественной установки бандажных лент на пакеты лопаток и расклейки шипов необходимо обеспечить правильное положение бандажа относительно оси симметрии шипов всех лопаток, плотное прилегание и жесткое соединение бандажа с торцами соединяемых им лопаток. Правильность прилегания бандажей к лопаткам проверяется предварительно при помощи шаблона по отсутствию зазоров между торцами лопаток и бандажом; при обнаружении зазоров опиловка торцов производится так, чтобы сохранить переходные радиусы у корня шипов.

Шаг отверстий под шипы определяется для каждого отрезка бандажа путем его разметки на облопаченном ряду с помощью шаблона (рис. 13.43, а, б). Пробивать отверстия в ленточных бандажах заранее нельзя; для правильной и плотной насадки бандажной ленты на шипы лопаток пробивка отверстий в них должна производиться на расстояниях, соответствующих фактическому шагу шипов набранных лопаток, получившемуся после рихтовки и с учетом необходимости расположения замковой лопатки или вставки против середины бандажного сегмента.

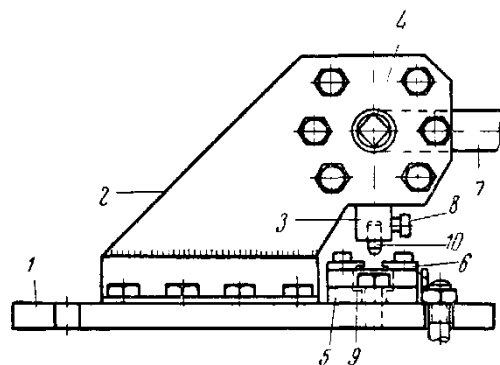
Для разметки на каждом сегменте бандажной ленты проводится центровая линия; бандажная лента выгибается по дуге расположения шипов и прикладывается сбоку шипов пакета лопаток, на который намечена ее насадка; чертилкой с помощью шаблона или угольника на бандажную ленту наносятся риски, которые определяют шаг шипов. В некоторых случаях разметка отверстий для круглых шипов производится с помощью картонного шаблона; оттиски отверстий размечаются или путем обстукивания молотком шаблона, наложенного на шипы, или путем наложения шаблона на головки шипов, предварительно окрашенных лазурью; с шаблона разметка отверстий переносится на бандажную ленту.

Для обеспечения плотной посадки бандажа на лопатки разметку отверстий следует производить с внутренней стороны бандажной ленты; с этой же стороны после выправки согнутых бандажей производится пробивка отверстий по произведенной разметке, благодаря чему заусеницы выходят наружу, а края отверстий получают некоторый прогиб внутрь, в виде раззенковки, способствующей лучшему прилеганию бандажа к лопаткам (рис. 13.43, в).

Пробивка отверстий в ленте производится на специальном ручном прессе—штампе (рис. 13.44), устанавливаемом на верстаке вблизи от места переоблопачивания. В прессе закрепляется пуансон и матрица с размерами, соответствующими размеру шипов лопаток; неудовлетворительная взаимная подгонка матрицы и пуансона и плохая их заточка в процессе пробивки отверстий под шипы могут приводить к смятию и трещинам. Суммарный зазор А между матрицей и пуансоном (рис. 13.45) не должен превышать: 0,07 мм для бандажного сегмента толщиной 1 мм; 0,12 мм— для 1,5 мм; 0,16— для 2 мм и 0,24 мм для бандажа толщиной 3 мм.



**Рисунок 13.43.** Разметка отверстий в бандаже с помощью шаблонов. а — для лопаток с прямоугольными шипами; б — для лопаток с круглыми шипами; в — пробивка отверстий по разметке, 1—лопатка, 2—бандажная лента, 3—шаблон, 4—риска, нанесенная с помощью шаблона, 5 — центровая риска.



**Рисунок 13.44.** Ручной пресс для пробивки отверстий в бандажной ленте под шипы лопаток. 1—опорная плита, 2 — боковые листы, 3 — держатель пуансона, 4—валик приводный, 5— держатель матрицы, 6—накладка держатель бандажной ленты, 7—рычаг, 8 — болт 10 мм, 9— матрица, 10 — пуансон.

Для лопаток с круглыми шипами изготовление специальных пуансонов и матриц не требуется, так как отверстия в бандаже в этих случаях сверлятся сверлами соответствующих размеров.

После пробивки отверстий бандажки следует тщательно проверять травлением на отсутствие трещин и надрывов у краев отверстий, в особенности у отверстий под шипы с острыми углами, так как в этих местах могут образоваться тончайшие трещинки, приводящие в эксплуатации к разрыву бандажки.

Перед посадкой бандажной ленты на шипы надлежит удалить опилкой все заусеницы на бандажке и у оснований шипов на лопатках, так как заусеницы могут помешать плотному прижатию бандажки к лопаткам; для этой же цели круглые отверстия в бандажках следует зенковать, а в прямоугольных отверстиях зашлифовывать фаски размером  $1 \times 1,5$  мм под углом  $45^\circ$  с обеих сторон по толщине бандажки (рис. 13.46,а).

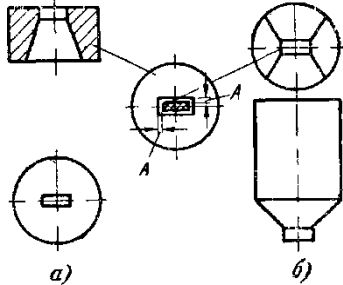


Рисунок 13.45. Матрица (а) и пуансон (б).

В целях устранения коробления при температурных расширениях необходимо разметить, обрезать и зашлифовать скосы концов бандажных сегментов, связывающих лопатки в пакеты так, чтобы между их стыками по окружности были получены зазоры в соответствии с чертежом облопачивания или с зазорами до облопачивания. Обычно эти зазоры в стыках бандажных сегментов выполняются в пределах от 0,75 до 1,5 мм. Для лопаток, имеющих бандажки с уплотнительными усиками, зазоры по окружности между стыками сегментов бандажки (рис. 13.46,а) должны быть 0,2—0,4 мм. Нельзя оставлять недостаточные зазоры в стыках, но вместе с тем не следует выполнять эти зазоры больше необходимых.

Длина свисающих концов бандажной ленты у пакетов—размер а (рис. 13.46, а и б) должен быть равен половине шага лопаток  $t$  минус половина зазора между торцами двух соседних сегментов бандажной ленты, разница в длине свесов соседних сегментов не должна быть больше 1 мм. При длинных лопатках, в связи с большим шагом лопаток, длина свисающей части бандажной ленты уменьшается, температурный зазор при этом соответственно увеличивается; такое укорочение необходимо для снижения высоких изгибающих напряжений, возникающих в шипах крайних лопаток при длинных свисающих концах бандажки.

Отдельные сегменты бандажной ленты, предварительно выгнутые соответственно дуге расположения шипов, должны надеваться без всякого натяга отдельных лопаток, так как это

может создать дополнительное напряжение в хвостах лопаток и привести к их изгибу в тангенциальном и осевом направлениях. Посадка на шипах не должна быть напряженной, но шипы не должны заходить в отверстия в бандажке с зазором больше 0,05—0,15 мм на сторону в зависимости от толщины бандажки (рис. 13.46,б).

При расклепке шипов прижатие бандажки к торцам лопаток должно быть равномерным и одинаковым по всей площади касания; только убедившись в правильности положения бандажки, можно приступать к расклепке шипов лопаток.

Если шипы лопаток и бандажки изготовлены из недостаточно вязкого материала, в них при расклепке могут появиться трещины; трещины, не обнаруженные при расклепке, могут послужить причиной аварии в эксплуатации из-за обрыва бандажки.

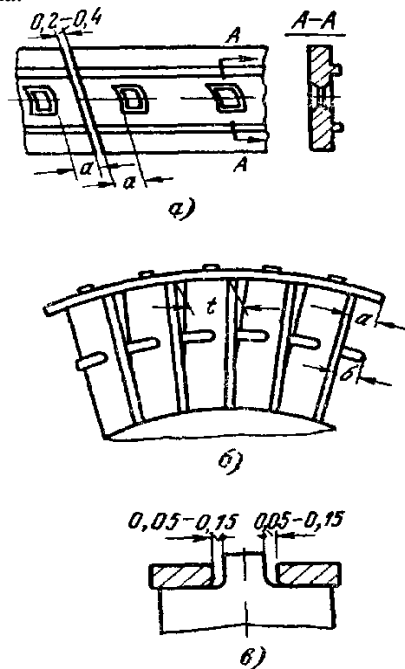


Рисунок 13.46. Установка бандажной ленты.

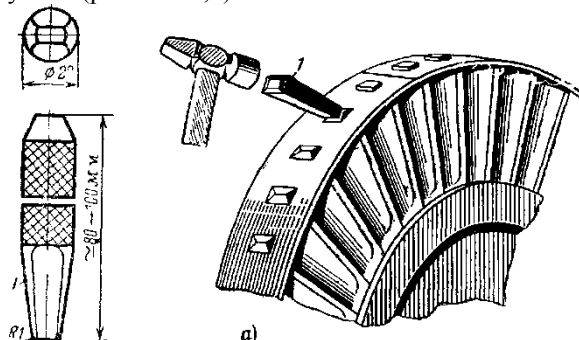
а — сегменты бандажки с уплотнительными усиками, б — «свес» бандажной ленты между пакетами лопаток, в — зазоры между шипом и бандажной лентой.

Для ослабления наклепа, предупреждения повышения жесткости и хрупкости шипа и для уменьшения внутренних напряжений расклепывание должно производиться особо тщательно. Расклепка шипов должна производиться на всех лопатках одинаково, в определенной последовательности и при одинаковой силе ударов; сначала легкими ударами молотка (в зависимости от сечения шипа лопатки вес молотка 300—400 г) по шипам, расположенным по краям сегмента бандажки, а затем окончательная чеканка — специальной оправкой для получения головки шипа заданной формы и хорошего внешнего вида (рис. 13.47).

После чеканки производится проверка плотности прилегания бандажки к торцам лопаток (шуп толщиной 0,05 мм нигде проходить не должен) и тщательный осмотр под лупой бандажки и расчеканенных шипов на отсутствие тре-

цин; по лентам, вызывающим сомнение, головки шипов могут быть запаяны серебряным припоем, а бандаж припаян к торцу лопатки.

Отдельные сегменты бандажной ленты при недостаточно тщательной разметке, пробивке отверстий и расклепывании шипов бывают смещены один относительно другого в направлении оси диска (рис. 13.48,а), это смещение не должно превышать 0,5 мм для соседних сегментов, особенно для бандажей, имеющих уплотнительные усики (рис. 13.46,а).



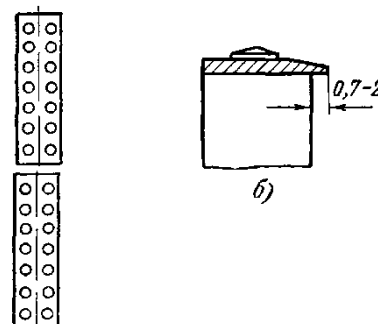
**Рисунок 13.47.** Образование головки шипов лопаток.  
а - чеканка шипов лопаток с помощью оправки (1),  
б — внешний вид правильно расклепанных шипов.

При отсутствии специальных указаний на чертеже облопачивания бандажная лента со стороны входа и выхода пара в зависимости от размеров лопаток должна иметь свисание (перекрытие) в пределах 0,7—2 мм, выполняемое в виде скошенной кромки бандажа (рис. 13.48,б). Это перекрытие в случае осевого перемещения ротора обеспечивает предварительное задевание бандажей, а не самих лопаток, вызванный этим задеванием шум в турбине предупредит персонал о необходимости немедленного ее выключения еще до того, как в сопрокосновение придут сами лопатки, т.е. до момента, когда серьезная авария с лопаточным аппаратом неминуема

Смещение стыков бандажей и перекрытие над лопатками больше нормального не дадут возможности опустить ротор в статор, так как выступающие части бандажа будут задевать за неподвижные лопатки диафрагм или направляющие лопатки. Для устранения этих недостатков после приклейки бандажей необходимо обточить их боковые поверхности по ширине и, если это пре-

дусматривается чертежом, заточить фаску на боковых кромках бандажной ленты.

Если переоблопачивание производилось на собранном роторе, то проточку бандажей производят подряд на всех дисках. Для этого ротор ставят на козлы на свои подшипники или укладывают на свое место в нижней части цилиндра с упором против осевых сдвигов.



**Рисунок 13.48.** Положение бандажей на лопатках;  
а - смещение сегментов бандажа при расклепке шипов лопаток; б — перекрытие бандажа.

Бандажи на лопатках малой длины протачивают обыкновенным резцом, укрепляемым на небольшом супорте с ручной продольной и поперечной подачей, такие супорты на электростанциях обычно применяются для проточки коллекторов возбuditелей генераторов.

Ротор при проточке бандажей желателно вращать электродвигателем (§ 8.3), при вращении ротора на цилиндрическом масле вручную проточка бандажа получается неточной вследствие неравномерного его хода и недостаточного числа оборотов.

Проточка резцом бандажа на лопатках большой длины вызывает изгиб лопаток, дает неточную обработку и может приводить к срыву бандажа, в этих случаях проточку следует производить наждачным кругом или шлифовальным камнем, приводимыми во вращение небольшим двигателем типа, указанного на рис 8.6. Круг или камень может быть также укреплен на шпинделе электрической бормашины.

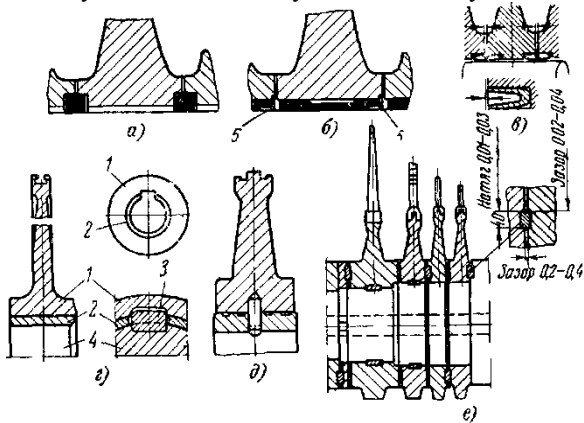
По окончании всех работ по переоблопачиванию и проверки осевых и радиальных зазоров в проточной части производится проверка вибрационной характеристики вновь установленного облопачивания.

## 14. ДИСКИ РОТОРОВ.

### 14.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ПОСАДКИ ДИСКОВ НА ВАЛ.

Диски с насаженными на них лопатками вращаются с большой окружной скоростью и работают в условиях, которые вызывают в дисках значительные напряжения (тангенциальные и радиальные): 1) от центробежной силы собственной массы, включая облопачивание; 2) от нагрузки на обод диска, создаваемой давлением пара на лопатки; 3) от работы в зоне высоких температур и в переходные пусковые периоды (термические напряжения).

Диски выполняются разнообразными по конструкции (съемные и откованные за одно целое с валом) и по профилям (профили переменного сечения — гиперболические, конические, равного сопротивления и др.). Съемные диски имеют на внутреннем диаметре ступицу, на внешнем — обод и между ступицей и ободом полотно диска. Ступица имеет наибольшее сечение по сравнению с сечением остальной части диска, сечение диска переменного профиля, в зависимости от указанных выше конструктивных особенностей, постепенно уменьшается от втулки к его ободу.



**Рисунок 14.1.** Посадка дисков; а — на кольца прямоугельного сечения; б — на конусные втулки; в — на пружинящие кольца; г — на разрезные цилиндрические втулки; д — на пальцевые втулки; е — на радиальные шпонки. 1-ступица диска, 2 — разрезная втулка, 3 — шпонка, 4 — вал, 5 — прокладочные кольца.

Съемные диски изготавливаются из поковок углеродистой, слабелегированной и легированной стали. Правильное и прочное закрепление дисков на валу представляет очень важную и серьезную задачу, так как ослабление в посадке вызывает удары и вибрации, которые могут привести к тяжелой аварии турбины. В цельнокованных роторах, где диски выточены за одно целое с валом, естественно, вопрос о надежности посадки дисков на вал полностью отпадает.

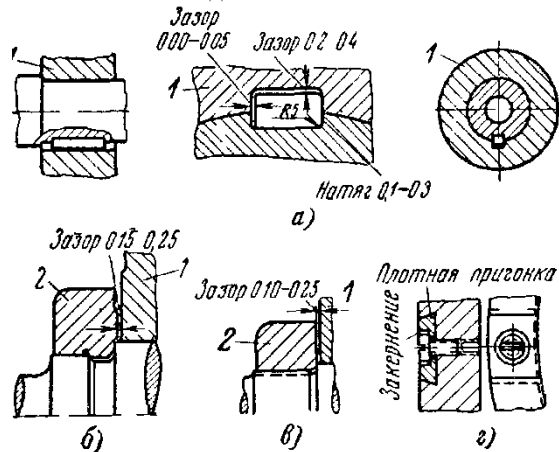
Диски насаживаются на вал с натягом и закрепляются на валу с помощью цилиндрических, конических, пружинящих, разрезных, пальцевых

и других колец и втулок, а также радиальных шпонок (рис. 14.1).

Для предохранения дисков от проворачивания на валу и передачи вращающего момента обычно применяются осевые шпонки (рис. 14.2,а), для предотвращения осевых перемещений крайние диски крепятся с помощью колец, входящих в заточки вала (рис. 14.2,б) с помощью гаек (рис. 14.2,в), которые стопорятся от самоотвертывания шурупами и стопорными шайбами (рис. 14.2,г).

Способы посадки дисков с помощью колец обычно применяются у валов с постоянным посадочным диаметром для всех дисков или на протяжении посадки нескольких дисков. При посадке дисков на вал без колец вал выполняется ступенчатым, что облегчает посадку и обеспечивает весьма прочное закрепление дисков на валу.

При всех способах посадка дисков производится с некоторым предварительным натягом (в холодном состоянии), т.е. диаметры посадочных расточек дисков выполняются меньше диаметров вала в местах посадки.



**Рисунок 14.2.** Крепление дисков на валу; а — шпоночное крепление диска на валу, б — крепление от осевого перемещения с помощью кольца, в — крепление от осевого перемещения с помощью гайки, г — крепление гайки от самоотвертывания с помощью стопорной шайбы и шурупа. 1-диск, 2-кольцо.

Необходимость предварительного натяга для обеспечения надежной связи диска с валом, при которой диск центрируется и не изменяет своего положения по отношению к валу, вызывается тем, что волокна диска под действием большого числа оборотов испытывают радиальные удлинения от центробежной силы; при этом диаметр ступицы дисков стремится к увеличению, что при отсутствии предварительного натяга может вызвать ослабление посадки диска на валу. Кроме того, при работе, в особенности при пуске турбины, диски нагреваются под действием протекающего пара значительно быстрее и больше, чем соответствующие участки вала, которые закрыты ступицами дисков и соприкасаются своими концами с подшипниками, менее нагретыми,

чем детали внутри турбины; эта разность в температурах вала и дисков также приводит к увеличению расточки диска по сравнению с диаметром вала и, следовательно, к ослаблению посадки дисков на валу.

Для получения необходимого натяга разница между диаметром посадочного места на валу и диаметром внутренней расточки ступицы диска в холодном состоянии должна превышать увеличение диаметра ступицы диска под действием нагревания и центробежной силы при работе.

Из этого условия следует, что не только при вращении с нормальным числом оборотов, но и при числе оборотов, при котором срабатывает автомат безопасности, также должен оставаться некоторый натяг, т.е. должно иметь место давление между диском и валом, достаточное для сохранения их взаимного положения. Освобождающее число оборотов, т.е. минимальное число оборотов, при котором давление между диском и валом становится равным нулю, должно быть на 10—15% больше, чем число оборотов, при котором срабатывает автомат безопасности.

Крутящий момент от диска к валу при этом передается как с помощью контактных сил трения, так и с помощью шпонок, которые заводятся в пазы диска и вала.

Некоторым отличием от такой посадки является посадка дисков на пальцевые втулки (рис 14.1, д). В этой конструкции втулка, которая значительно меньше подвержена быстрому нагреву, посажена на вал с большим натягом, а диск относительно втулки надежно центрируется при помощи радиальных пальцев.

Следует иметь в виду, что увеличение натяга выше расчетного также недопустимо, так как приводит к появлению в ступице диска опасных контактных напряжений натяга; эти напряжения тем более вредны для диска, что последний испытывает во время работы наибольшие напряжения именно во внутренних волокнах ступицы диска. В некоторых случаях тугая посадка дисков может вызвать выпучивание диска, что в свою очередь приведет к задеваниям за диафрагмы и вибрации. Слишком тугая посадка может вызвать столь большие напряжения в ступице диска, которые приведут даже к разрыву ступицы.

Величина натяга определяется расчетом в зависимости от максимального числа оборотов; для турбин с 3000 об/мин обычно величина натяга для легконапряженных дисков принимается равной 0,0008—0,001 от диаметра вала, для напряженных дисков 0,001—0,0013 и для тяжелонапряженных дисков 0,0014—0,0016.

Это значит, что для вала диаметром 200 мм внутренняя расточка ступицы диска при непосредственной его напряженной посадке на вал при указанных пределах величины натяга должна иметь диаметр в пределах 199,74—199,8 мм.

## 14.2. СНЯТИЕ ДИСКОВ С ВАЛА.

К числу наиболее часто встречающихся причин, когда при ремонте может возникнуть необходимость в снятии дисков с вала, относятся:

ослабление посадки одного или нескольких дисков на валу и необходимость смены диска, вызванная его дефектами или повреждением, а также некоторые случаи переоблопачивания и правки вала.

Ослабление посадки дисков на валу, наличие трещин и других дефектов проверяются по звуку при обстукивании дисков свинцовой кувалдой весом 1,5—2 кг.

Ослабление посадки диска может произойти из-за применения материала, не соответствующего своему назначению (явления ползучести материала и релаксации напряжений, возрастающие с увеличением температур и высоких допущенных напряжений) и вследствие недостатков конструкции крепления дисков на валу. Например, ослабление посадки обнаруживалось на турбинах, где диски посажены на пружинящие кольца (рис. 14.1, в); эти кольца благодаря своей упругости должны удерживать диск на валу центрально и не давать возможности ослабить посадку при увеличении диаметра расточки диска под влиянием нагрева и центробежной силы.

Ослабление посадки дисков при работе может вызвать качание дисков на валу и вибрацию ротора; устранение этого дефекта достигается посадкой дисков на жесткие кольца прямоугольного сечения (рис. 14.1, а), на калиброванную стальную ленту (см. рис. 14.13) или на разрезную втулку (рис. 14-1, з).

Для снятия дисков с вала последний устанавливается горизонтально на козлы; с вала снимаются детали, расположенные на его конце и мешающие снятию дисков в данном направлении, и затем последовательно после нагрева диски снимаются один за другим.

Во все время выполнения работ по снятию и посадке дисков (нагрев, снятие или посадка и остывание дисков) необходимо создать условия, гарантирующие диск от неравномерного остывания, получаемого при сквозняках, при обдувке холодным воздухом и пр. Перед началом нагрева диска все необходимые приспособления, инструменты и рабочее место должны быть так подготовлены, чтобы посадку или снятие диска можно было начать тотчас же после удаления горелок.

При известной величине натяга температура нагрева диска или другой детали, подлежащей съёмке или посадке, определяется по формуле:  $t = (H + 2c) / D\alpha + t_0$ ; где  $t_0$ —температура помещения цеха, град;  $H$  - величина максимального натяга, мм;  $D$  — диаметр отверстия насаживаемой детали, мм;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения металла (для стали 34ХНЗМ равен  $11,6 \cdot 10^{-6}$ );  $c$ —радиальный зазор между отверстием ступицы диска и валом, обеспечивающий свободное снятие или посадку диска после нагрева ( $c$  принимается равным 0,15—0,2 мм).

Например, при  $D=400$  мм,  $H=0,30$  мм,  $t_0=20^\circ\text{C}$  и  $c=0,15$  мм, необходимая для посадки диска температура его нагрева равна  $147^\circ\text{C}$ .

При малых натягах, когда не требуется нагрев выше  $100^\circ\text{C}$ , нагрев диска перед посадкой может производиться в баке с кипящей водой, для

посадки диска на вал с большим натягом требуется предварительно равномерно его нагреть до температуры 120—150° С, охладившись, диск плотно сядет на вал с необходимым натягом. Проверка температуры нагрева производится термометрами или термопарами.

В заводских условиях нагрев дисков перед посадкой производится в газовых или электрических печах, в которых обеспечивается равномерное нагревание диска, исключающее создание больших температурных напряжений. В условиях ремонта в турбинном цехе предварительный нагрев диска при посадке или снятии с вала производится автогенными горелками. Во избежание коробления дисков и исключения местных перегревов металла, особенно опасных для деталей из высоколегированных сталей, нагрев следует начинать по всей окружности у обода диска и постепенно по мере прогрева переходит к нагреву у ступицы.

Нагрев при снятии диска следует вести так, чтобы при этом не прогревался вал. Интенсивный нагрев диска, обеспечивающий увеличение внутреннего диаметра ступицы диска прежде, чем успеет прогреться посадочное место вала, требует для нагрева дисков больших диаметров одновременного применения трех-четырех горелок № 6 или 7. Это требует сосредоточения соответствующего числа сварщиков, инструмента и прокладки дополнительных газопроводов или установки дополнительных кислородных баллонов и ацетиленовых генераторов, так как цеховая централизованная разводка обычно не рассчитана на такой большой одновременный расход кислорода и ацетилена.

В практике ремонта для исключения указанных недостатков нагрева вместо автогенных горелок применяются специальные мощные керосиновые форсунки (огнеметы), работающие на обычном керосине, каждая из которых по интенсивности пламени равна трем-четырем автогенным горелкам № 6. Керосиновые форсунки просты по своей конструкции и изготовлению, безопасны в обращении и благодаря большой мощности улучшают условия труда и ускоряют производство работ.

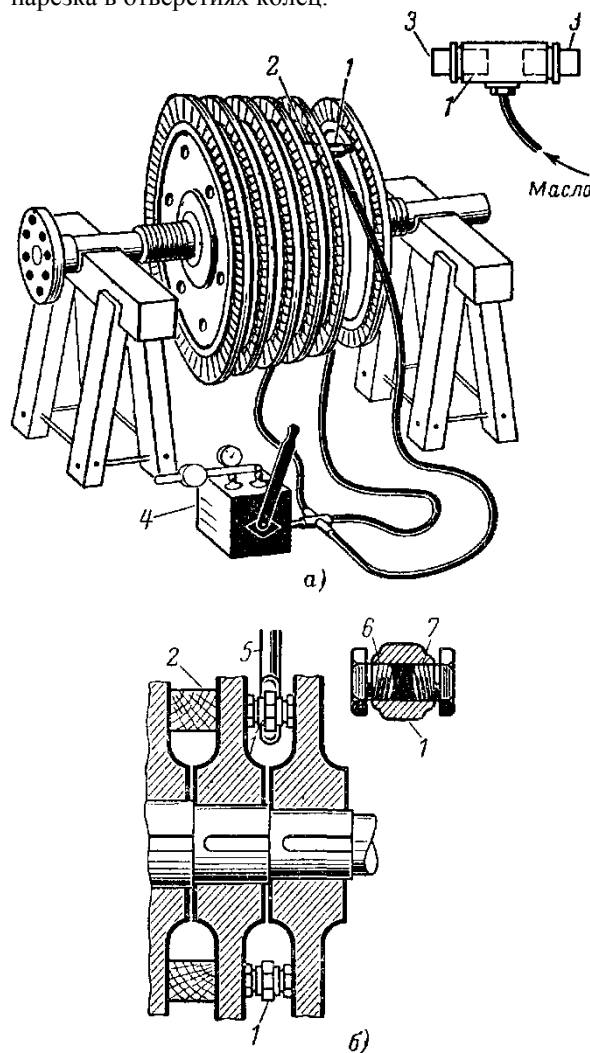
Для исключения неравномерности нагрева дисков и предохранения от возможных местных ожогов нагрев лучше производить при неподвижном укреплении автогенных горелок или керосиновых форсунок и вращении ротора.

При посадке нередко применяются комбинированный способ нагрева, при котором сначала диск нагревается в кипящей воде, а затем дополнительный нагрев до необходимой температуры ведется сварочными горелками или керосиновыми форсунками.

После предварительного нагрева диски снимаются двумя тремя небольшими отжимными гидравлическими или механическими домкратами (рис. 14.3). Как видно из рисунков, домкраты с одной стороны упираются в снимаемый диск (поближе к ступице), а с другой стороны — в соседний диск; при этом для предупреждения отгиба-

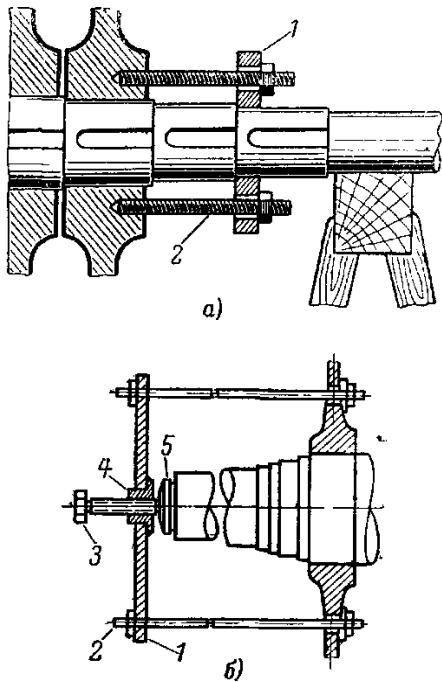
ния диска, в который с диаметрально противоположных сторон упираются домкраты и для передачи давления на несколько дисков, последние основательно распираются между собой. Распор производится металлическими пластинками или деревянными распорками, забиваемыми между дисками.

Для снятия дисков возможно также применение стяжного приспособления, состоящего из шайбы с отверстием, надеваемой на вал до его ближайшего уступа (рис. 14.4,а). Через шайбу пропускаются стяжные шпильки достаточной длины для снятия всех дисков. Эти шпильки, в количестве 2—4 шт., диаметром 25—40 мм ввертываются в отверстия ступицы диска; при отсутствии таких отверстий и при наличии специальной заточки ступицы диска в нее закладывается разъемное кольцо из двух половин, которое скрепляется глухими болтами с другим кольцом; в этих кольцах сверлятся отверстия, через которые пропускаются концы стяжных болтов; при недостатке места для установки гайки производится нарезка в отверстиях колец.



**Рисунок 14.3.** Приспособления для снятия дисков с вала; а — с помощью масляных домкратов, б — с помощью механических домкратов, 1 — домкрат; 2 — деревянная распорка; 3 — поршень; 4 — масляный гидпресс, 5 — гаечный ключ, 6 — резьба левая; 7 — резьба правая.





**Рисунок 14.4.** Приспособления для снятия дисков с вала. а — с упором в уступ вала; б — с упором в торец вала. 1—шайба толщиной 25—40 мм, 2 — стяжные шпильки или болты диаметром 25—40 мм, 3 — нажимной болт с ленточной резьбой диаметром 40—60 мм, 4—втулка с резьбой под болт, 5—подкладка.

В случаях отсутствия возможности упора шайбы в уступ вала применяется стяжное приспособление, состоящее из глухой шайбы, упираемой в торец вала (рис. 14.4,б).

Процесс снятия с вала дисков, посаженных непосредственно на вал или на кольца различных типов, проходит в следующем порядке: со стопоров гайки, крепящей диски на валу, удаляются замковые керны, вывертываются стопоры и сама гайка, после чего ставятся отжимные домкраты или стягивающие приспособления, которыми создаются предварительные съемные усилия.

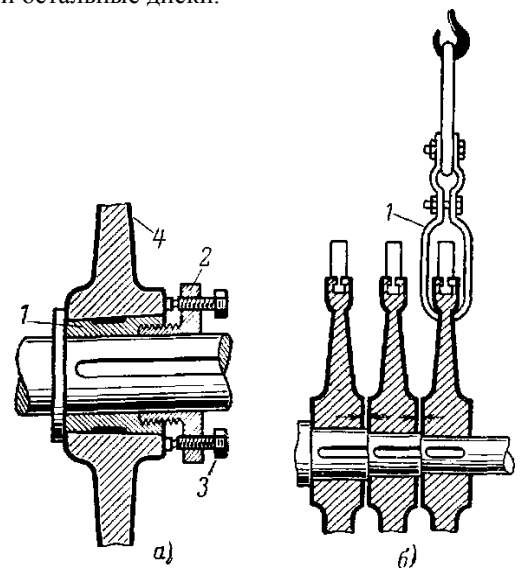
Домкраты или стягивающие шпильки располагаются одни относительно других на диаметрально противоположных сторонах втулки диска; для снятия могут применяться и три домкрата или стягивающих шпильки, расположенные по окружности диска под углом 120°.

Далее диск нагревается, как уже указывалось. Нагрев диска контролируется термопарой или по сдвигу диска с места через небольшой промежуток времени; когда диск достаточно нагреется, поджимаются одновременно и равномерно домкраты или стягивающие шпильки до полного снятия диска с посадочного места.

Снятие с вала дисков, посаженных на разные конусные втулки (см. рис 14.1,б), производится после удаления конусных втулок, на которых они сидят. Для этого высверливаются керны, вывертываются стопора и снимаются с вала гайка и первое прокладочное кольцо, извлечение конусной втулки 1 производится приспособлением 2 (рис 14.5,а) после подвески диска к крюку крана с помощью специального хомута (рис.

14.5,б) и тщательной очистки поверхности вала перед втулкой 1. Приспособление 2 ввертывается в резьбу конусной втулки 1, после чего во фланец приспособления ввертываются четыре болта 3; при одновременном поджатии болтов их концы упираются в ступицу диска 4 и втулка 1 удаляется из-под диска. Если втулка не сдвигается, следует дополнительно прогреть тело диска, после чего втулка должна легко выйти из-под диска

После снятия диска с посадочного места на валу диск сдвигается на конец вала, что может быть выполнено после поднятия и перехвата конца вала с кратковременным удалением стойки, на которой лежит шейка вала. Затем диск с помощью хомута (см. выше) или другого надежного зажимного приспособления подвешивается к крану, снимается с конца вала и укладывается в горизонтальное положение на деревянные подкладки. В таком же порядке и тем же путем снимаются и остальные диски.



**Рисунок 14.5.** Извлечение втулки и подвеска диска к крану; а—извлечение конусной втулки из под диска б—подвеска к крану и снятие диска с помощью специального хомута (1)

Снятие дисков с вала может производиться и при вертикальном положении вала; в этом случае все операции по снятию дисков должны производиться в порядке, обратном тому, какой рекомендуется ниже для посадки дисков при вертикальном положении вала.

Снятие дисков не является сложной операцией, но требует равномерного нагрева, при котором должен возможно меньше нагреваться вал, и аккуратности при стягивании дисков, перекося диска на валу из-за неравномерного натяжения стяжных болтов или стропов подъемного приспособления может испортить расточку ступицы, посадочное место вала и, кроме того, создаст серьезные затруднения в снятии диска, связанно с потерей значительного времени.

### 14.3. ПОСАДКА ДИСКОВ НА ВАЛ.

Диск, снятый с вала для переоблапачивания или для других целей (замена диска и др.),

перед обратной посадкой на вал подлежит тщательной статической балансировке, так как, несмотря на принимаемые в процессе облопачивания меры, возможны: разность веса отдельных пакетов лопаток, смещение их центра тяжести в радиальном направлении, смещение отдельных отрезков бандажной ленты, проволоки и др. причины, которые вызывают появление неуравновешенности диска.

Если снятие дисков с вала было вызвано ослаблением посадки одного или нескольких дисков, необходимо перед обратной посадкой дисков на новые кольца проверить состояние поверхности вала, находившейся под ослабленным в посадке диском, и состояние шпоночных канавок на валу и у дисков. Часто под ослабленными дисками наблюдаются наклепы вала, разбитые шпоночные канавки и шпонки.

В этих случаях шпоночные канавки исправляются электросваркой с последующей обработкой вручную напильником и шабером или значительно увеличивается их ширина как на валу, так и в диске до вывода выработанных мест. К этим шпоночным канавкам пригоняются новые шпонки так, чтобы они плотно сидели боками в шпоночных канавках без всякого зазора; сверху же между шпоночной канавкой диска и шпонкой обязательно оставляется зазор 0,2—0,4 мм (см рис. 14.2,а).

Такая подгонка шпонки необходима для устранения одностороннего натяга диска. По длине шпонка должна быть короче шпоночного гнезда диска не менее чем на 0,5 мм, то необходимо для устранения возможности упирания торцевой части ступицы соседнего диска в шпонки, подобный упор может вызвать появление повышенного зазора между дисками и послужит препятствием к нормальному температурному расширению ступиц дисков.

При наличии на валу наклепов в некоторых случаях приходится применять проточку этого места. Конечно, подобная проточка может быть произведена только на незначительную величину и только у валов, где посадка выполнена на втулках или кольцах, а не непосредственно на валу.

Проточку поврежденных мест можно произвести при положении вала в турбине на своих подшипниках. Для этого на фланце разъема турбины, против подлежащего проточке места вала, укрепляется небольшой супорт с продольным и поперечным ходом, какой обычно употребляют для проточки коллекторов возбудителей и колец роторов генераторов. Для предотвращения осевых перемещений вала при проточке вал должен быть расперт с обоих торцов упорами, желательно с шариками, входящими в центровые заточки на торцах вала.

Для проточки вал не следует вращать вручную; для устранения толчков при вращении и тем самым достижения лучших результатов желательно приводить вал во вращение электродвигателем (§8.3).

По окончании этих операций производятся микрометром и штихмассом все промеры по диа-

метрам расточек дисков и диаметрам посадочных мест на валу, эти данные необходимы для определения величины натяга и изготовления новых шпонок и посадочных колец. Допуск на изготовление новых посадочных колец не должен превышать  $\pm 0,01—0,02$  мм.

Перед посадкой дисков поверхность посадочных мест вала, ступицы дисков, разрезные кольца и резьба стопорной гайки должны быть очищены смоченными в керосине мягкими тряпками. Убедившись в отсутствии царапин и забоин, необходимо все указанные поверхности смазать тонким слоем ртутной мази или серебристого графита, что устранит заедания при посадке, пригорание и ржавление посадочных поверхностей при работе.

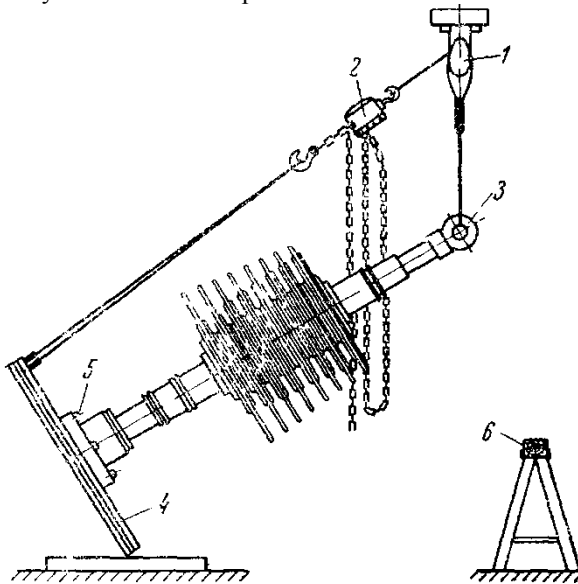
Диски могут насаживаться при горизонтальном и вертикальном положении вала. В первом случае вал укладывается на козлы так, чтобы можно было посадить диски на свое место; горизонтальность положения вала проверяется по уровню; диски подвешиваются к крану строго вертикально и устанавливаются так, чтобы вал находился в центре расточки диска. При этом положении производится нагрев диска и его посадка до места подвижкой крана в осевом направлении и в необходимых случаях равномерными ударами свинцовых кувалд по торцу ступицы до полной посадки. При нагреве диска для предотвращения нагрева вала последний обвертывается асбестом.

Для насадки диска при вертикальном расположении вала последний в целях облегчения его закрепления должен быть опущен концом, противоположным месту насадки, в яму, специально вырытую в полу конденсационного помещения в зоне, обслуживаемой краном; вал может быть также поставлен в специальную стойку или на фундаментную плиту (см ниже).

Насадка дисков при вертикальном положении вала более удобна, требует меньших затрат времени и труда и дает лучшие результаты в отношении предупреждения перекосов, так как диск, предварительно выверенный горизонтально по уровню, садится на место под действием собственного веса. Тем не менее необходимо контролировать перпендикулярность посадки диска по отношению к валу. При этом способе можно быстро посадить диски один за другим; в этом случае нет необходимости в подъеме вала для одевания каждого следующего диска, как при горизонтально расположенном роторе, благодаря чему вал не успевает сильно прогреться, в то время, как при первом способе посадки надо затрачивать время, связанное с остыванием вала.

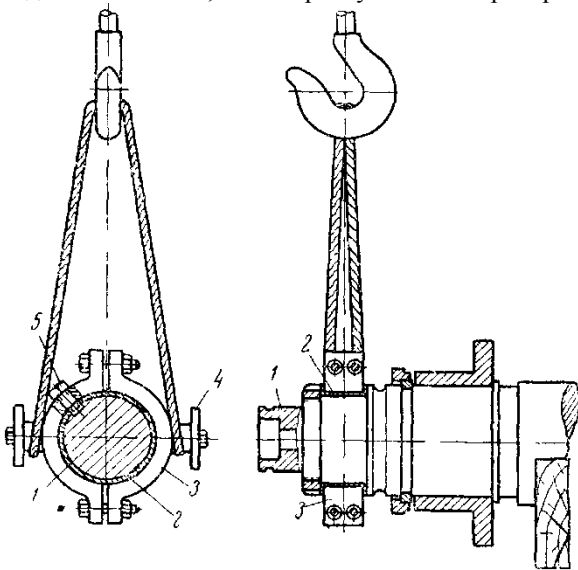
В конструкциях, где валы имеют тело равного сопротивления (с утолщением посередине), диски насаживаются на вал с обеих сторон поочередно; поэтому после насадки дисков на один конец вала, вал перекаптовывается. Поворот вала в вертикальное положение (кантовка) является весьма ответственной операцией и должен быть в каждом отдельном случае предварительно детально продуман и выполнен под наблюдением руководителя ремонта или мастера по ремонту.

На рис. 14.6 показана схема кантовки ротора в вертикальное положение с помощью тали, одного крюка крана и свернутого в торец вала рыма. При отсутствии резьбового отверстия на конец вала надевается надежно закрепляемый хомут (рис. 14.7). При сборке хомута ротор должен быть повернут так, чтобы шпоночный паз на валу совпал со стопорным винтом.



**Рисунок 14.6.** Кантовка легкого ротора с помощью одного крюка крана и тали. 1—крюк крана; 2—таль, 3—рым вала, 4—рама сварная, 5—крепежные шпильки, 6—передняя опора ротора.

Этот конец вала поднимается краном с постепенным выводом вала из горизонтального в вертикальное положение; при этом соответствующим передвижением крана и упором в торец другого конца вала ведется тщательный контроль, чтобы вал не сдвигался в горизонтальном направлении, грузовой трос не отходил от вертикальной оси более  $15^\circ$ , а диски с лопатками не задевали за козлы, на которых установлен ротор.



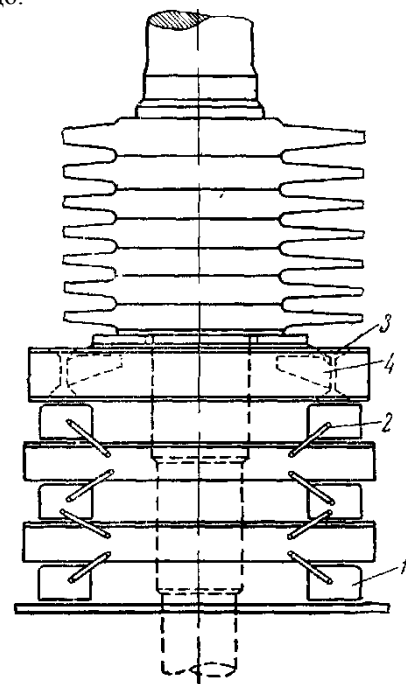
**Рисунок 14.7.** Хомут для кантовки ротора. 1—ротор, 2—прокладка, 3—хомут; 4—фланец, 5—стопорный винт.

После подъема вал опускается своим концом в заранее подготовленную яму, устанавливается на специальную сварную фундаментную плиту (раму) в виде пяты (см. рис. 14.6) или укладывается на специальную стойку в виде выкладки из шпал, связанных скобами (рис. 14.8).

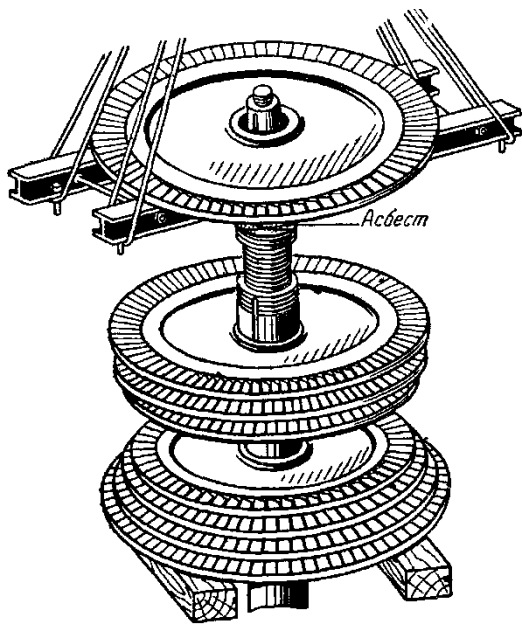
После окончания кантовки вал должен быть выверен по уровню строго вертикально (рис. 14.9). Диск, который должен быть посажен на вал, укладывается на специально изготовленное подъемное приспособление, типа указанного на рис. 14.9 или на рис. 14.10, подвешиваемое к крюку крана. Для обеспечения быстрой и правильной насадки необходимо выверять диски на указанных приспособлениях строго горизонтально по уровню и устанавливать их после подъема центрально над валом.

Если диск должен сидеть на валу на разрезных кольцах, то одно кольцо надевается на свое место до посадки; шпонки, стопорящие диск от проворачивания на валу, также вставляются в шпоночные канавки вала до посадки диска, благодаря чему они являются направляющими при посадке.

Диск, горизонтально лежащий на подъемном приспособлении, равномерно прогревается от обода к ступице; когда диаметр внутренней расточки ступицы диска станет больше диаметра посадочного места вала на  $0,2-0,3$  мм, что проверяется замерами (штихмасом), диск медленно, но без остановок и рывков, путем подвижки крана должен быть свободно доведен до своего посадочного места, где он входит на шпонки и на разрезное кольцо, в случае необходимости диск передвигается до места насильными ударами свинцовых кувалд чего вставляется второе разрезное кольцо.



**Рисунок 14.8.** Шпальная выкладка для вертикальной установки ротора. 1—шпальная выкладка, 2—скоба, 3—металлическая рама, 4—ребро жесткости.



**Рисунок 14.9.** Посадка дисков при вертикальном положении ротора.

При заедании диска на валу ни в коем случае нельзя продолжать его посадку, применяя силу, в этом случае надлежит поднять диск, зачистить получившиеся заусеницы, проверить причины заедания и после этого вновь приступить к посадке.

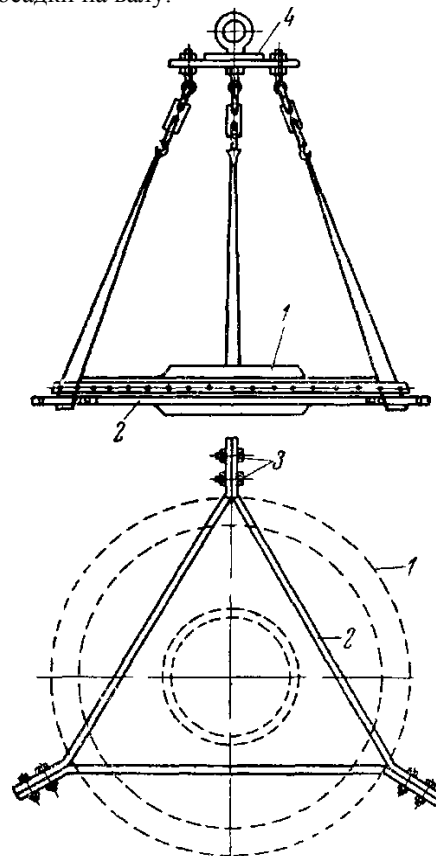
При нагреве увеличивается не только диаметр внутренней расточки ступицы диска, но и длина ступицы, например, при длине ступицы, равной диаметру ее внутренней расточки, увеличение длины ступицы равно величине натяга, поэтому после посадки диска на вал ступица диска, имея еще увеличенную длину, продолжает сокращаться, в зависимости от того, в каком месте диск сильнее обжимает вал, сокращение ступицы может идти в сторону упора или от упора.

Для обеспечения правильного осевого положения диски должны сажаться к упорам вплотную и должны удерживаться в правильном положении до тех пор, пока диск, охладившись, зажмет вал.

При горизонтальном способе посадки нагретый диск должен быть прижат к торцу посадочного места до полного остывания. При вертикальном способе посадки, диск садится до упора под действием собственного веса; для ускоренного охлаждения дисков с длинной ступицей и защемления вала диском нижний торец ступицы обдувается воздухом; при небольшой длине ступицы обдувку воздухом можно не производить.

После полного остывания проверяется отсутствие перекоса диска и зазор между торцом ступицы диска и упорным буртиком или между ступицами двух соседних дисков, зазор между двумя соседними дисками должен быть в пределах, указанных на чертеже, или величины, имевшей место до снятия диска. Следующий диск можно сажать только после проверки правильности посадки предыдущего диска.

Для проверки правильности посадки диска в осевом направлении (отсутствие биения) при горизонтальном положении вала может быть применено простое приспособление, конструкция которого показана на рис 14.11. Оно состоит из угольника с перпендикулярно приделанным стержнем, на котором укрепляется индикатор. Угольник после посадки на вал подводится до упора к торцу ступицы диска и при вращении по окружности ножка индикатора показывает биение диска в диаметрально противоположных точках диска. Одинаковость этих показаний указывает на перпендикулярность диска к оси вала, т. е. правильность посадки. Большая разность этих показаний указывает на коробление диска или перекос его посадки на валу.



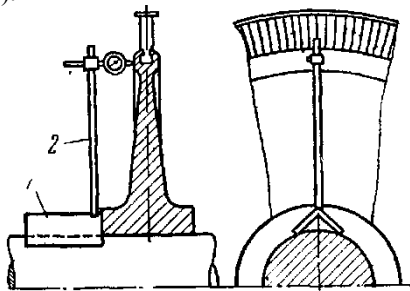
**Рисунок 14.10.** Подъемное приспособление для посадки дисков при вертикальном положении ротора.

1—рабочий диск, 2 — разборный треугольник, 3 — болты, 4 — траверса со стропами.

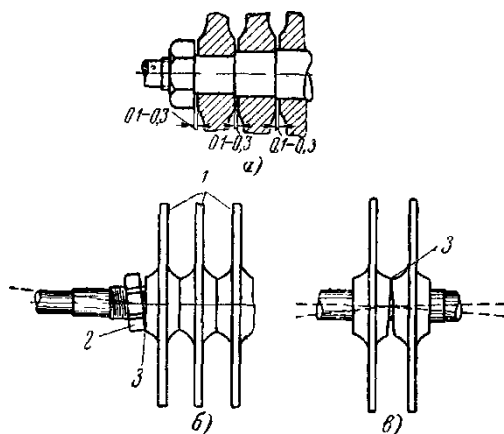
Проверка торцевого биения может производиться также штихмасом по ободу уже насаженных дисков в том случае, если есть уверенность в отсутствии биения диска, от которого производится измерение; проверку штихмасом особенно целесообразно производить при посадке дисков на цельнокованный ротор, так как она ведется от дисков, проточенных вместе с валом. Допускаемая величина торцевого биения диска, замеряемого на ободу диска, зависит от диаметра обода диска; при диаметре до 1200 мм допускаемая величина торцевого биения равна 0,15—0,2 мм; при диаметре 1200—1600 мм равна 0,2—0,3 мм и при диаметре 1600 мм и больше — 0,5 мм.

Описанным путем последовательно сажаются все диски. Последний диск закрепляется гайкой, которая навинчивается не слишком плотно на резьбу вала; для предотвращения отвертывания гайка закрепляется стопорными шпильками, которые в свою очередь закерниваются. Между стопорной гайкой и ступицей последнего диска должен, так же как и между каждыми двумя соседними дисками, оставаться зазор 0,1—0,3 мм.

При посадке дисков на ступенчатый вал осевой зазор между ступицами получается благодаря тому, что уступы вала, на которые сажаются диски, имеют длину на 0,1—0,3 мм больше, чем ступицы дисков; этим создается при посадке диска до конца уступа указанный выше зазор (рис. 14.12,а).



**Рисунок 14.11.** Проверка аксиального биения обода диска индикатором, укрепленным на угольнике со стержнем. 1-угольник; 2-стержень для крепления индикатора.



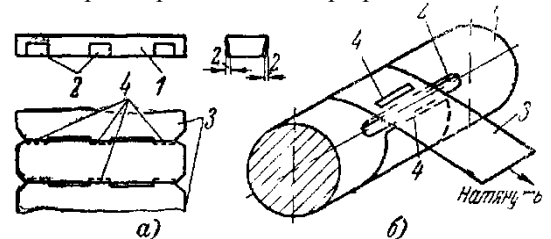
**Рисунок 14.12.** Положение дисков на валу при правильной и неправильной посадках; а — зазоры между дисками и между последним диском и стопорной гайкой; б — искривление вала из-за непараллельности торцевых поверхностей стопорной гайки и ступицы диска; в — искривление вала при неправильной посадке дисков или непараллельности торцевых поверхностей ступиц дисков. 1-диски, 2—стопорная гайка, 3—односторонний нажим.

При посадке дисков на кольца в некоторых случаях приходится в процессе посадки прокладывать между ступицами смежных дисков тонкую бумажную прокладку толщиной 0,1—0,15 мм, которая в работе турбины сама собой разрушается, создавая тем самым необходимый зазор между дисками. Этот зазор должен быть равномерным по всей окружности ступицы; разность зазоров, замеренных в диаметрально противопо-

ложных точках, превышающая 0,1—0,15 мм (непараллельность торцевых поверхностей ступиц смежных дисков), может вызывать изгиб вала во время работы турбины (рис. 14.12, б, в).

Следует иметь в виду, что при посадке на два разрезных кольца, расположенных с обеих сторон диска, диск даже при небольшой разнице в натягах, допущенной при изготовлении колец, при остывании садится на вал неправильно; выровнять диск после остывания практически невозможно. В этом случае приходится вновь снимать диск, точить новые разрезные кольца с одинаковым допуском и снова производить всю операцию посадки. Если этого выравнивания не произвести, то во время работы турбины также будет происходить изгиб вала вследствие одностороннего упора дисков между собой.

Посадка дисков без вставных колец и втулок проще, так как при непосредственной посадке диска на вал требуется только тщательный контроль за тем, чтобы при посадке между дисками оставался осевой зазор 0,2—0,3 мм, необходимый для расширения дисков при работе.



**Рисунок 14.13.** Крепление калиброванной стальной ленты на валу. а — при помощи запилы на шпонке. 1-шпонка, 2 — запилы по толщине ленты, 3 — лента, 4 — заделка концов ленты в запилы; б — при помощи пайки, 1-вал, 2—шпонка, 3—лента, 4—припайка к валу.

Снятие дисков, сидящих непосредственно на валу, рекомендуется производить только в исключительных случаях, так как повторная посадка дисков с необходимым натягом весьма затруднительна.

В некоторых случаях для обеспечения необходимого натяга приходится диск сажать на стальную строго калиброванную ленту шириной, соответствующей длине ступицы диска, и толщиной, обеспечивающей создание необходимого натяга, толщина ленты определяется после соответствующей обработки вала и внутренней расточки поверхности диска для устранения конусности, овальности, выбоин и шероховатостей на посадочных местах.

Калиброванная лента перед посадкой диска натягивается и закрепляется на валу или закладывается ее под боковые предварительно запиленные поверхности шпонки (рис. 14.13,а) или припайкой ее у краев шпоночного паза мягким припоем (рис. 14.13,б). Для обеспечения беспрепятственной посадки диска на такую калиброванную стальную ленту, без ее задевания и повреждения, необходимо перед посадкой произвести повышенный нагрев диска.

Посадка диска на разрезные конусные втулки производится следующим образом: диск, поднятый за хомут краном, надевается на горизонтально расположенный вал, чтобы между диском и валом оставалась кольцевая щель для втулки. Эта втулка имеет по наружному диаметру конусность 6%, соответственно которой выточена ступица диска (перед посадкой следует пригнать втулку к ступице диска). Во втулке должен быть сделан продольный разрез на 1—2 мм шире шпонки, чтобы при посадке втулка не уперлась в шпонку и проходила свободно; шпонка сажается на вал до посадки втулки, также до посадки необходимо тщательно протереть графитом посадочные места вала, диска и втулки.

При посадке первый диск упирается в соответствующий буртик вала (см. рис. 14.5,а). Втулка вгоняется в отверстие между диском и валом специальным приспособлением; это приспособление должно быть ввернуто на резьбе во втулку еще до надевания втулки на вал. Втулка окончательно сажается на место равномерными ударами свинцовых кувалд по приспособлению, при этом необходимо контролировать правильность посадки диска в осевом и перпендикулярном валу направлениях, а также чтобы диск не отходил от соседнего диска или бурта. Если диск установится неперпендикулярно оси вала, то ударами по соответствующим местам приспособления добиваются смещения втулки и соответственно исправления положения диска.

Для предотвращения ослабления диска на валу между втулкой первого диска и ступицей второго устанавливается прокладочное кольцо (см. рис. 14.1,б), препятствующее выходу втулки из диска. Таким же способом насаживаются и все остальные диски, причем в качестве упора конусной втулки предыдущего диска служат прокладочное кольцо и ступица каждого последующего диска.

#### **14.4. РЕМОНТ ДИСКОВ.**

При производстве ремонтных работ следует осторожно обращаться с полотном дисков, так как нанесенные на диск царапины могут вызывать концентрацию местных напряжений в материале. При наличии на полотнах дисков ржавчины она должна быть тщательно очищена, так как может приводить к дальнейшему ускоренному коррозионному разрушению металла.

При каждом ремонте турбины диски должны тщательно осматриваться для получения уверенности в отсутствии трещин и других дефектов на диске, в особенности в его опасных сечениях, например, в переходных местах профиля диска, в углах, в сечениях ослабленных отверстиями и пр., особенно это относится к тем турбинам, где наблюдались повреждения дисков.

Для осмотра полотна каждого диска с обеих сторон должно быть сначала очищено наждачной бумагой; особенно тщательной очистке следует подвергать зону разгрузочных отверстий, которые имеются в дисках первых и средних ступеней. После очистки следует протравить по-

верхности 10%-ным раствором азотной кислоты, промыть конденсатом и внимательно осмотреть всю поверхность диска с помощью переносной лампы и лупы с 10-кратным увеличением.

Все переходы на диске с внутренними углами должны иметь соответствующие радиусы скруглений, края разгрузочных отверстий должны быть скруглены радиусом не менее 5—15 мм, а поверхности отверстий и галтелей тщательно отполированы.

Особое внимание необходимо обратить на шпоночные пазы дисков и канавки валов, которые являются источниками высокой концентрации напряжений. Острая подрезка и недостаточная чистота обработки шпоночного паза, несоосность шпоночного паза в диске и на валу, а также натяг между шпонкой и диском в радиальном направлении могут вызывать перенапряжения, перекос при посадке диска и появление трещин в ступице диска.

Заварка каких бы то ни было трещин на дисках совершенно недопустима, так как диски с заваренными трещинами при работе могут вызвать серьезные аварии, запрещается также сверлить отверстия в дисках при балансировке. В случае обнаружения трещин на диске или при подозрении на наличие таковых необходимо диск с вала снять и провести самое тщательное обследование их глубины и расположения, после чего должен быть решен вопрос о возможности дальнейшей работы диска, при ненадежности дальнейшей работы диск должен быть сменен.

При обнаружении коробления (осевое биение по индикатору более 0,3—0,5 мм) диски должны быть подвергнуты правке. Для правки дисков применяют те же способы правки, как и для валов (термическая, механическая и правка способом релаксации). Чеканку диска, снятого с вала, производят ударами легкого молотка (200—300 г) по полотну диска на участке, где его обод вогнут, удары начинают производить у ступицы и последовательно по радиусу переходят к ободу диска.

Термическую правку диска производят местными недлительными нагревами, которые создают в этих местах напряжения, превосходящие предел текучести, благодаря чему с выпуклой стороны диска происходит укорочение волокон, что ведет к перегибу и выправлению диска после охлаждения в необходимом направлении. Следует учитывать, что диски очень чувствительны к местным нагревам, поэтому для правки обычно применяются автогенные горелки не более чем № 4 или 5 и нагрев ведется равномерным передвижением горелки до достижения темно-красного цвета металла.

После правки любым способом диск подлежит термообработке, которая заключается в медленном равномерном нагреве диска до температуры, превышающей температуру пара на 50—60° С. После полного охлаждения диска производится проверка полученных результатов правки и отжига.

## 15. ДИАФРАГМЫ И ОБОЙМЫ.

### 15.1. МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ.

Диафрагмы турбин расположены между рабочими дисками и представляют собой неподвижные перегородки с лопатками, которые разделяют внутреннюю полость цилиндра на отдельные ступени (отсеки) с различным давлением пара в каждой. Лопатки диафрагм образуют сопловые каналы, обеспечивающие подвод пара на рабочие лопатки под расчетным углом и служат для преобразования тепловой энергии пара в кинетическую.

В зависимости от условий работы (температура пара, усилия, воспринимаемые диафрагмой, и пр.) в ступенях высокого давления применяются стальные сварные и наборные диафрагмы. При температурах до  $450^{\circ}\text{C}$  для изготовления тел и ободьев диафрагм применяется листовая прокат из малоуглеродистых сталей марок 15 и 20, при температурах  $450\text{--}530^{\circ}\text{C}$  поковки из хромомолибденовых сталей марок 20ХМ, 25ХМ, 15ХМА, 20ХМА, при температурах  $530\text{--}565^{\circ}\text{C}$  поковки из хромомолибденованадиевых сталей марок 12ХМФ, 20ХМФ, 15Х1М1Ф и при температуре  $580^{\circ}\text{C}$  упрочненная хромистая нержавеющая сталь марки ЭИ802 (15Х12ВМФ).

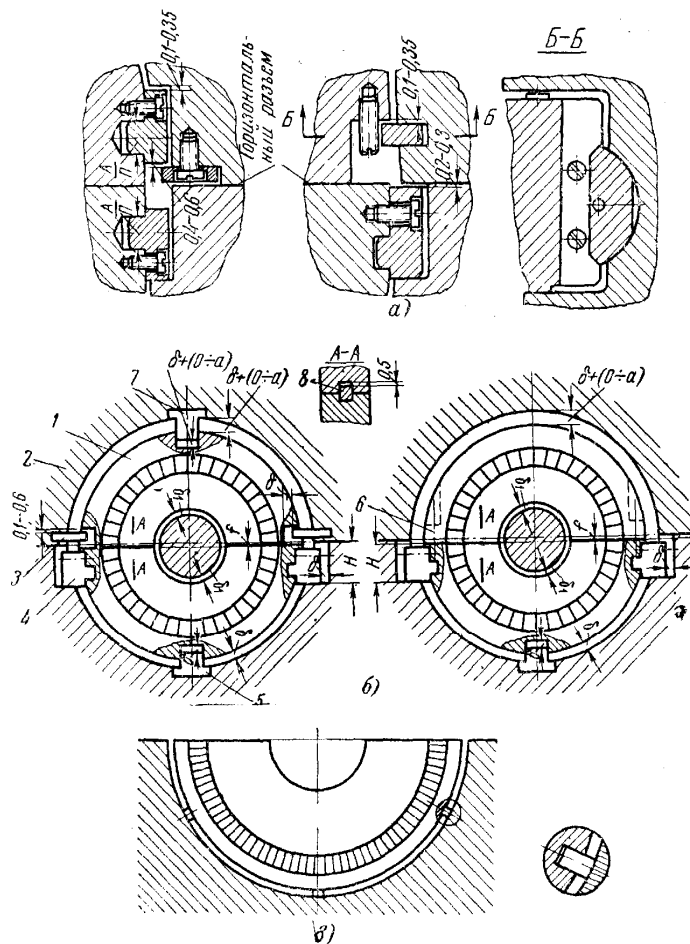
Направляющие лопатки для сварных диафрагм, работающих при температуре до  $480^{\circ}\text{C}$ , изготавливаются из хромистой нержавеющей стали марки 1Х13, при температуре до  $550^{\circ}\text{C}$  — марки 15Х11МФ, а при температуре до  $580^{\circ}\text{C}$  — марки ЭИ802.

Для температуры пара до  $250\text{--}260^{\circ}\text{C}$  применяются чугунные диафрагмы (чугун марок СЧ 21-40, СЧ 28-48 и СЧ 18-36) с залитыми в них штампованными лопатками из нержавеющей стали 1Х13; при более высоких температурах чугунные диафрагмы непригодны из-за «роста» чугуна (§ 3.6). При изготовлении диафрагм из модифицированных или высокопрочных чугунов, имеющих значительное сопротивление «росту», они применяются в области температур до  $300^{\circ}\text{C}$ .

Стальные и чугунные диафрагмы выполняются составными из двух половин с разъемом в горизонтальной плоскости, совпадающей с плоскостью разреза цилиндра. Каждая половина диафрагмы устанавливается в верхнюю и нижнюю половины цилиндра турбины (рис. 15.1). Во избежание пропуска пара по разьему обеих половин диафрагм, не скрепляемых одна с другой, и для правильного их соединения, разъем выполняется в виде замка с радиальной направляющей шпонкой (рис. 15.1, б, деталь 8) или выступом. В некоторых конструкциях обе половины диафрагмы стыкуются вплотную в плоскости разреза, что достигается их пришабровкой, а правильность их

соединения обеспечивается контрольными штифтами, установленными в плоскости разреза.

Для предотвращения утечки пара вдоль вала через кольцевой зазор во внутренней расточке диафрагмы устанавливаются лабиринтовые уплотнения в виде полуколец или отдельных сегментов.



**Рисунок 15.1.** Установка диафрагм в обоймах и цилиндре; а — подвеска и закрепление диафрагм в цилиндре на шайбах и планках; б — крепление диафрагм в цилиндре или обоймах на шпонках; в — центровка диафрагмы на штифтах. 1—диафрагма; 2—цилиндр или обойма; 3 — шпонки (лапки) для подвески верхних половин диафрагм; 4 — шпонки для подвески нижних половин диафрагм; 5, 7 — шпонки для центровки диафрагмы в вертикальной плоскости; 6 — болтовое соединение двух половин диафрагм; 8 — шпонка по горизонтальному разьему диафрагмы; δ — зазор между наружной цилиндрической поверхностью диафрагмы и расточкой в цилиндре, равный 1,5—3 мм; f — статический прогиб ротора.

Крепление и центровка диафрагм, испытывающих в работе значительные усилия от разности давления пара по обе их стороны и различные температурные условия, осуществляются в цилиндре турбины при помощи лапок, шпонок и штифтов, опирающихся на стенки цилиндра с расчетом возможности свободного расширения

диафрагм в радиальном направлении и с сохранением точных осевых зазоров между рабочими лопатками и диафрагмами; величина упругого прогиба диафрагм под влиянием упомянутых осевых усилий должна ограничиваться весьма малой величиной. Крепление диафрагм на штифтах (рис. 15.1, в) на турбинах с высокими параметрами пара не применяется, так как не обеспечивает необходимой свободы теплового расширения.

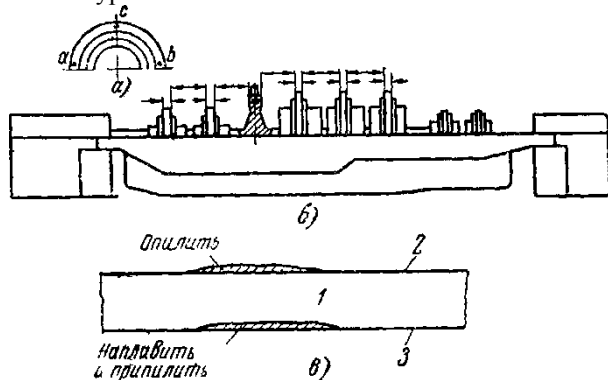
Крепление верхних половин диафрагм производится обычно стопорными шайбами, планками или шпонками к крышке цилиндра (рис. 15.1, а, б), благодаря чему они не выпадают и поднимаются при вскрытии турбины вместе с крышкой цилиндра.

Для обеспечения свободных температурных расширений диафрагм, а вместе с тем для предотвращения протечек пара по окружности в месте ее установки в цилиндре между диафрагмами и выточками стенок цилиндра оставляются небольшие радиальные (0,003—0,004 от диаметра диафрагмы) и осевые зазоры (0,1—0,3 мм); при отсутствии этих зазоров цилиндр турбины, охлаждаемый наружным воздухом, испытывал бы значительные напряжения от быстрее и сильнее нагревающихся в работе диафрагм.

В турбинах, где диафрагмы закреплены не в выточках цилиндра, а вставлены в специальные литые обоймы, в свою очередь свободно входящие своими гребнями в пазы цилиндра, при подъеме крышки цилиндра обоймы с диафрагмами не поднимаются вместе с крышкой, а остаются на месте. Такая конструкция упрощает разборку и сборку цилиндра и диафрагм. Правильность осевой установки обойм, а, следовательно, и диафрагм регулируется установочными кольцами, положенными с обеих сторон гребней обойм.

## 15.2. РАЗБОРКА И РЕМОНТ ОБОЙМ И ДИАФРАГМ.

Для выяснения состояния обойм и диафрагм и устранения обнаруженных дефектов обоймы и диафрагмы обязательно нужно вынимать из цилиндров при каждом капитальном ремонте турбины.



**Рисунок 15.2.** Проверка состояния и положения обойм; а — места измерений по гребням обойм, б — проверка аксиального положения гребней обойм, в — исправление гребня обоймы, 1—гребень обоймы, 2 — сторона паровпуска, 3 — сторона паровыпуска.

В конструкциях, в которых диафрагмы вставлены в обоймы, после снятия крышки цилиндра следует производить проверку правильности положения обойм в цилиндре, так как при короблениях цилиндра или обойм возможны отклонения гребней обойм от вертикали.

Проверка производится измерением в трех точках расстояний между гребнями смежных обойм—в плоскости разреза в точках а и б и в верхней части обоймы в точке с (рис. 15.2, а). Для возможности сравнения эти измерения ведутся от диска регулирующей ступени при роторе, отжатом по ходу пара; измеряются расстояния от диска регулирующей ступени до гребня первой обоймы, от гребня первой обоймы до гребня второй обоймы и т.д. (рис. 15.2, б). При равенстве указанных расстояний соответственно в трех точках (а, б, с) или при отклонениях этих размеров в пределах 0,1—0,15 мм коробление обойм отсутствует.

Если обнаружено коробление обоймы, исправление производится путем опиловки ее гребня; для обеспечения прилегания гребня обоймы по всей окружности необходимо, если опиловка произведена со стороны паровпуска, наплавить соответствующий слой металла на стороне паровыпуска (рис. 15.2, в).

Указанные проверка и ремонт могут не производиться, если величина полного разбега ротора (§ 18.2) находится в пределах, допустимых для данного типа турбин, и крышка цилиндра снимается без заеданий.

Поднятие верхних половин обойм с диафрагмами производится после установки смазанных маслом направляющих и равномерного отжатия обойм на 2—3 мм с помощью стальных отжимных болтов. Обоймы подвешиваются к малому крюку крана с помощью троса, восьмерок и рымов (рис. 15.3, а); подъем обойм следует производить строго вертикально, наблюдая за отсутствием заеданий диафрагм за диски.

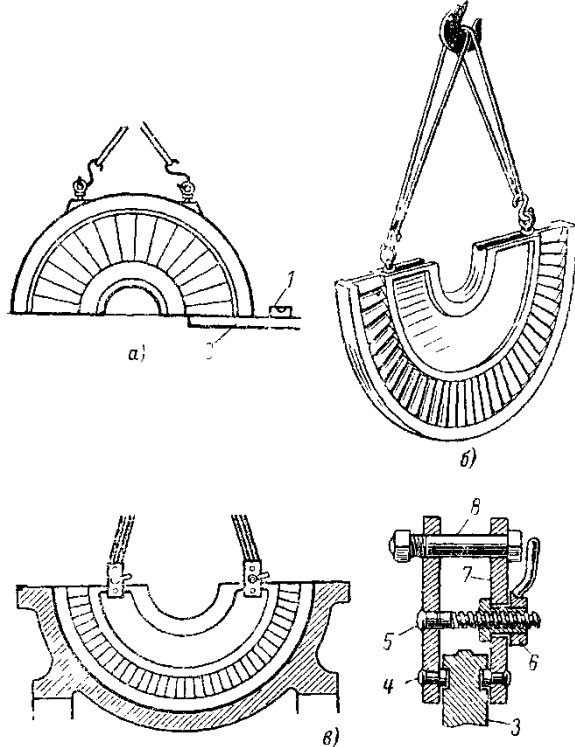
Подъем крышки цилиндра с непосредственно укрепленными в ней диафрагмами также должен производиться строго вертикально; необходимо принять меры предосторожности против заеданий диафрагм за рабочие диски. Отсутствие заеданий и заеданий при подъеме проверяется легким покачиванием крышки в плоскости, перпендикулярной оси турбины. После снятия крышки цилиндра необходимо проверить отсутствие следов протечек пара по плоскости разреза цилиндра, по стыкам диафрагм и после выемки диафрагм также по их ободам.

До выемки ротора из цилиндра необходимо произвести замеры осевых зазоров между дисками и диафрагмами с обеих сторон по бандажам лопаток и промежуточным телам и радиальные зазоры между гребнями уплотнений диафрагм и валом; при замерах зазоров по гребням эластичных лабиринтовых уплотнений диафрагм необходимо контролировать, чтобы щуп не отжимал сегменты уплотнений.

Зазоры измеряются с помощью щупа, измерительного клина и длинных ленточных щупов



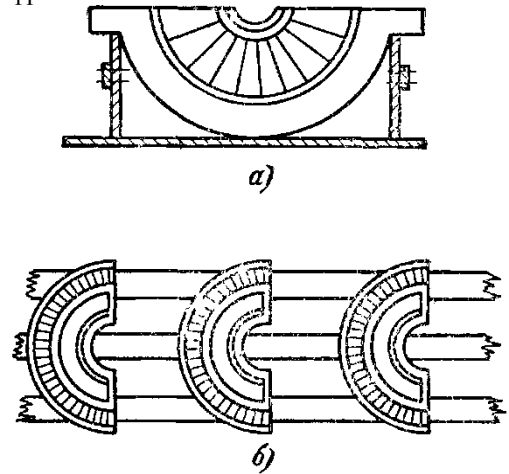
при осевом положении ротора, отжатом в упорном подшипнике по ходу пара. Проверка производится в двух положениях ротора, отличающихся одно от другого на 90°. Выполнение этого требования необходимо в связи с тем, что зазоры между диском и диафрагмой не всегда одинаковы по всей окружности; это может иметь место при неточности обточки бандажных лент на лопатках, некотором перекосе самого диска, получившемся при его насадке на вал, а также и дефектах в изготовлении и посадке отдельных лопаток.



**Рисунок 15.3.** Способы подъема диафрагм: а — подвеска обоймы с диафрагмами к крюку крана; б — подвеска диафрагмы к крюку крана рымами и восьмерками; в — подъем диафрагмы с помощью специального захватного приспособления. 1—уровень; 2 — линейка, 3 — диафрагма; 4 — пальцы приспособления, входящие в выточки диафрагмы; 5 — болт с прямоугольной четырехходовой резьбой; 6 — гайка, выполненная заодно с рукояткой, 7—планки, 8—валик для захвата тросом.

Замеры зазоров следует особенно тщательно производить со стороны входа пара на рабочие лопатки, так как эти зазоры меньше, чем зазоры со стороны выхода пара. Следует, однако, учесть, что для турбины также опасно, если осевые зазоры на стороне выхода пара меньше допустимых, в особенности при расположении упорного подшипника со стороны высокого давления; при этом удлинение ротора в сторону ЦНД вызывает уменьшение зазоров именно на стороне выхода пара. Недостаточные зазоры могут вызывать задевание дисков за диафрагмы на стороне выхода пара и привести к опасной вибрации и аварии. Характерным признаком указанного является появление вибрации турбины не сразу после пуска, а через некоторое время, необходимое для достаточного температурного удлинения ротора.

Малые зазоры по бандажу должны быть увеличены путем обточки бандажной ленты. Если сделать это не представляется возможным из-за того, что будет задето тело лопатки, необходимо увеличить зазор соответствующей обработкой диафрагм.



**Рисунок 15.4.** Выемка из обойм и укладка диафрагм; а—установка обоймы для выемки диафрагм; б—укладка диафрагм после их выемки.

После тщательной фиксации в формуляре всех произведенных замеров зазоров и сравнения этих замеров с данными заводских формуляров или формуляров предыдущих замеров ротор может быть удален из цилиндра. Указанное сравнение зазоров необходимо производить до выемки ротора, так как при отклонении этих зазоров выше допустимых величин необходимо выяснить причины и принять решение о способе устранения в процессе ремонта указанных ненормальностей.

Обоймы с диафрагмами или отдельно диафрагмы, при отсутствии обойм, извлекаются из нижней части цилиндра малым крюком крана с помощью стального троса, восьмерок и рымов, ввертываемых в специально нарезанные для этой цели отверстия в обоймах или диафрагмах (рис. 15.3,б). При отсутствии этих отверстий выемка диафрагм производится с помощью приспособления, состоящего из двух свертываемых болтом планок; планки имеют выступы, которыми производится захват диафрагмы за соответствующую заточку у ее плоскости разъема (рис. 15.3,в). Для ускорения работы с этим приспособлением гайку болта, соединяющего планки, следует делать заодно с ручкой, а резьбу болта — четырехходовой.

Выемка диафрагмы из обоймы производится после установки обоймы на подкладки, как показано на рис. 15.4,а. Вынутые диафрагмы следует укладывать на доски в порядке, изображенном на рис. 15.4,б. Такими же способами вынимаются обоймы и диафрагмы из крышки цилиндра после ее перекаптовки (§7.3).

Диафрагмы, в особенности чугунные, иногда настолько заклиниваются в корпусе турбины, что указанным выше путем их извлечь невозможно. Заклинивание чугунных диафрагм происходит

вследствие «роста» металла, что обычно обнаруживается после продолжительной работы турбины и представляет большую опасность. При небольших зазорах в турбине чугунные диафрагмы настолько вырастают и заклиниваются, что вызывают сильное давление на стенки цилиндра; при этом фланцы получают остаточную деформацию, диафрагмы — прогиб с появлением в них трещин; диафрагменные уплотнения от задеваний о ступицы дисков сильно срабатываются.

Выемка заклинивавшихся диафрагм производится после обильного смачивания мест заедания керосином или смесью керосина со скипидаром и основательного обстукивания диафрагм свинцовой кувалдой по торцам и стыку, как показано на рис. 15.5,а. Если этим способом извлечь диафрагмы не удастся, нужно использовать приспособление, изображенное на рис. 15.5,б. Оно состоит из двух швеллеров № 10—12, поставленных на высокое ребро, обращенных одно к другому гладкими сторонами стянутых болтами с дистанционными трубками. Образующийся между швеллерами зазор служит для свободного прохода натяжных шпилек диаметром  $\frac{3}{4}$ —1  $\frac{1}{4}$ " (зависит от толщины диафрагм), ввертываемых в отверстия, дополнительно нарезанные в плоскости разъема диафрагм.

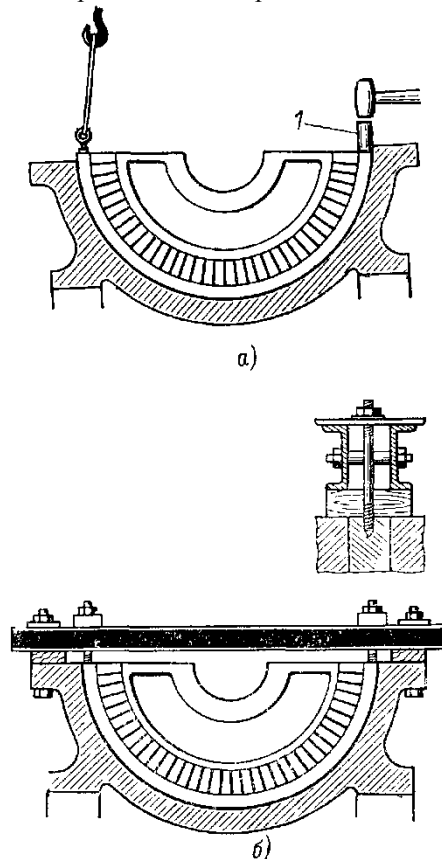
Швеллеры своими концами устанавливаются на фланцы цилиндра над диафрагмой на стальных подкладках толщиной 30—50 мм, такая установка швеллеров при равномерном натяжении шпилек даст возможность свободного выхода диафрагмы на высоту подкладок. Поджатие шпилек надо производить после обильного смачивания керосином и простукивания диафрагм свинцовой кувалдой.

Поверхности обойм и диафрагм подлежат тщательной очистке от накипи, ржавчины и грязи шаберами и стальными щетками, а лопатки — наждачной тонкой шкуркой; очищаемые поверхности предварительно следует смочить керосином, а по окончании чистки тщательно протереть сухими чистыми тряпками. Накипь с диафрагм для ускорения работы может быть удалена промывкой горячим конденсатом с последующей протиркой насухо чистыми тряпками.

После очистки диафрагм и выточек обойм и цилиндра от грязи и накипи необходимо произвести тщательный осмотр для выявления возможных трещин на обоймах, на полотне диафрагм и у шпоночных пазов, коробления обойм, деформации и коррозии полотна диафрагм, механических повреждений, следов задевания дисков ротора за диафрагмы, повреждений промежуточных диафрагменных уплотнений и др.

Состояние заделки лопаток в полотно и обод диафрагмы определяется по дребезжанию при обстукивании каждой лопатки молотком. Для определения причин дребезжания особенно тщательному обследованию подлежат. 1) заделка лопаток у разъема чугунных диафрагм; 2) заклепочные соединения, крепящие лопатки в наборных диафрагмах, 3) сварные швы у сварных диафрагм.

Кроме указанного, должна быть произведена проверка плотности стыков обеих половин диафрагм по краске; замок одной половины диафрагмы должен плотно прилегать к замку другой с зазором по верху замка не более 1,0 мм (см. рис. 15.1,б, разрез по А—А); также следует проверить, в особенности у чугунных диафрагм, отсутствие коробления и роста чугуна, устраняя их соответствующей припиловкой и пригонкой.



**Рисунок 15.5.** Способы извлечения заевшей диафрагмы; а — извлечение заевшей диафрагмы с помощью крана (1-медная выколотка), б — извлечение заевшей диафрагмы с помощью натяжных шпилек.

Диафрагмы с обнаруженными трещинами и другими дефектами и повреждениями, опасными для работы турбины, не могут быть допущены к дальнейшей эксплуатации и должны быть заменены, если их невозможно отремонтировать с полной гарантией надежной работы.

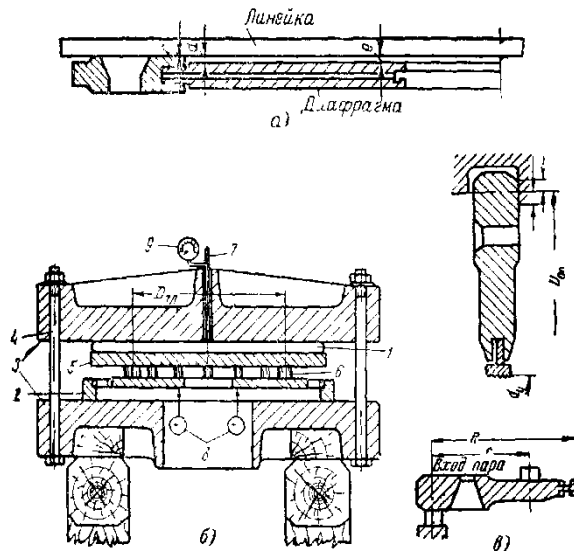
### 15.3. ИСПЫТАНИЕ ДИАФРАГМЫ НА ПРОГИБ.

Диафрагмы в работе испытывают нагрузку, направленную в сторону низкого давления, величина которой зависит от разности давлений по обе стороны диафрагм и от площади диафрагм. Повышенный прогиб диафрагм может происходить в эксплуатации из-за чрезмерного заноса направляющих лопаток солями, при забросах воды в турбину, а также из-за недостаточной прочности диафрагмы.

При ремонте производится проверка величины остаточного прогиба каждой диафрагмы; проверка выполняется путем измерения щупом

зазоров  $c$ ,  $d$ ,  $e$  между телом диафрагмы и линейкой (рис. 15.6,а), которая накладывается со стороны входа пара на боковую сторону обода диафрагмы вблизи и параллельно плоскости ее разреза. Величина прогиба в точке  $e$  стальной диафрагмы с фрезерованными лопатками и проточенным телом определяется по формуле  $f=e-d+c$ .

Полученные результаты измерений сравниваются с данными аналогичных измерений, произведенных при предыдущих ремонтах; наличие остаточного прогиба может привести к уменьшению осевого зазора и к задеваниям торцевой поверхностью диафрагмы (около внутренней расточки на стороне выхода пара) за рабочий диск, следующий за диафрагмой. При наличии остаточного прогиба у чугунных диафрагм больше 0,15—0,2 мм и стальных диафрагм 0,2—0,3 мм требуется специальное решение вопроса о возможности оставления таких диафрагм для дальнейшей эксплуатации.



**Рисунок 15.6.** Проверка прогиба диафрагм.

а—контроль прогиба диафрагмы с помощью линейки и щупа, б — стенд для гидравлического испытания диафрагмы; в — размерности при гидравлическом испытании диафрагм.

При отсутствии уверенности в прочности диафрагмы и необходимости убедиться в отсутствии прогибов при работе на максимальных нагрузках турбины производится испытание диафрагмы на прогиб под действием гидростатического давления.

В заводских условиях это испытание производится под давлением гидравлических домкратов. В условиях турбинного цеха подобное испытание может быть произведено на специальном станке.

Основная часть станка, который может быть изготовлен в механических мастерских электростанции (рис. 15.6,б) состоит из гидравлической подушки 1 (нагрузочный диск), выполненной из листовой стали толщиной 0,7 мм. Для изготовления подушки из одного листа стали вырезается круг диаметром 900 мм и его края под-

гибаются так, чтобы получить доннышко в виде сковороды с бортами высотой 30—35 мм; к бортам этого доннышка серебрянным припоем припаивается другой круг из листовой стали с диаметром, при котором он плотно входит в борты доннышка. В полученной таким путем подушке просверливается в середине отверстие, к которому припаивается штуцер 7 для присоединения ручного гидравлического пресса и манометра 9.

Подлежащие проверке обе половины диафрагмы, собранные без направляющих шпонок или штифтов, предохраняющих половинки диафрагм от взаимного смещения в осевом направлении, плотно вставляются в заточку хомута 2, сделанного из полосовой стали 50x100 мм и проточенного для получения указанной заточки.

В таком виде диафрагма помещается между двумя массивными чугунными нажимными плитами 3 размером, соответствующим диаметру диафрагмы, и толщиной 150 мм, которые скрепляются между собой болтами 4 диаметром 1 1/4"; в качестве нажимных плит могут быть использованы разметочные плиты.

На поверхность диафрагмы устанавливают 16—20 цилиндрических, одинаковых по высоте, шлифованных призм 6 диаметром 30 мм, которые укладываются на резиновые пластины толщиной 20—30 мм и размещаются по окружности.

Высота призм подбирается таким образом, чтобы было обеспечено горизонтальное положение устанавливаемой на них нажимной плиты 5 толщиной 60 мм и одновременное их участие в передаче давления от нажимной плиты на поверхность диафрагмы. Для замера прогиба диафрагмы под нее устанавливаются четыре—шесть прочно закрепленных индикаторов 8, с расчетом производства замеров у внутреннего диаметра диафрагмы, где прогиб в работе достигает наибольшего значения, и у корня лопаток, где зазоры между диафрагмой и диском имеют наименьшие значения.

Весь этот станок, размещенный на деревянных брусках 260x260 мм, должен быть установлен на полу, где не сказывается влияние вибрации турбин.

При испытании диафрагм на прогиб гидравлическое давление доводится до 100%- и 150%-ной испытательной нагрузки.

Испытательная нагрузка в зависимости от радиуса ее приложения определяется по формуле  $S=PR/3r$ , кг; где  $P$  — расчетная величина нагрузки на диафрагму, кг;  $R$  — расстояние от середины опорной поверхности диафрагмы до внутренней расточки уплотнений (рис. 15.6,в), см;  $r$  — расстояние от середины опорной поверхности диафрагмы до оси приложения испытательной нагрузки, см.

Расчетная величина нагрузки на диафрагму по известному из теплового расчета или замеренному перепаду давления при максимальной нагрузке турбины, определяется по формуле  $P=(D_{оп}^2-d_y^2)*(P_1-P_2)\pi/4$ , кг; где  $D_{оп}$  — диаметр на середине опорной поверхности диафрагмы (рис. 15.6,в), см;  $d_y$  — минимальный диаметр уплотне-

ний диафрагм, см;  $P_1$  — давление пара перед диафрагмой, кг/см<sup>2</sup>;  $P^2$  — давление пара после диафрагмы, кг/см<sup>2</sup>.

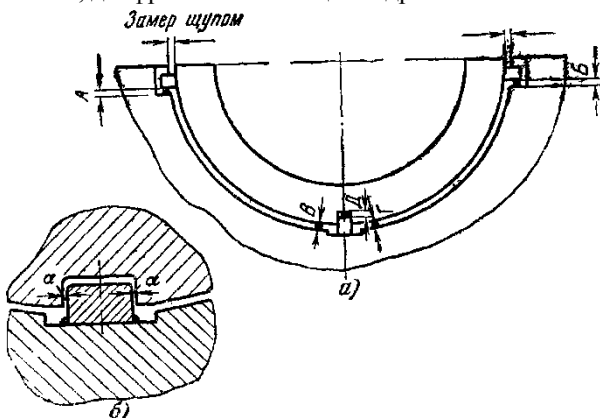
Испытания на 100%- и 150%-ную нагрузки производятся дважды. После каждого испытания под нагрузкой и через 15 мин. после снятия нагрузки производятся записи остаточных деформаций по показаниям индикаторов. Испытание под 150%-ной нагрузкой должно производиться не более того времени, которое требуется на запись показаний индикаторов. Испытания считаются законченными, если результаты повторной проверки одинаковы с первой.

Диафрагма считается выдержавшей испытание, если после прекращения давления величина остаточного прогиба не превышает 0,04 мм, а упругие прогибы диафрагмы при максимальном давлении не выходят за пределы расчетных

### 15.4. СБОРКА ОБОЙМ И ДИАФРАГМ.

Перед сборкой следует убедиться в чистоте отверстий и канавок для стока дренажа в цилиндре, диафрагмах и обоймах; кроме того, диафрагмы, обоймы и выточки цилиндра должны быть тщательно протерты чистыми тряпками и продуты воздухом, так как попадание песка и грязи между обоймами, диафрагмами и цилиндром вызовет ошибки в установке диафрагм.

Сборка обойм и диафрагм после очистки производится теми же приспособлениями и приемами, которые применялись при их выемке; сборку обычно начинают с нижних половин диафрагм первых ступеней ЦВД. После укладки половин диафрагм в обоймы или непосредственно в крышку и нижнюю часть цилиндра следует произвести проверку правильности центровки диафрагм в обоймах и обойм в цилиндре и убедиться в достаточности радиальных и осевых тепловых зазоров в посадочных местах между гребнями обойм, диафрагм и пазами цилиндра.



**Рисунок 15.7.** Зазоры при установке диафрагм в цилиндр. а — радиальные зазоры между гребнем диафрагмы и пазом обоймы или цилиндра, б — боковые зазоры вертикальных шпонок обойм и диафрагм; суммарный зазор  $2a=0,04—0,15$  мм.

Радиальные зазоры между гребнями обойм (диафрагм) и пазами обойм и между гребнями обойм концевых уплотнений и цилиндром прове-

ряются снятием свинцовых оттисков. Для замера этих зазоров в крышке цилиндра свинцовая проволока укладывается сверху на гребень обоймы (диафрагмы) и на плоскость разъема; зазор определяется по разности между толщиной оттиска сверху и полусуммой толщин оттисков на плоскости разъема. Для замера этих же зазоров в нижней половине цилиндра свинец укладывается под лапки обоймы (диафрагмы) и под гребень у продольной шпонки (рис. 15.7,а); в этом случае зазор определяется по формуле

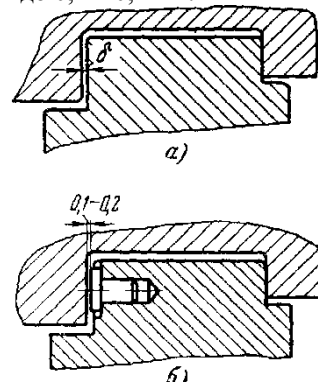
$$\delta_1 = (B + \Gamma) / 2 - (A + Б) / 2.$$

Для замера зазоров между шпоночным пазом и шпонкой обоймы (диафрагмы) свинец укладывается под гребень обоймы (диафрагмы) и на косую шпонку; зазор определяется по формуле

$$\delta_2 = D - (B + \Gamma) / 2.$$

Радиальные зазоры по турбинам высокого давления ЛМЗ при указанных замерах должны находиться в пределах 2—3 мм по гребням обойм и 2,5—3 мм по гребням диафрагм и обойм концевых уплотнений.

Осевые зазоры между гребнями обойм, диафрагм и расточками цилиндра, обеспечивающие нормальные тепловые расширения обойм и диафрагм (рис. 15.8,а), должны быть равны  $\delta=0,1-0,3$  мм для стальных обойм диафрагм и концевых уплотнений при ширине их гребней от 50 до 100 мм; 0,05—0,18 мм для стальных диафрагм при ширине их гребней от 50 до 80 мм и 0,25—0,3 мм для чугунных диафрагм при ширине их гребней от 70 до 100 мм. При установке чугунных диафрагм с применением осевых упорных штифтов (рис. 15.8,б) эти зазоры должны быть уменьшены до 0,1—0,2 мм.



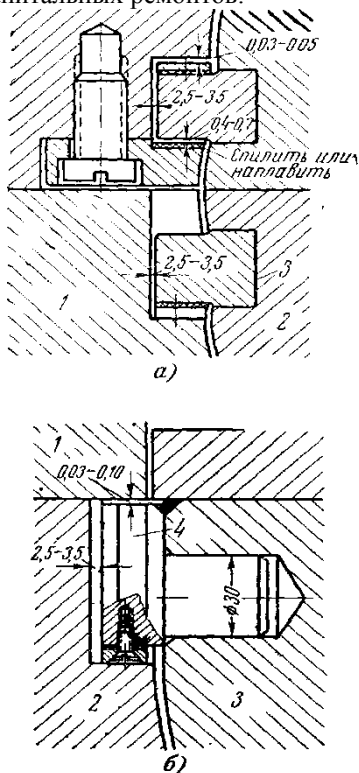
**Рисунок 15.8.** Осевые зазоры по гребням обойм и диафрагм.

В указанных пределах осевые зазоры должны выполняться тем большие, чем больше ширина гребня обоймы и диафрагмы и чем выше температуры, в которых работает обойма и диафрагма.

Боковые зазоры между лапками диафрагм и обоймами и между лапками обойм и цилиндром (рис. 15.9, а, б) должны быть в пределах 2,5—3,5 мм.

Проверка правильности центровки диафрагм должна показать такое их положение, при котором ось, проходящая через центры их расто-

чек для уплотнений, совпадает с осью ротора турбины при ее нормальном тепловом состоянии, т.е. во время работы турбины. Это требует учета перемещения ротора при вращении на рабочем числе оборотов турбины 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; последние происходят из-за нагрева лап цилиндров, выгиба цилиндров из-за разности температур верха и низа, а также из-за влияния фланцевого обогрева. Эти поправки должны быть заранее до начала центровки выяснены по заводским данным, по данным монтажных формуляров и по формулярам центровок во время предыдущих капитальных ремонтов.



**Рисунок 15.9.** Крепление диафрагм и обойм; а—подвеска диафрагмы в обойме; 1-обойма; 2-диафрагма; 3-лапка диафрагмы; б — крепление обоймы в цилиндре: 1-крышка цилиндра; 2-нижняя часть цилиндра; 3-обойма; 4-лапка обоймы.

Сама центровка производится с помощью проверочного вала, для чего предварительно должна быть уточнена разность стрел прогиба ротора и проверочного вала (§ 11.3).

На проверочном вале, установленном с упорами против осевых перемещений, указательный штифт укрепляется против расточки проверяемой нижней половины диафрагмы с зазором не более 0,4—0,5 мм, что облегчает последующие измерения щупом. При проворачивании проверочного вала на 90° и 180° измерения производятся в двух боковых и нижней точках расточек уплотнений.

По этим данным определяются величины необходимых перемещений диафрагмы в гори-

зонтальной и вертикальной плоскостях и положение диафрагмы выправляется с учетом указанных выше поправок концентрично оси проверочного вала, заменяющего в данном случае ротор.

Если по результатам центровки требуется перемещение диафрагмы по горизонтали и вертикали, оно производится в зависимости от конструкции крепления диафрагмы в обойме или в цилиндре и от положения диафрагмы по отношению к плоскости разъема цилиндра.

При установке диафрагм на лапках (рис. 15.9,а) это перемещение по вертикали производится путем изменения толщины прокладок под лапками нижней половины цилиндра или опилкой этих лапок, а по горизонтали—поворотом диафрагмы вокруг продольной шпонки; при необходимости перемещения влево на величину X под правую лапку устанавливается прокладка толщиной X, а под левой лапкой вынимается прокладка толщиной X или производится опилка планки на эту же величину; при необходимости перемещения вправо производится установка прокладки под левую лапку и выемка такой же прокладки под правой лапкой.

При установке диафрагм на штифтах (см. рис. 15.1,б) ее перемещение по горизонтали и вертикали производится соответствующей подпилкой или заменой установочных штифтов; высота выступающей части штифта может измеряться небольшим глубиномером или подбором пластинок щупа, укладываемых к ободу диафрагмы рядом со штифтом.

Верхние половины диафрагм отцентровываются по установленным нижним половинам с расчетом получения зазоров по лапкам диафрагм и обойм в пределах допусков, указанных на рис. 15.9. При этом должно быть также обеспечено правильное прилегание плоскостей разъема обеих половин диафрагм и плотное прилегание по замковым шпонкам и центрирующим штифтам в разъеме нижней половины диафрагмы.

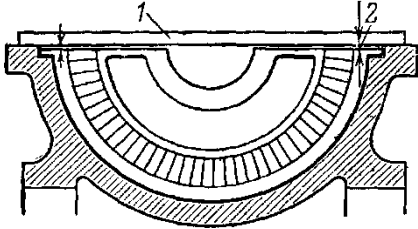
Диафрагмы и обоймы должны быть собраны так, чтобы щуп 0,05 мм не проходил по всей их плоскости разъема. Зазоры между лапками обойм и крышкой цилиндра должны находиться в пределах 0,03—0,1 мм (рис. 15.9,б).

Проверка положения диафрагмы по отношению к плоскости разъема цилиндра производится с помощью щупа и проверочной линейки, устанавливаемой поперек плоскости разъема (рис. 15.10). Эта же проверка может быть произведена после установки на контрольные шпильки и обтягивания цилиндра по разности в толщинах оттисков свинцовой проволоки, которая прокладывается на стыках цилиндра и стыках диафрагм.

Для контроля, так же как это делалось для нижней половины, вращением проверочного вала проверяются радиальные зазоры по расточкам уплотнений верхних половин диафрагм. По окончании центровки производится контрольная проверка полученных радиальных зазоров между валом и гребнями уплотнений, которые препятствуют перетеканию пара с одной стороны диа-

фрагмы на другую в месте прохода ротора сквозь диафрагму (§16.2).

Проверка производится при полной сборке всех половин диафрагм в нижнюю половину цилиндра; при эластичных (пружинных) уплотнениях производится их расклинивание путем установки под сегменты деревянных клиньев; в нижней точке уплотнений, установленных в диафрагмы, укладывается свинцовая проволока, и ротор опускается на место.



**Рисунок 15.10.** Проверка установки диафрагмы по отношению к плоскости разреза цилиндра.  
1-линейка; 2-измеряемые зазоры.

Боковые зазоры проверяются ленточным щупом, а нижние по оттискам свинцовой проволоки, уложенной на уплотнения нижних половин диафрагм, измеряемым после удаления ротора. Радиальные зазоры между уплотнениями и валом должны быть в пределах, установленных заводскими данными или монтажными формулами; при этом гребни уплотнения должны быть тщательно заострены. При недостаточных зазорах производится соответствующая опиловка гребней уплотнений; при зазорах выше допустимых уплотнения должны быть заменены новыми с тщательной подгонкой по зазорам и заострением гребешков.

Полученные результаты измерений, если они не подлежат каким-либо изменениям, а также величины аксиальных зазоров между дисками и диафрагмами по бандажам и лопаткам, проверенные указанным выше путем, точно фиксируются в соответствующих формулярах.

Окончательная сборка диафрагм производится после тщательной протирки их ободьев чешуйчатым графитом. При сборке серьезное внимание должно быть уделено укреплению диа-

фрагм в цилиндре, обеспечивающему их от проворачивания во время работы турбины под действием вращающего момента, который появляется в результате реакции пара, вытекающего из направляющих аппаратов диафрагм; вращающий момент воздействует на цилиндр турбины в направлении, обратном вращению ротора. Такое проворачивание, вызываемое значительными вращающими усилиями, может привести к аварии турбины.

По окончании всех замеров и проверок производится закрытие цилиндра турбины. При наличии обойм диафрагмы должны быть извлечены из обойм, обоймы продуты воздухом, пазы очищены, прографичены и диафрагмы уложены в обоймы и тщательно закреплены в них. Чистота дренажных отверстий в цилиндрах должна быть проверена наливом воды до окончательной установки диафрагм. Также должна быть проверена подвижность каждого сегмента эластичных уплотнений на диафрагмах и концевых уплотнениях.

Обоймы вместе с верхними половинами диафрагм подвешиваются к крану с тщательной проверкой горизонтальности плоскости разреза по рамочному уровню или по простому уровню с линейкой (см. рис. 15.3,а). Перед опусканием обойм необходимо сначала установить и закрепить смазанные маслом направляющие. Стыки обойм смазываются графитом; после установки обоймы приболчиваются с постановкой замков против отвертывания болтов.

При отсутствии обойм следует перед закрытием проверить надежность закрепления диафрагм в крышке цилиндра, после чего крышка аккуратно перекаптовывается, подвешивается по уровню к крану и опускается по надежно закрепленным направляющим с соблюдением предосторожности против задеваний о рабочие диски.

Если при собранном упорном подшипнике ротор проворачивается легко и в цилиндре не слышно никаких задеваний, то фланцы разреза цилиндра окончательно закрепляются соответствующими болтами и шпильками.

## 16. ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.

### 16.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЛАБИРИНТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ.

Основным назначением лабиринтовых уплотнений, установленных в местах выхода концов вала из цилиндра турбины и называемых концевыми, является предотвращение выдувания пара по валу из цилиндра высокого давления в атмосферу и доступа воздуха во внутренние полости цилиндра, работающего под вакуумом. У паровых турбин применяются концевые уплотнения трех типов: металлические, водяные (гидравлические) и графитно-угольные. В современных мощных паровых турбинах применяются только металлические лабиринтовые уплотнения.

Для уменьшения перетекания пара с одной стороны диафрагмы на другую, в местах прохода вала у диафрагм активных паровых турбин также применяются металлические лабиринтовые уплотнения, называемые промежуточными или диафрагменными; эти уплотнения имеют небольшое число гребней, так как разница давления пара между отдельными ступенями турбины значительно меньше, чем в концевых уплотнениях. Для разгрузочных поршней (думмисов) реактивных турбин также применяются металлические лабиринтовые уплотнения.

Важным условием правильной работы лабиринтовых уплотнений является их надлежащая сборка, обеспечивающая предусмотренные акси-

альные и радиальные зазоры между вращающимися и неподвижными частями уплотнений. Увеличенные зазоры в концевых лабиринтах, помимо повышения расхода пара, приводят к тому, что выдуваемый из цилиндров пар проникает через паро- и маслоотражательные кольца в подшипники и вызывает порчу (обводнение) масла и ухудшение смазки подшипников, вызывая также ржавление деталей, соприкасающихся с маслом (деталей системы регулирования и др.); при увеличенных зазорах в уплотнениях диафрагм возрастают протечки пара через промежуточные уплотнения, возрастают осевые усилия на ротор, а, следовательно, повышаются осевые давления на упорный подшипник, создавая опасность его оплавления.

Правильный выбор зазоров, особенно радиальных, является одним из основных мероприятий для уменьшения вероятности задеваний в уплотнениях и связан не только с учетом диаметра вала, но и вероятных прогибов ротора и цилиндра. Отсюда следует, что величина зазоров между вращающимися и неподвижными частями лабиринтов должна быть минимальной, но допустимой с точки зрения надежности работы. Величина радиального зазора ориентировочно может быть принята равной  $0,0015 d$  вала  $\pm(0,1—0,2)$  мм.

При малых зазорах случайные задевания в уплотнениях не должны вызывать таких последствий, как прогиб вала вследствие местного нагрева; поэтому к материалам металлических лабиринтовых уплотнений предъявляются требования высокой эластичности и быстрого срабатывания без чрезмерного нагрева, без хрупкого выкрашивания или «намазывания» на вал при случайных задеваниях подвижной части за неподвижную; вместе с тем эти материалы должны быть достаточно устойчивыми в условиях длительного коррозионного и эрозионного воздействия перегретого, насыщенного и влажного пара.

Материалом для металлических уплотнительных гребней лабиринтовых уплотнений, работающих при температурах до  $250^{\circ}\text{C}$ , служит латунь марки Л68 и при температурах до  $400^{\circ}\text{C}$  — нейзильбер марки МНЦ15-20 (медноникельцинковый сплав). При этих температурах применяются также бронзы: никелевая, свинцовая и другие ее специальные сорта. Эти материалы для гребней не настолько тверды, чтобы при задеваниях за вращающуюся часть оставлять на ней следы в виде канавок, и в то же время достаточно упруги, чтобы не сминаться при незначительном задевании.

Для работы при температурах до  $500^{\circ}\text{C}$  гребни лабиринтовых уплотнений изготавливаются из монель-металла марки НМЖМц 28-2,5-1,5 и при температурах до  $600^{\circ}\text{C}$  из стали Х18Н9Т (ЭЯ1Т), а валовые лабиринтовые втулки из поковок легированной жаропрочной стали. Плоские пружины эластичных уплотнений для температур до  $400^{\circ}\text{C}$  изготавливаются из стали 3Х13, а для температур до  $600^{\circ}\text{C}$  — из стали ЭИ612 (Х15Н35Б3Т).

Обоймы лабиринтовых уплотнений изготавливаются из стальных поковок или чугунового литья; обоймы должны быть достаточно устойчивыми против действия высоких температур, и работа в их зоне не должна вызывать остаточных деформаций и коробления обойм, которые являются следствием внутренних напряжений и температурных деформаций; для устранения такой возможности стальные обоймы уплотнений на заводе подвергаются термической обработке (отпуск при температуре  $550—650^{\circ}\text{C}$  с медленным охлаждением в печи).

Металлические лабиринтовые уплотнения по своему конструктивному выполнению могут быть разделены на жесткие гребенчатые уплотнения и гибкие уплотнения елочного или гребенчатого типа.

## 16.2. ЖЕСТКИЕ ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.

Жесткие лабиринтовые уплотнения состоят из большого числа рядов остроконечных гребней, зачеканенных на валу, выточенных на втулках, насаженных на вал с натягом или установленных в круговые пазы обойм лабиринтов (рис. 16.1), которые укрепляются на болтах к цилиндру турбины и имеют разъем в горизонтальной плоскости. Положение обеих половин обоймы лабиринтов фиксируется на торце цилиндра или кольцевым выступом, входящим в соответствующую расточку цилиндра, или установочными штифтами.

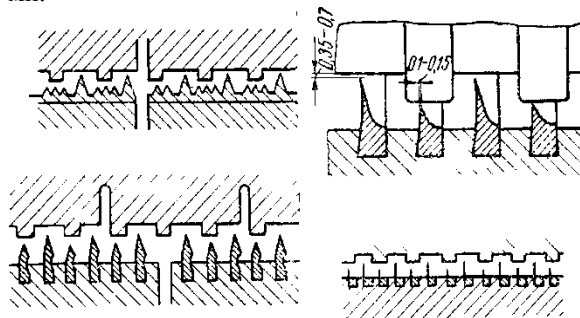


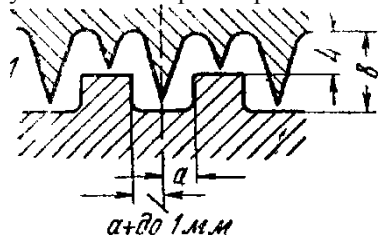
Рисунок 16.1. Типы металлических жестких лабиринтовых уплотнений.

В жестких лабиринтовых уплотнениях непосредственно на валу или на втулке, насаживаемой на вал с натягом, имеются проточенные прямоугольные или фасонные кольцевые впадины и выступы. Гребни в обоймах и впадины и выступы на валу или на валовых втулках имеют такие размеры и взаимное расположение, при которых гребни имеют по отношению к выступам и впадинам малые зазоры.

При ремонте после вскрытия цилиндра необходимо перед отболчиванием обойм лабиринтов проверять совпадение плоскости их разъема по отношению к плоскости разъема фланца цилиндра, проверять правильность посадки обоймы лабиринтового уплотнения в расточку цилиндра (отсутствие или наличие зазора в радиальном направлении) и правильность его фиксирования установочными штифтами. Непосредст-

венно после вскрытия цилиндра производится осмотр состояния плотности стыка половин обоймы лабиринтового уплотнения; обычно при неплотном стыке после вскрытия лабиринтовой обоймы на ней в разъеме видны следы пропаривания. Для устранения неплотностей в стыке во время ремонта должна быть произведена тщательная пришабровка плоскостей разъема обеих половин лабиринтовой обоймы.

При значительной деформации обоймы приходится идти на обработку плоскостей разъема на строгальном станке при условии тщательной выверки установки, последующей пришабровки строганых стыков и обязательной выверки на месте установки зазоров в гребнях лабиринтов.



**Рисунок 16.2.** Смещение гребней в выточке втулки 1-стороня опорного подшипника.

При обнаруженной деформации разъемного фланца цилиндра необходимо плотность стыка обоймы лабиринтов проверять так же, как это указано в § 15.4 для диафрагм при накрытой крышке цилиндра, установленных уплотнениях и вынутаю роторе.

Правильной установкой обоймы гребенчатых лабиринтовых уплотнений в осевом направлении является установка, при которой гребни уплотнения, расположенного со стороны опорного подшипника, находятся посередине выточек и выступов валовых втулок (рис. 16.2), а гребни уплотнения, удаленного от опорного подшипника, смещены от середины выточек в сторону, противоположную опорному подшипнику на величину, зависящую от величины и направления тепловых расширений ротора, цилиндра и обоймы уплотнений. Эта проверка производится в плоскости горизонтального разъема по каждому гребню уплотнения с правой и левой сторон при собранном опорном подшипнике и роторе, сдвинутом в крайнее положение по ходу пара.

Величина радиальных зазоров в гребенчатых уплотнениях зависит от диаметра лабиринтового уплотнения; эта величина, определяемая надежностью работы и замеряемая при холодном состоянии турбины, должна соответствовать данным заводских инструкций; обычно она не превышает 0,4—0,6 мм и доходит в некоторых турбинах до 1—1,3 мм. Радиальные зазоры не должны быть меньше 0,5 мм в уплотнениях, у которых уплотнительные гребни выточены непосредственно в валу и не имеют втулок, надетых на вал, или усиков, зачеканенных на валу.

Радиальные зазоры в лабиринтах диафрагм принимаются на 0,1—0,2 мм больше, чем в концевых уплотнениях; такое увеличение зазоров по

сравнению с зазорами в концевых уплотнениях связано с тем, что лабиринтовые уплотнения диафрагм отстоят от подшипников вала дальше, чем уплотнения цилиндров, поэтому нужно учитывать прогиб вала.

Замеры радиальных зазоров в лабиринтовых уплотнениях обычно производятся набором длинных ленточных щупов соответствующей толщины в плоскости горизонтального разъема с обеих сторон, при этом для определения наличия зазора в нижней части уплотнения следует пластины щупа пропускать на половину полуокружности уплотнения.

Для исключения ошибок в измерении зазоров в связи с возможным биением втулки или вала замеры зазоров необходимо производить при двух положениях ротора, отличающихся одно от другого на 90°. Правильность произведенных замеров радиальных зазоров и отсутствие недопустимо малых зазоров могут быть проверены путем поворота ротора с наклеенными на его уплотнения бумажками, имеющими толщину, равную минимально допустимому зазору; наличие риска на бумажках показывает, на какие гребни необходимо обратить внимание.

Проверка зазора в верхней половине уплотнения производится оттиском свинцовой проволоки, укладываемой по верху валовой втулки перед установкой крышки цилиндра с укрепленной в ней верхней половиной лабиринтовой обоймы. Проверка этого зазора свинцовым оттиском путем укладки на нижнюю половину отдельно только верхней половины обоймы уплотнения, вынутой из крышки, дает менее надежные результаты, так как вследствие возможной деформации крышки цилиндра или обоймы уплотнения последняя при проверке может не занять точно такое же положение, которое она занимает при полной сборке.

Неправильная выверка зазоров и их недостаточная величина ведут к местным задеваниям и нагревам; появляется вибрация, которая ведет к повышению трения и нагрева в этом месте, и как следствие, происходит деформация вращающихся и неподвижных частей (прогиб вала, истирание лабиринтов, глубокие канавки на валу и радиальные задевания лопаток). При задеваниях в лабиринтовых уплотнениях и появлении вибрации турбина должна быть немедленно остановлена, так как рассчитывать на самостоятельное прекращение вибрации нет оснований.

Отсюда ясно, что при ремонте необходимо знать допустимую величину минимальных и максимальных зазоров в концевых уплотнениях и уплотнениях диафрагм и производить их самую тщательную выверку. Ни в коем случае не может быть рекомендован способ получения минимальной величины зазоров для уменьшения утечек пара путем пригонки зазоров гребней уплотнений в притирку или меньше допустимых, с доводкой их до нормальной величины при длительном вращении вала на малых оборотах. Такой способ не может быть надежным, так как при значительном количестве мест трения получается сильный



разогрев лабиринтовой втулки и местный нагрев вала, которые уже в процессе пригонки могут привести к прогибу вала и крупной аварии.

В случае необходимости при ремонте смежных гребней в связи с большими зазорами или их неудовлетворительным состоянием сработанные гребни удаляются из пазов лабиринтовой обоймы. Удаление из пазов, обычно имеющих сечение в виде ласточкина хвоста, должно производиться осторожно; гребни в пазах расчеканены, и при ручном удалении с помощью оправок, в особенности из чугунных обойм, можно попортить кромки пазов, что не даст возможности закрепить надлежащим образом новые гребни. Проще и с лучшими результатами можно извлечь гребни подрезкой специально заправленным фасонным резцом на токарном станке, при этом обойма лабиринта закрепляется на планшайбе станка после стяжки хомутом обеих половинок обоймы.

Если пазы для гребней несколько испорчены и требуют токарной обработки или имеют прямоугольное сечение, следует путем аккуратной подрезки на токарном станке обработать их сечение на «ласточкин хвост» с шириной дна паза  $b$  больше наружной  $a$  на 0,6–1 мм и с глубиной дна паза  $c$  не менее его ширины  $b$  (рис. 16.3).

При отсутствии запасных профилированных сегментов гребней или профилированной лабиринтовой ленты материал для изготовления гребней вытачивается в виде цельных колец или простругивается в виде полос прямоугольного сечения, разрезаемых затем на отдельные сегменты.

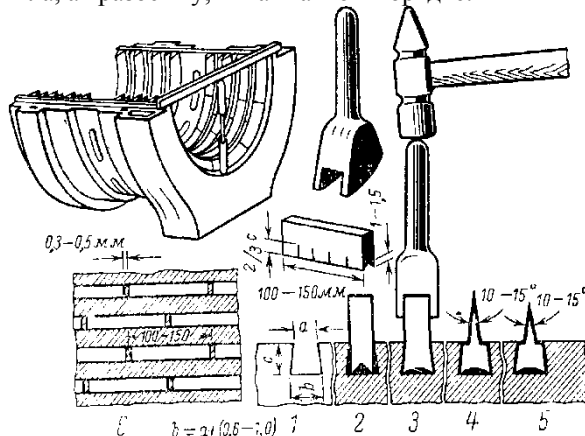
Сечение кольца или полосы определяется наружной шириной паза  $a$  с допуском 0,05–0,1 мм, глубиной паза  $c$  и необходимой высотой выступающей части гребня лабиринта с припуском в 2–3 мм на обработку гребня. Для более плотной и надежной посадки и расчеканки гребней в пазах необходимо простругать на узкой стороне полосы или проточить по наружному диаметру указанного кольца канавку глубиной 1–1,5 мм (рис. 16.3, поз. 2). При наличии этой канавки острые кромки полосы или кольца после расчеканки разойдутся и не дадут возможности сегментам гребней выпадать из пазов при температурных расширениях обоймы.

Кольца или полосы после простругивания канавок разрезаются на части, равные по длине старым сегментам гребней, вынутым из обоймы (обычно длина сегмента 100–150 мм). Для лучшего изгибания нарезанных полос и придания им эластичности в радиальном направлении, облегчающей их расчеканку в пазах, на стороне полоски, где вырезана канавка, выполняется по три–четыре надреза на  $2/3$  глубины паза  $c$ .

Подготовленные указанным способом отдельные сегменты после их установки в паз расчеканиваются в пазах легкими равномерными ударами слесарного молотка по специальной оправке; оправка должна иметь радиус закругления опорной части, равный радиусу лабиринтовой выточки, а ширину на 0,1–0,15 мм больше ши-

рины устанавливаемого сегмента. Расчеканка производится до получения уверенности в плотном закреплении сегмента в пазах и полном заполнении паза материалом сегмента. После расчеканки выступающие части сегментов должны быть зашлифованы заподлицо с плоскостью разреза.

Для устранения выпирания и коробления сегментов при их нагреве во время работы необходимо оставлять зазоры в 0,3–0,5 мм между стыками сегментов, что может быть выдержано прокладкой бумаги соответствующей толщины. Для предохранения от продувания пара напрямую стыки сегментов соседних пазов должны располагаться не на одной прямой, параллельной оси вала, а вразбежку, в шахматном порядке.



**Рисунок 16.3.** Установка новых гребней в лабиринтовой обойме. 1—подготовка паза; 2 — заготовка и установка сегментов в пазе, 4 и 5—обработка гребней на токарном станке; 6—расположение стыков между отдельными сегментами.

Профилирование лабиринтовых гребней производится проточкой зачеканенных сегментов прямоугольного сечения на токарном станке с учетом необходимых радиальных зазоров; обе половинки обоймы лабиринта до закрепления на планшайбе станка должны быть стянуты хомутом при надлежащем совпадении пазов.

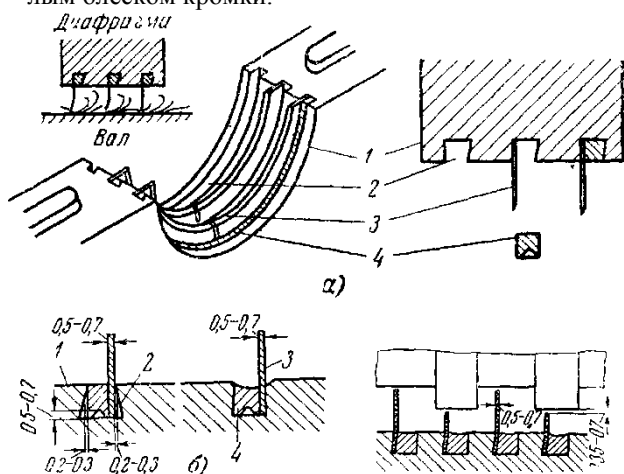
При одинаковом диаметре всех гребней проточка до нужного диаметра несложна и производится проходным резцом. Наличие чередующихся коротких и длинных гребней усложняет проточку, так как после проточки каждого короткого гребня приходится выводить резец; в этом случае следует обратить особое внимание на правильность проточки коротких гребней.

Профилирование гребней и их заострение при обработке на станке обязательно должны производиться специально заточенными фасонными резцами, а при сложном профиле— по специальным шаблонам.

Заострение гребней при проточке профиля надо производить по форме лезвия ножа с углом заострения 10–15°; заострение с большим углом дает очень малые и слишком жесткие гребни; уменьшение угла заострения производится снятием при проточке некоторой части толщины гребней.

По окончании обработки лабиринты должны быть тщательно очищены от металлической стружки, пыли и заусениц на гребнях, после чего они могут быть собраны и закреплены в цилиндре.

После установки ротора на подшипники его несколько раз проворачивают для выяснения отсутствия задевания гребней лабиринтов о валовую втулку или о вал (при отсутствии втулки), который перед такой проверкой шлифуют тонкой наждачной шкуркой. При задевании на чистой поверхности втулки или вала после вскрытия уплотнения обнаруживается след, точно указывающий, какой из гребней не имеет достаточного зазора; на гребнях также видны помятые со светлым блеском кромки.



**Рисунок 16.4.** Установка новых гребней лабиринтовых уплотнений. 1—диафрагма или обойма; 2—кольцевые канавки; 3—сегменты гребней, 4—вставка для расчеканки.

Гребни в местах касаний зашлифовываются и заостряются трехгранным шабером, после чего вновь производится вышеуказанная проверка до получения надлежащих зазоров по всем гребням и полной уверенности в отсутствии задеваний.

Замена гребней лабиринтов у диафрагм, в которых уплотнительные кольца выполнены из латуны марки Л62 (рис. 16.4), или в турбинах высоких параметров из никелевых полос, прочно вставленных в кольцевые канавки, производится почти аналогично описанной выше. Для этого используется уплотняющая полоса толщиной 0,5—0,7 мм, которая нарезается на отдельные сегменты длиной 100—150 мм и выгибается по радиусу соответствующих канавок обоймы. Эти сегменты закладываются в кольцевые канавки обоймы и расчеканиваются латунными или стальными распорными вставками, состоящими также из отдельных сегментов. Толщина вставок должна быть равна разности между шириной канавки и толщиной уплотнительных сегментов, а высота — глубине канавки в обойме. Для возможности изгиба сегмента вставки по радиусу канавки у основания вставок продольные канавки и выполняются поперечные прорезы, как это показано для гребней на рис. 16.3.

Перед зачеканкой вначале в кольцевые канавки устанавливаются уплотнительные сегменты, а между ними распорные вставки. Расчеканка вставок производится ударами молотка по стальной чеканке до полного заполнения канавок; при этом стыки сегментов должны иметь зазоры 0,15—0,4 мм, что может быть выдержано прокладкой бумаги; такие же зазоры должны быть и между распорными сегментами. Стыки сегментов и распорных вставок в одном ряду, а также между соседними рядами не должны совпадать. Проточка этих гребней для приведения радиальных зазоров в пределы допусков может производиться не на токарном станке, а в собственных подшипниках при помощи резца, закрепленного на борштанге, вращаемой электродвигателем.

Более сложной является замена уплотнительных гребней, зачеканенных на валу, в конструкциях безвтулочных уплотнений, получивших большое распространение в роторах высокого давления современных турбин КТЗ, ЛМЗ (К-300-240, К-200-130 и др.). В этих конструкциях, вместо насаженных втулок или выточенных на валу впадин и выступов, тонкие уплотнительные гребни (усики) толщиной 0,2—0,3 мм зачеканены в канавках шириной  $1,5 \pm 0,1$  мм, выточенных в вале (рис. 16.5,а). Такие гребни, имея малую толщину, при касании и нагреве быстро охлаждаются и не ведут к нагреву и прогибу вала.

Гребни изготавливаются из холоднокатаной жаропрочной нержавеющей стальной ленты, имеют разную высоту и располагаются соответственно против выступов и впадин неподвижной лабиринтовой обоймы. Лента для укладки в канавки изготавливается в виде непрерывной пружины, свитой по цилиндрической винтовой линии на радиус, соответствующий радиусу вала в месте установки гребней и имеющей в основании сечения профильный загиб, внутрь которого после закладки ленты в канавку вала, зачеканивается скрепляющая проволока диаметром 1,5-1,6 мм из стали 1Х13.

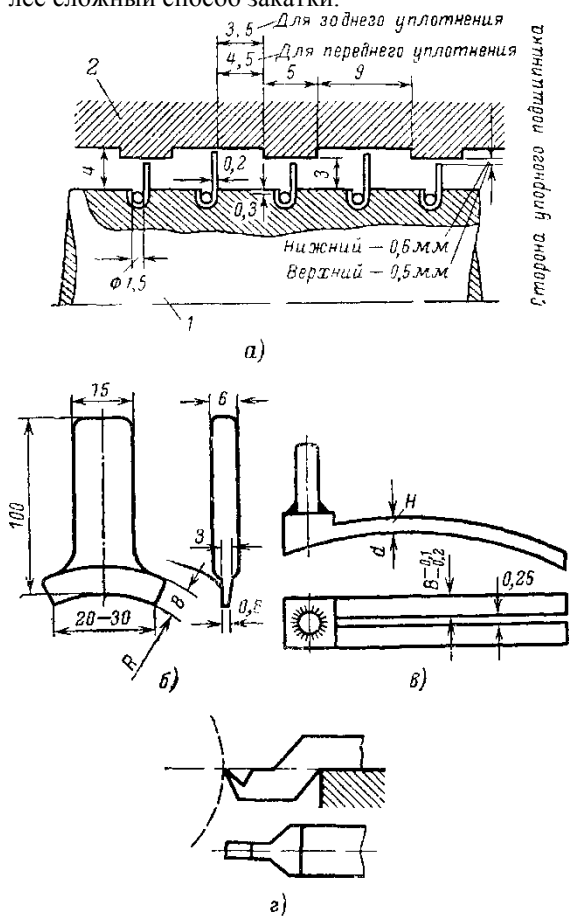
Удаление зачеканенной проволоки для выемки из канавки вала отработанных уплотнительных гребней производится после поднятия из паза узким фасонным крейцмейселем конца проволоки и захвата его пассатижами или ручными тисками; во избежание разрывов проволоку следует вытягивать только в направлении канавки, не отгибая ее в сторону, и без рывков. Если проволока рвется и удалить гребни этим способом невозможно, ее вырезают тонким резцом, но так, чтобы не попортить кромки канавки в валу. Установка суппорта и вращение вала в своих подшипниках для проточки производится, как это указано в § 8.3. После такой подрезки проволока и уплотнительный гребень обычно извлекаются из канавки без затруднений.

Для установки новых гребней каждая канавка должна быть тщательно очищена, осмотрена, заусеницы и забоины устранены, проверены размеры канавок и соответствие этим размерам уплотнительной ленты и скрепляющей проволоки. Ширина профильного загиба ленты,

который служит для ее крепления, должна быть равна ширине канавки в валу с допуском 0,2 мм, а его глубина 3 мм. Сечение скрепляющей проволоки должно равняться разности между шириной канавки и удвоенной толщиной ленты, а при закладке в профильный загиб ленты, уложенной в канавку вала, проволока должна утопать в канавке на 0,3—0,5 мм.

Для каждой канавки из ленты уплотнительных гребней нарезаются отрезки (витки) длиной на 10—12 мм больше окружности валовой канавки; проволока нарезается длиной, соответствующей окружности валовой канавки.

После подготовки лент, проволоки, необходимого инструмента и укладки ротора на свои подшипники производится наборка гребней с применением чеканок или путем закатки гребней дисковыми роликами. Способ зачеканки является более простым, но менее качественным, чем более сложный способ закатки.

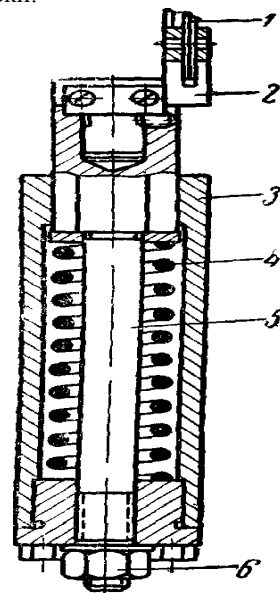


**Рисунок 16.5.** Установка и обработка усиковых гребней уплотнений на валу; а—уплотнительные гребни, зачеканенные в вал; б—чеканка для заделки проволоки в паз вала; в — шаблон для опиловки уплотнительных гребней; г—резец для проточки гребней; 1—вал; 2 — коробка, Н — высота гребня; В — расстояние между гребнями, d—диаметр вала; R—радиус канавки вала.

При первом способе, после ввода в канавку на небольшом участке уплотнительной ленты, в профильный загиб ленты на расстоянии 20—30 мм от ее начала вводится проволока, которая зачеканивается на этом участке; при этом проволо-

ка сдавливается и закрепляет уплотнительную ленту. Затем последовательно небольшими участками с должной натяжкой вдоль паза опять производится ввод ленты, проволоки и после ее расчеканки дальнейшее продвижение закладки и расчеканки до тех пор, пока уплотнительная лента и проволока окажутся введенными по всей окружности паза и проволока зачеканена полностью с плотным заполнением дна паза; во избежание выпучивания проволоки приступать к чеканке следующего участка до полного окончания чеканки предыдущего участка нельзя.

Зачеканка производится легкими ударами молотка по чеканке, ширина которой соответствует ширине канавки за вычетом удвоенной толщины уплотнительной ленты, а радиус чеканки выполнен по радиусу дна канавки (рис. 16.5,б); чеканка должна устанавливаться на проволоке строго параллельно краям канавки, так как иначе можно подрезать уплотняющую полосу о край канавки.



**Рисунок 16.6.** Дисковый ролик для закатки уплотнительных колец.

При втором способе для закатки уплотнительной ленты применяется дисковый ролик 1 (рис. 16.6) с шириной, равной ширине канавки за вычетом удвоенной толщины ленты; ролик вращается на оси в пазу обоймы 2, которая соединяется с державкой 3. Державка 3, выполненная в виде квадратной призмы для хорошего ее закрепления в резцедержателе суппорта токарного станка, имеет внутреннее отверстие в котором размещается шток 5 и пружина 4. На одном конце штока шарнирно закреплена обойма 2 с роликом 1, на другом — гайка 6, которая удерживает шток от выпадения из державки и подвертыванием которой регулируется усилие сжатия пружины. Суппорт токарного станка закрепляется на разьеме турбины. Регулировка нажатия ролика при накатке ленты и проволоки производится подачей суппорта при роторе, уложенном на свои подшипники и раскрепленном против осевого разбега шариковыми упорами.

Сначала этим роликом производится закатка уплотнительной ленты, заведенной в канавку; закатка с незначительным нажатием производится от одного конца ленты, который предварительно закрепляется в канавке легкими ударами деревянного молотка, до другого конца по окружности канавки. При подходе закатки к этому концу свободный конец ленты отрезается с расчетом оставления зазора в стыке обоих концов около 0,5 мм, и закатка ленты заканчивается после тщательной заделки обоих ее концов. При этом не допускается повторное закатывание во встречном направлении, так как это при удлинении ленты может вызвать ее коробление и отставание от стенок канавки. Таким же порядком производится закатка проволоки в профильную часть заложной в канавку ленты; при этом конец проволоки вставляется на расстоянии 10—20 мм от стыка ленты и проволока отрезается с расчетом, чтобы в ее стыке был зазор не менее 1 мм. Давление на ролик при закатке проволоки должно быть выше, чем при закатке ленты, и обычно определяется опытным путем. Этим способом закатываются все уплотнительные гребни данного лабиринта, но с расчетом, чтобы в одной канавке не было больше одного стыка и стыки гребней в соседних канавках не совпадали, а смещались так, чтобы устранялась возможность прямой протечки пара.

По окончании заделки гребни должны тщательно осматриваться для выявления возможных повреждений (надрезы, надрывы, гофры и пр.); гребни, имеющие оказанные повреждения, подлежат замене.

Для данной конструкции величина радиальных зазоров обычно принимается равной 0,4—0,6 мм, что хорошо согласуется с величиной зазоров для гибких безвтулочных уплотнений.

Для получения необходимой величины радиальных зазоров обработка вставленных уплотнительных гребней производится: а) опиловкой по шаблону (рис. 16.5,в), имеющему толщину, рассчитанную на получение высоты гребня  $H$  с необходимым зазором по отношению к статору; б) проточкой специальным резцом (рис. 16.5,з), неподвижно укрепленном на плоскости разреза при вращении ротора.

При проверке и подгонке радиальных зазоров следует учитывать, что выдержать правильный зазор по всей окружности лабиринта весьма трудно, тем более, что получение радиального зазора в верхней половине лабиринта производится косвенным путем. Поэтому тем более обязательно добиваться полного устранения задевания лабиринтов при проворачивании ротора вручную после закрытия цилиндра и производить тщательное заострение гребней по окончании подгонки для придания им надлежащей эластичности. Окончательная величина зазоров по лабиринтам должна быть зафиксирована в формулярах.

При сборке цилиндра, кроме соблюдения необходимой чистоты и проверки отсутствия загрязнений в камерах или трубопроводах подвода

пара к уплотнениям, необходимо обратить серьезное внимание на установку стопорных винтов или пластин удерживающих корпусы лабиринтов и уплотнительные кольца от проворачивания.

После ремонта и смены лабиринтовых обойм или замены гребней при пуске турбины необходимо особенно тщательно прослушивать стетоскопом лабиринтовые и осевые уплотнения; при появлении в них звуков задеваний, а также при возникновении вибрации турбину следует остановить и вскрыть для осмотра уплотнений.

### **16.3. ГИБКИЕ ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.**

При повышении параметров пара в паровых турбинах усложняются условия сохранения соосности ротора и цилиндра, поэтому увеличивается опасность задеваний в концевых и промежуточных лабиринтовых уплотнениях. Эластичной системой лабиринтовых уплотнений, устраняющей вредное влияние осевых и радиальных задеваний, несмотря на малые зазоры, является система, так называемых «гибких» металлических лабиринтовых уплотнений, которые получили большое распространение в современных мощных паровых турбинах. К числу таких уплотнений относятся елочные уплотнения турбин ЛМЗ (рис. 16.7) и гибкие уплотнения турбин ХТГЗ (рис. 16.8).

В этих уплотнениях отдельные разрезные сегменты с различными профилями уплотнительных гребней устанавливаются вместе с плоскими пружинами в Т-образные пазы обойм уплотнений, закрепляемых в цилиндре, или в пазы диафрагм.

На валу или на втулке, насаживаемой с натягом на вал и дополнительно стопорящейся шпонками или винтами, имеются выточенные гребни (ЛМЗ) и прямоугольные или фасонные кольцевые впадины и выступы (ХТГЗ). Гребни, впадины и выступы в неподвижных и подвижных частях лабиринтовых уплотнений имеют такие размеры и взаимное расположение, при которых неподвижные гребни почти касаются соответствующих вращающихся гребней, выступов и впадин, имея по отношению к ним малые зазоры.

Незначительные местные касания, возникающие при температурных расширениях, легких вибрациях ротора и незначительных взаимных расцентровках ротора и статора, при которых радиальные зазоры могут уменьшаться, не должны сказываться на состоянии лабиринтовых уплотнений. При задеваниях вследствие эластичности и возможности передвижения уплотняющих сегментов в радиальном направлении за счет сжатия находящихся под ними пластинчатых пружин трение в уплотнениях окажется столь незначительным, что не будет в состоянии повредить металл соприкасающихся частей.

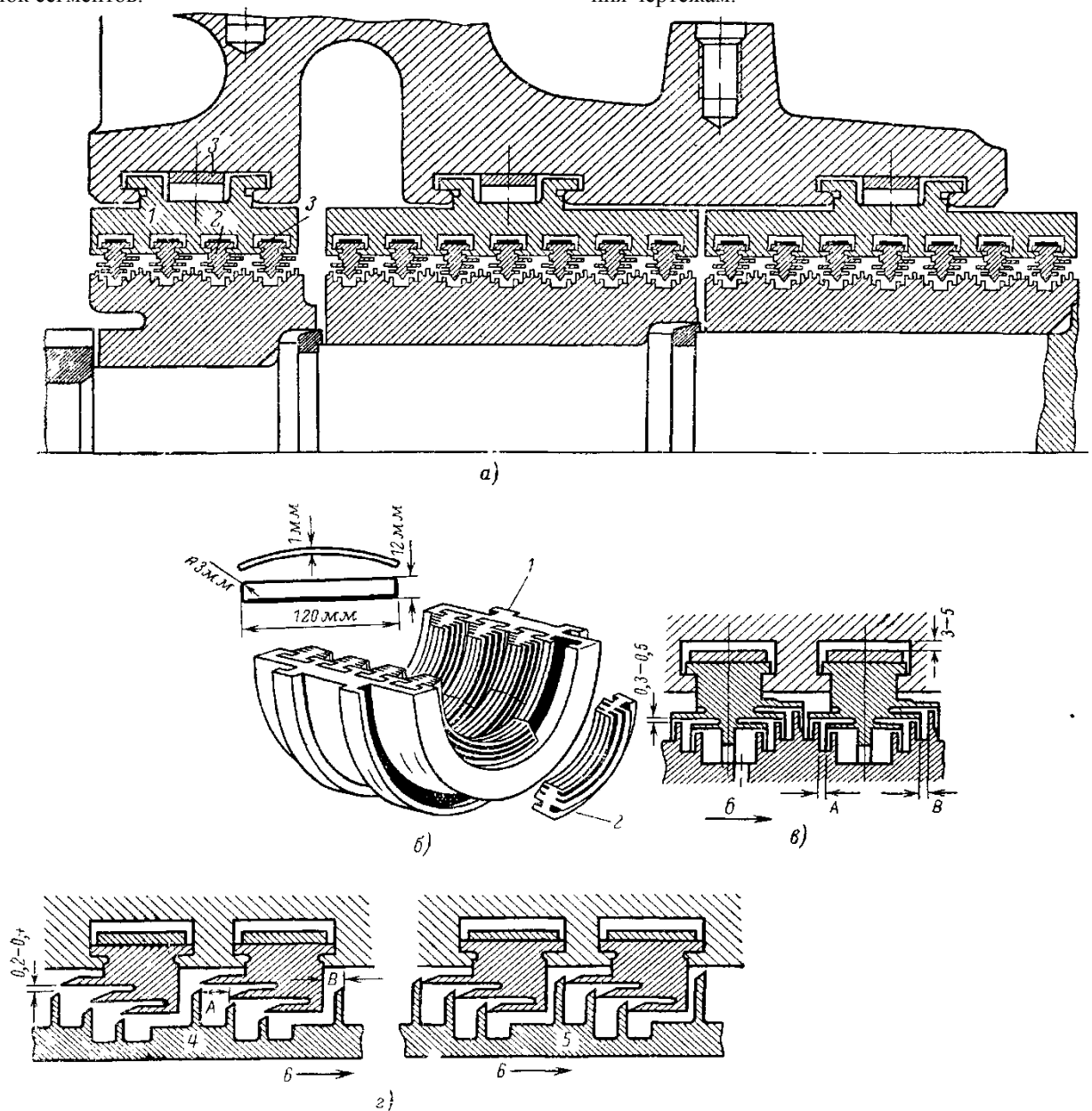
При прекращении нажима сегменты возвращаются в исходное положение и прижимаются к своим посадочным местам под действием пружин и разности давлений пара на наружную и внутреннюю поверхности сегментов. Разность давлений для отжатия сегмента к посадочным

местам получается за счет прохода пара, как показано стрелкой на рис. 16.8,б, по радиальному зазору между хвостовой частью сегмента и поверхностью паза в обойме и его поступления в камеру над сегментом через каналы, выполненные в хвостовой части сегмента.

Отсюда ясно, что гибкие уплотнения при правильном конструктивном их выполнении, подборе материалов и сборке могут иметь минимальные зазоры и без особых последствий выдерживать небольшие деформации и незначительные задевания в радиальном и осевом направлениях. Однако из этого не следует, что отсутствие или ненормально малая величина зазоров допустимы, так как при тепловых расширениях и вибрациях недостаточная величина зазоров может привести во время эксплуатации к сильному трению гребней по большой поверхности полка сегментов.

Проверка радиальных зазоров в гибких уплотнениях в основном производится аналогично проверке этих зазоров в жестких уплотнениях, но при проверках необходимо обеспечить отсутствие отжима сегментов гребней за счет упругости плоских пружин; обычно это достигается путем подклинивания сегментов на время проверки деревянными клиньями.

Елочные уплотнения являются одними из наиболее эластичных металлических лабиринтов. Ремонт и смена лабиринтовых уплотнений елочного профиля должны производиться особо тщательно; сложная конфигурация и большое число отдельных деталей (стальные лабиринтовые обоймы и втулки, сегменты елочного профиля, пружины, стопорные пластинки) требуют внимательной проверки качества примененного материала и соответствия конструктивного выполнения чертежам.



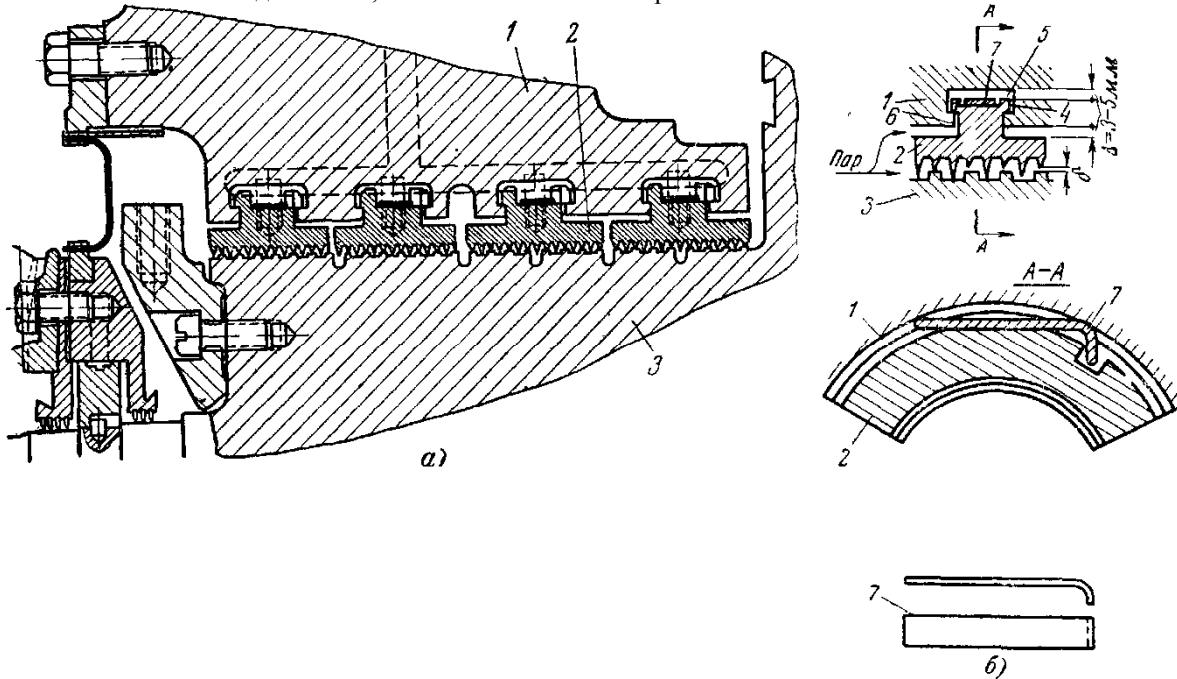
**Рисунок 16.7.** Елочные уплотнения ЛМЗ; а — общий вид уплотнения, б — детали уплотнения, в — профили елочных сегментов и втулок переднего уплотнения ЦВД г — то же заднего уплотнения ЦВД, 1-обойма, 2-сегмент, 3—пружина, 4— правильная установка, 5 — неправильная установка, 6—направление расширения ротора.

При осмотре лабиринтов следует обратить внимание на отсутствие подрезки полок и гребней; при наличии подрезки, вызывающей сомнение в надежности работы сегментов, последние должны быть заменены новыми.

Для обеспечения свободного перемещения сегментов под нажимом вала при взаимных расцентровках ротора и статора, превышающих величину радиального зазора, необходимо при сборке обеспечить соответствующую заводским данным величину радиального зазора (люфта) между сегментами и расточкой, в которую они устанавливаются. Чем дальше уплотнение находится от ближайшего подшипника, тем большего

размера должен быть выполнен зазор; обычно этот зазор принимается в пределах 3—5 мм (см. рис. 16.7,в).

В холодном состоянии турбины радиальные зазоры между подвижной и неподвижной частями елочных уплотнений находятся в пределах 0,3—0,5 мм и устанавливаются в соответствии с данными монтажных формуляров. При недостаточных радиальных зазорах следует проверить, не является ли причиной малых зазоров неправильное изготовление елочных сегментов: толщина полок больше нормальной, смещение полок по радиусу, искривление гребней и полок и пр.



**Рисунок 16.8.** Гибкие лабиринтовые уплотнения ХТГЗ. а — общий вид уплотнения, б — детали уплотнения; 1-обойма уплотнения, 2-сегменты уплотнительных гребней, 3-валовая втулка уплотнений; 4-посадочные места сегмента, 5—камера, 6—канал для прохода пара в камеру, 7—пружина.

Первые два дефекта, являющиеся дефектами заводского изготовления, могут быть обнаружены путем тщательного осмотра и измерений для выяснения отступлений в размерах от чертежей; при проверке следует убедиться в том, что вертикальные гребни ротора упираются в горизонтальные полки сегментов цилиндра, а не наоборот, так как иначе, как это видно из рис. 16.7,з, при удлинении ротора полки сегментов будут подрезать гребни.

Искривление полок и гребней может явиться результатом небрежного отношения к уплотнениям во время ремонта (удары, укладка инструмента на лабиринты и пр.). Все искривления и забоины гребней и полок должны быть аккуратно выправлены и зачищены.

Искривление и его устранение может привести к ослаблению полок и гребней, поэтому их исправление не следует производить молотками или другими ударными инструментами; такое исправление, не считая возможности поломок в исправляемых местах, вызывает наклеп металла и дает волнообразную поверхность. Проще и лучше

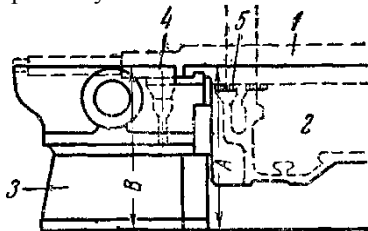
правку производить специально изготовленными по месту оправками.

Еще одно дополнительное условие необходимо учитывать при обеспечении радиальных зазоров в холодном состоянии турбины, относящееся в равной мере к гребенчатым и к елочным металлическим уплотнениям, — это особенности температурных расширений турбины.

В турбинах с цилиндрами, опирающимися лапами на корпуса подшипников (соединение цилиндров высокого давления турбин ЛМЗ), при холодном состоянии размеры А и В равны между собой (рис. 16.9). При работе разогрев цилиндра вызывает увеличение размера А по сравнению с размером В; это объясняется значительным нагревом лап цилиндра и шпонок, положенных на корпус подшипника, а также нагревом торцевой поверхности корпуса подшипника, обращенной к цилиндру, в особенности при отсутствии защитного изоляционного экрана между корпусом подшипника и цилиндром. В то же время передняя часть корпуса подшипника, омываемая наружным воздухом, нагревается меньше, вследствие

вие чего размер В, определяющий положение оси вкладыша подшипника, изменяется незначительно.

Увеличение размера А по сравнению с размером В вызывает подъем плоскости разъема цилиндра выше оси вала, что ведет к уменьшению радиальных зазоров лабиринтов внизу и соответственно увеличивает их сверху; из этого следует, что при работе турбины нижние зазоры могут оказаться перекрытыми, что приведет к задеваниям и к авариям с уплотнениями.



**Рисунок 16.9.** Соединение ЦВД с корпусом подшипника. 1—вал турбины; 2 — цилиндр; 3 — корпус переднего подшипника; 4 — ось подшипника; 5 — концевые уплотнения.

Для создания нормальных условий работы необходимо устанавливать радиальные зазоры внизу настолько большими, чем сверху, чтобы при нагреве верхний и нижний зазоры выравнялись. Так, например, при сумме радиальных зазоров сверху и внизу, равной 0,8 мм, соответствующей выверкой ротора в расточках при центровке можно добиться получения нижнего радиального зазора равным 0,5 мм, а верхнего равным 0,3 мм; при разогреве во время работы эти зазоры выравняются и будут примерно одинаковыми по величине.

Для надежной работы елочных уплотнений, а также жестких гребенчатых уплотнений осевого типа, осевые зазоры имеют не меньшее значение, чем радиальные зазоры. Удлинение ротора во время работы турбины при неправильно установленных осевых зазорах может привести к задеванию подвижной части лабиринтов за неподвижную; подобные задевания будут иметь место главным образом в уплотнениях, находящихся на стороне цилиндра, противоположной стороне расположения упорного подшипника.

Характерным признаком таких задеваний является их появление после пуска турбины и увеличение по мере повышения прогрева турбины; во избежание тяжелых последствий турбина должна быть немедленно остановлена. При непродолжительном задевании гребня втулки выгибаются в направлении, обратном удлинению ротора при работе, и могут быть выправлены, как указывалось выше, специальными оправками.

Для двухсторонних елочных профилей (см. рис. 16.7,в) обеспечение осевых зазоров между гребнями втулки и кромками полок сегментов необходимо произвести с учетом того, какой из зазоров А и В во время работы уменьшается или увеличивается по сравнению с величиной, установленной в холодном состоянии турбины; это

изменение зазоров для каждого конкретного лабиринта, учитывая чем оно определяется, установить нетрудно. Возможность задевания гребней о кромки полок, конечно, большая у зазоров, уменьшающихся во время работы.

Конструктивное заводское выполнение лабиринтов предусматривает такое соотношение профилей сегментов, шага полок и гребней, которым обеспечивается получение необходимых величин зазоров А и В. При ремонте же необходимо проверить установку лабиринтов, которая гарантировала бы правильное распределение этих зазоров по обе стороны полок сегментов.

Обычно переднее лабиринтовое уплотнение турбины, имеющей упорный подшипник впереди цилиндра, снабжается сегментами с двухсторонним елочным профилем; задний же лабиринт цилиндра выполняется с односторонним елочным профилем.

Для одностороннего елочного профиля (рис. 16.7,г) получение нормальных осевых зазоров особых трудностей не представляет; для двухстороннего же уплотнения выверка зазоров А и В несколько сложнее.

При расположении упорного подшипника впереди цилиндра удлинение ротора при нагреве во время работы турбины происходит по направлению к соединительной муфте (вправо, как показано стрелкой на рис. 16.7,в). В этом случае зазор А в переднем лабиринте уменьшается, а зазор В — увеличивается; для заднего лабиринта, на стороне которого ротор имеет максимальное удлинение, уменьшение зазора А будет более значительным.

Следует также учитывать направление расширения цилиндра турбины, зависящее от места расположения его мертвой точки (фикс-пункта). При расположении мертвой точки на стороне выхода пара из цилиндра последний при нагреве во время работы расширяется по направлению к упорному подшипнику (расположен впереди цилиндра), т.е. навстречу расширению ротора; в этом случае уменьшение зазора А будет еще значительнее.

При расположении мертвой точки на стороне входа пара в цилиндр расширения цилиндра и ротора идут в одном направлении. Очевидно, что уменьшение зазора А в этом случае будет меньшим, но и при этом следует учитывать, что расширение цилиндра отстает от расширения ротора, всегда нагревающегося сильнее цилиндра; следовательно, и здесь происходит относительное смещение гребней втулки и кромок сегментов и уменьшение зазора А.

При выверке зазоров А с учетом их уменьшения под влиянием температурных расширений ротора и цилиндра должно еще учитываться влияние работы упорного подшипника на величину зазора А.

При расположении упорного подшипника впереди цилиндра ротор под влиянием давления пара отжимается во время работы по ходу пара, т.е. в сторону соединительной муфты. Если в процессе эксплуатации произойдет оплавление баббитовой заливки упорного подшипника, то

ротор сдвинется по ходу пара на величину баббитовой заливки и вызовет уменьшение зазора А на ту же величину.

Учитывая, что слой баббита на колодках упорного подшипника обычно имеет толщину порядка 1,5 мм, зазор А в лабиринтовых уплотнениях должен быть не меньше величины, при которой не наступит касание гребней втулки о кромки сегментов в случае передвижения ротора на 1,5 мм по ходу пара.

Это требование объясняется тем, что если во время эксплуатации произойдет расплавление упорного подшипника, а величина зазора А окажется недостаточной, то гребни лабиринтовой втулки будут срезаны, причем в первую очередь будет срезан тот гребень, который первым нажмет на расположенную перед ним полку, играющую в данном случае роль резца. Образовавшиеся стружки, заклиниваясь в зазорах, повредят и смежные гребни; в результате разрушение будет распространяться все дальше, выводя из строя гребни втулки.

Таким образом, при выверке аксиальных зазоров в лабиринтовых уплотнениях обязательно должно быть учтено возможное уменьшение аксиальных зазоров, вызываемое расширением ротора и цилиндра во время работы турбины и уменьшение аксиальных зазоров при оплавлении упорного подшипника.

Учитывая влияние этих двух факторов, аксиальные зазоры следует выбирать с запасом. Так, для переднего двустороннего лабиринта зазор А должен быть принят в пределах 3—3,5 мм; для заднего лабиринта в зависимости от длины ротора и расположения мертвой точки цилиндра зазор А должен быть еще большим; при односторонних елочных уплотнениях величина этого зазора устанавливается в пределах до 5,0—5,5 мм.

Как уже указывалось, зазор В двустороннего елочного уплотнения при расширении ротора во время работы увеличивается, что позволяет взять его меньше зазора А; однако и в этом случае он должен быть принят не менее 2—2,5 мм, определяемых толщиной баббитовой заливки упорного подшипника в 1,5 мм плюс 0,5 мм — запас на надежность. Принятие такого зазора обязательно, хотя оплавление так называемых «нерабочих» колодок упорного подшипника, находящихся с обратной стороны упорного диска, явление в эксплуатации исключительно редкое.

При выверке и замерах осевых зазоров в лабиринтах необходимо, во-первых, при собранном упорном подшипнике сдвинуть ротор по ходу пара до упора, и, во-вторых, елочные сегменты в выточках лабиринтовой обоймы сдвинуть в ту сторону, куда их будет отжимать пар (по рис. 16.7 справа налево).

Значение этих двух требований станет понятным, если учесть, что разбег ротора в упорном подшипнике доходит до 0,5 мм, а возможность осевого перемещения сегментов в пазах лабиринтовой обоймы — не превышает десятых долей миллиметра. Следовательно, измерение осевых зазоров при нерабочем положении ротора и елоч-

ных сегментов даст искажение и преувеличенные значения установленных зазоров.

Изменение осевых зазоров в лабиринтовых уплотнениях может достигаться перестановкой вала в осевом направлении путем замены соответствующих прокладок в упорном подшипнике. Конечно, указанная регулировка осевых зазоров допустима только в случае, если перестановка вала не вызовет недопустимых зазоров в проточной части турбины (лопатки, диски, диафрагмы и пр.).

При ремонте гибких уплотнений должно быть проверено качество пластинчатых пружин: 1) вложенных в пазы лабиринтовых обойм и отжимающих сегменты с гребнями в радиальном направлении (см. рис. 16.7,а, 1); 2) вложенных в выточки цилиндра, удерживающих в правильном положении обоймы лабиринтов (см. рис. 16.7,а и 16.8,а) и обеспечивающих помимо свободного температурного расширения, легкую выемку обоймы лабиринта из выточки цилиндра; в некоторых конструкциях этих пружин нет.

Пружины концевых и диафрагменных уплотнений изготавливаются плоскими из пружинной стали; они заводятся в расточку корпуса и, изгибаясь, прижимают сегменты уплотнений к опорным поверхностям корпуса. Для предохранения от перемещений относительно сегментов пружины имеют специальные боковые выступы или криволинейные части (см. рис. 16.8,б).

Пружины теряют свою упругость при неудовлетворительном качестве материала, неправильной термической обработке и в процессе эксплуатации в области высоких температур вследствие релаксации, хотя вначале своей работы они обладали удовлетворительной упругостью. Усилие, которое создается пружиной в начале срока службы, должно быть в 6—8 раз больше веса прижимаемого сегмента, а в конце срока ее службы (обычно через 12—15 тыс. ч) — не менее двойного веса сегмента.

Если пружины при сгибании рукой деформируются и не принимают своей прежней формы, то они к дальнейшей работе непригодны; такие пружины не будут прижимать с достаточной силой сегменты в радиальном направлении.

Применяемое иногда перевертывание пружин, получивших остаточный прогиб, не может быть рекомендовано. Пружины, потерявшие упругость, имеющие сильную коррозию и трещины, должны быть заменены новыми надлежащего качества и только заводского изготовления. Для облегчения ввода плоских пружин на место их углы должны быть закруглены.

При установке сегментов лабиринтов, в особенности имеющих двусторонний елочный профиль, следует убедиться в правильной установке сегментов, чтобы не поставить их повернутыми на 180°.

Перед закрытием турбины особое внимание должно быть уделено чистоте и качеству окончательной сборки лабиринтов. Попадание под сегменты гибких уплотнений металлической стружки, грязи и песка может сказаться во время



работы уменьшением или полной потерей упругости лабиринта; невозможность отжатия сегментов приведет к ненадежности работы лабиринтов. Одной продувкой сжатым воздухом в данном случае ограничиваться не следует, так как при этом нет гарантии в абсолютной чистоте пазов под сегментами; надежнее вынуть сегменты с пружинами, после чего собрать их вновь.

При опускании ротора в цилиндр необходимо принять меры предосторожности против повреждения (смятия) концевых наружных уплотнений и уплотнений диафрагм, имеющих небольшие зазоры. При установке на место крышки цилиндра, если применяется смазка фланцев цилиндра мастикой, она не должна накладываться непосредственно у гибких уплотнений; попадая в пазы под сегменты, мастика высыхает во время работы турбины, что ведет к заеданию сегментов в пазах.

#### **16.4. РЕМОНТ И СМЕНА ЛАБИРИНТОВЫХ ВТУЛОК.**

Для предохранения вала от непосредственного касания с гребнями лабиринтовых уплотнений на вал насаживаются специальные втулки, которые предназначены для предохранения вала от износа, а при значительных задеваниях—от прогиба. Лабиринтовые втулки обычно насаживаются на вал (на небольшого размера шпонки) в горячем состоянии с натягом, что должно предохранять их от ослабления и проворачивания на валу при нагреве паром во время работы турбины.

Для уменьшения поверхности соприкосновения и облегчения снятия на внутренней поверхности втулки в большинстве конструкций делались выточки, благодаря чему она сидела на валу лишь поясками. Наблюдавшиеся в процессе эксплуатации растяжение втулок и ослабление их посадки на вал приводили к уменьшению радиальных зазоров, к задеваниям, повреждениям гребешков уплотнений и прогибам вала.

Растяжение втулок и ослабление их посадки на валу может происходить при резком подъеме или снижении температуры пара, а также при прекращении подачи пара на уплотнения для срыва вакуума и быстрой остановки турбины. Эти ненормальности ведут к резкому охлаждению поверхности втулок и к появлению в ней напряжений, превышающих предел текучести, так как стремлению втулки к сокращению препятствует вал. При этих условиях материал втулки получает остаточную деформацию растяжения, которая приводит к ослаблению и даже к появлению зазоров между втулкой и валом после выравнивания температуры вала.

В настоящее время посадку втулок на вал ЦВД турбины высокого давления ЛМЗ производят не на посадочные пояски, а на всю их внутреннюю поверхность, что улучшает теплопередачу от втулки к валу и обратно. Кроме того, увеличена величина натяга втулок при посадке на вал, что уменьшает вероятность ослабления посадки и увеличены радиальные зазоры на первых трех втулках переднего уплотнения с 0,25-0,4 мм

до 0,5—0,6 мм, что уменьшает возможности задеваний в уплотнениях.

При необходимости смены лабиринтовой втулки перед ее снятием должны быть произведены замеры ее осевой установки и зазоров между втулкой и смежными с ней деталями. Эти замеры необходимы для последующей установки новой втулки, особенно при отсутствии заводских чертежных данных. Перед снятием втулки следует убедиться в том, что стопорные гайки или шурупы, если таковые имеются, отвернуты и ничего не мешает ее снятию.

Снятие лабиринтовой втулки производится специальным стяжным приспособлением с приводом от гидравлического домкрата или нажимных болтов. При наличии в торце втулки специальных отверстий стяжные болты ввертываются в них; при их отсутствии применяется разъемный фланец из двух половин, соединенных между собой соединительными планками, который захватывает снимаемую деталь (рис. 16.10,а). Стяжные болты проходят через глухой упорный фланец, имеющий соответствующие отверстия. Нажим для снятия втулки производится гидравлическим домкратом или подвертыванием стяжных болтов после быстрого и равномерного нагрева втулки паяльными лампами или автогенной горелкой до температуры не выше 130—150° С. При нагреве втулки необходимо стремиться к тому, чтобы вал оставался холодным, для чего и рекомендуется быстрый нагрев; кроме того, на вал рядом со снимаемой втулкой следует укладывать холодные компрессы или покрывать вал мокрым листом асбеста.

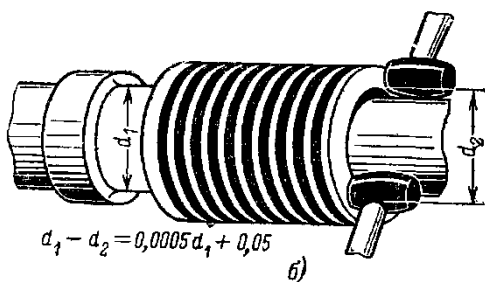
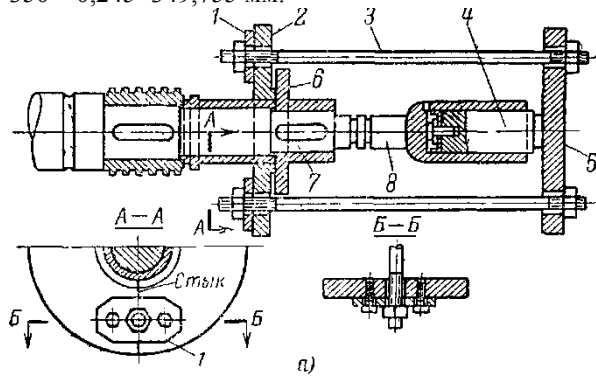
Новые втулки на заводе изготавливаются из высокосортной специальной стали с термической обработкой, предупреждающей ее коробление, которое может вызвать задевания в уплотнениях. Для изготовления втулок переднего лабиринтового уплотнения роторов высокого давления ЛМЗ вместо стали 25НЗ, идущей для втулок турбин со средними параметрами пара, применяет более устойчивую в отношении ползучести сталь 25Х2МФА.

Перед посадкой запасная втулка заводского изготовления, выпускаемая с припуском по посадочным местам, обрабатывается на токарном станке по размеру, указанному на чертеже; этот размер обязательно проверяется после снятия старой втулки по фактическому посадочному месту на валу.

Диаметр внутренней расточки втулки после обработки проверяется штихмасом на отсутствие конусности (проверка в 3—4 точках по длине втулки) и эллиптичности расточки (в двух плоскостях под углом 90° одна к другой); также в нескольких местах по длине проверяются микрометром диаметры вала в месте посадки втулки.

Диаметр внутренней расточки втулки выполняется меньше диаметра вала на величину натяга, которая определяется заводскими данными. Обычно величина натяга принимается в пределах от 0,0005 диаметра вала плюс 0,05 мм (рис. 16.10,б); только в турбинах высокого давле-

ния этот натяг доходит до 0,0007— 0,0009 от диаметра вала, что обеспечивает плотную и надежную посадку втулки на вал. Делать более плотную посадку, чем указано по заводским данным, не следует, так как она может вызвать появление значительных внутренних напряжений, вредно отражающихся на материале втулки. Если, например, диаметр вала в месте посадки равен 350 мм и задан натяг 0,0007 от диаметра вала, то натяг втулки должен быть  $350 \cdot 0,0007 = 0,245$  мм, т.е. диаметр ее внутренней расточки должен быть  $350 - 0,245 = 349,755$  мм.



**Рисунок 16.10.** Снятие и посадка валовых втулок.

а—снятие с вала втулки с помощью гидравлического домкрата и стяжных болтов. 1—соединительные планки; 2—разъемный фланец для захвата снимаемой детали, 3 — стяжные болты. 4 — гидравлический домкрат, 5 — глухой упорный фланец, 6 — снимаемая деталь, 7—вал ротора; 8—вставка; б—посадка на вал втулки лабиринтового уплотнения.

Посадка новой втулки на вал, в зависимости от величины натяга, производится после ее нагрева в кипящей воде или масле, нагретых до 120—150° С. Температура, до которой должна быть нагрета втулка, определяется по формуле:

$$T = (H + 2a) / D_v \alpha;$$

где  $D_v$ —диаметр вала в месте посадки втулки, мм;  $a$ —зазор, обеспечивающий свободную посадку втулки на вал, принимаемый обычно 0,1—0,15 мм;  $H$  — посадочный натяг втулки на валу, мм;  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ —коэффициент линейного расширения материала втулки.

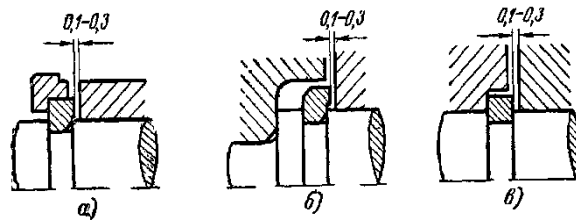
Для посадки указанной выше втулки ее необходимо нагреть до температуры 106° С.

Вал перед посадкой должен быть очищен от грязи и ржавчины, промыт керосином, протерт сухими чистыми тряпками и смазан ртутной мазью для предупреждения пригорания втулки к валу.

Предварительно должны быть проверены шпонки, которые подгоняются втугую на боках и свободными по верху (зазор 0,4— 0,5 мм), что устраняет односторонний натяг втулки.

Посадка до самого конца должна производиться быстро, ровными ударами свинцовых или медных кувалд или выколоток по торцу втулки с двух сторон и втулка должна идти по шпонкам без перекоса (рис. 16.10,б).

При установке втулки должно быть обращено особое внимание на свободу ее теплового расширения в осевом направлении, для чего она должна быть посажена точно с обеспечением осевых зазоров относительно соседних деталей.



**Рисунок 16.11.** Зазоры осевого расширения втулки после ее посадки на вал.

В различных конструкциях свободное расширение втулок обеспечивается различным путем. В одних конструкциях втулка своей торцевой поверхностью упирается на пружинные кольца, а последние—в гайку, крепящую втулку на валу; кольца за счет упругого сжатия допускают свободное температурное удлинение втулки. В других конструкциях между торцевой поверхностью втулки и соответствующей торцевой плоскостью выточек вала оставляются специальные зазоры, за счет которых втулка может свободно расширяться в осевом направлении; величина этих зазоров зависит от длины втулки и принимается в пределах 0,1—0,3 мм (рис. 16.11). Недостаточные зазоры при посадке втулки на вал могут вызвать в ней большие внутренние напряжения во время работы; такие же последствия вызываются сильной затяжкой, неподатливостью или очень жесткими (несоответствующими характеристикам) пружинными кольцами. При этих же условиях втулка начнет коробиться и деформироваться, что вызовет искажение установленных зазоров между неподвижными гребнями и втулкой; местами зазоры могут оказаться целиком перекрытыми, что вызовет задевания, вибрацию и прочие последствия.

После посадки лабиринтовой втулки производится проверка ее биения с помощью индикатора при роторе, уложенном на свои подшипники; посадка считается удовлетворительной, если биение втулки не превышает 0,03 мм.

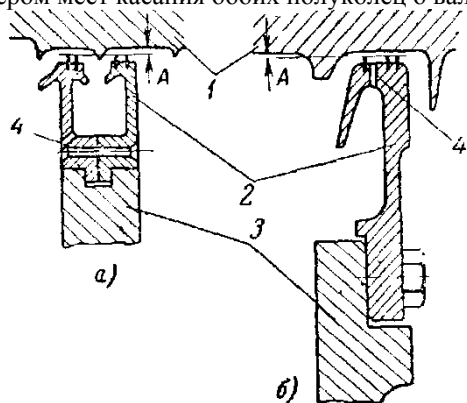
## 16.5. ПАРО- И МАСЛОУБОЙНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.

При работе турбины иногда наблюдается выбивание пара из лабиринтовых уплотнений в атмосферу. Выбивающийся при этом пар из-за дефектов паротбойных колец, устанавливаемых с наружной стороны концевых уплотнений и

предназначенных для отклонения струй пара в сторону от шейки вала, может попадать в ближайший подшипник через зазоры между шейкой вала и крышкой подшипника и вызывать обводнение и порчу масла. Попадание воды в масло вызывается также неудовлетворительной конструкцией и большими зазорами в маслоотбойных кольцах или других защитных маслоотбойных приспособлениях, которые укрепляются у крышек подшипников.

При ремонте на состояние паро- и маслоотбойных уплотнений следует обратить серьезное внимание. Маслоотбойные латунные кольца подшипников должны иметь острые прилегающие к валу кромки без смятия и заусениц; измеряемые щупом радиальные зазоры между ними и шейками вала в зависимости от диаметра вала должны быть порядка 0,15—0,3 мм и, во всяком случае, не выше 0,4 мм.

Для уменьшения зазоров обычно применяется оттягивание острых кромок латунных колец с их последующей пригонкой непосредственно по валу. Пригонка производится при установленных и укрепленных обеих половинах колец в корпусе и крышке подшипника. После сборки крышки подшипника и затяжки ее болтами провертывается вал и затем, после вскрытия подшипника, производится зачистка трехгранным шабером мест касания обоих полуколец о вал.



**Рисунок 16.12.** Маслоотбойные уплотнения. а — турбины ХТГЗ; б — турбины ЛМЗ; 1 — вал; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — корпус подшипника; 4 — отверстие для стока масла; А — измеряемый зазор.

Эта операция производится до тех пор, пока вал перестанет касаться обоих полуколец и между валом и кольцами не будет достигнут равномерный промеряемый щупом зазор указанной величины. Пригонку, не увеличивая зазора, необходимо закончить заострением кромок колец и снятием с них заусениц, получившихся от смятия кромок при провертывании вала.

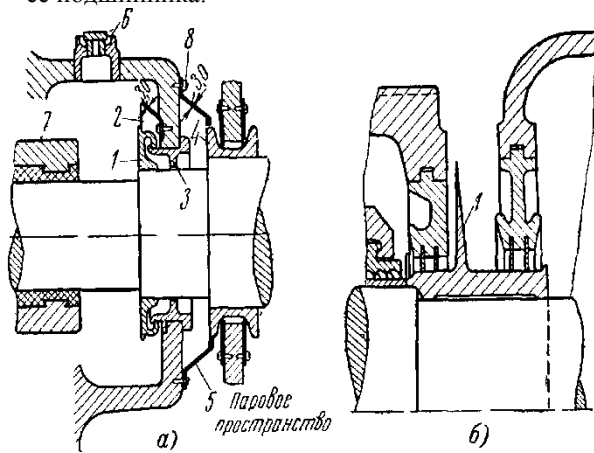
Применяемую иногда пригонку маслоотбойных колец к валу без зазора с последующей окончательной доводкой зазора на ходу турбины рекомендовать не следует, так как такая пригонка часто приводит к вибрациям при пуске турбины и к выработыванию больших зазоров в маслоотбойных кольцах.

Неоднократная оттяжка маслоотбойных колец делает их острые кромки хрупкими и при легких ударах от них отскакивают кусочки металла; такие кольца не поддаются дальнейшей оттяжке и подлежат замене новыми.

Выверка зазоров маслоотбойных уплотнений типов, указанных на рис. 16.12, должна производиться после проверки плотности посадки и закрепления в расточке корпуса подшипника уплотнительных колец. При сборке необходимо также проверить чистоту отверстий в нижней части уплотнительных колец, что обеспечит сток в картер подшипника масла, выбивающегося из уплотнений.

При пуске турбины обязательно следует проверить по звуку и по нагреву отсутствие задеваний колец о вал; при обнаруженном задевании подшипники должны быть вскрыты и кольца вновь подшабрены и заострены.

В качестве мероприятий, в значительной степени устраняющих выход масла по валу и попадание пара из концевых уплотнений в подшипники, применяются различные конструкции дополнительных масло- и пароотражательных щитков, колец и отклоняющих шайб достаточной высоты. Примером этих конструкций являются шайбы и щитки, устанавливаемые на турбинах со стороны высокого давления (рис. 16.13, а). В этой конструкции капли масла сбрасываются с вала надетым на него кольцом 1. Неподвижные кольца 2 и 3, закрепленные на крышке подшипника, отводят масло в корпус подшипника; пропуску пара из лабиринтов в зазор между кольцами 1 и 3 препятствуют пароотбойное кольцо 4, надетое на вал, и пароотбойный щиток 5, укрепленный на корпусе подшипника.



**Рисунок 16.13.** Маслозащитные и пароотражательные кольца. а — установка маслозащитных и пароотражательных колец и щитков. 1 — кольцо на валу; 2, 3 — неподвижные кольца; 4 — пароотбойное кольцо; 5 — пароотбойный щиток; 6 — выпар; 7 — вкладыш подшипника; 8 — винты (по всей окружности), б — пароотбойное кольцо (1) между подшипником и лабиринтовым уплотнением.

Хорошей защитой от попадания пара в масло служат отклоняющие кольца достаточной высоты (рис. 16.13, б), укрепленные непосредственно

на валу между подшипником и лабиринтовым уплотнением.

При наблюдающемся выбивании масла и масляных паров из подшипников из-за застоя масляных паров в корпусах подшипников на крышках подшипников следует делать выпары в виде трубок или вентиляционных отверстий (рис. 16.13, а, поз. 6).

При большом количестве выбивающихся из подшипников масляных паров для улучшения

их удаления из камер подшипников и уменьшения загрязнения воздуха в машинном зале, может быть сделан принудительный отсос этих паров путем установки специального эжектора, к которому подводится воздух под давлением. Смесь масляных паров с подведенным к эжектору воздухом выбрасывается горизонтальным трубопроводом в атмосферу.

## 17. ОПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ.

### 17.1. КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ.

К опорным подшипникам предъявляются высокие требования по прочности и долговечности, так как они воспринимают все радиальные усилия, возникающие в процессе работы, и несут значительные нагрузки (статические и динамические), создаваемые тяжелыми и быстровращающимися роторами.

Опорные подшипники должны надежно обеспечивать в процессе длительной эксплуатации большую точность в установке роторов относительно цилиндров турбины, а также малые потери на трение. Любые нарушения в совпадении осей роторов с осями цилиндров и другие неточности в установке, а также повышенные температуры, возникающие в результате неудовлетворительного отвода тепла, вызванного нагревом от близко расположенных горячих частей

цилиндров, могут приводить не только к преждевременным остановкам турбины на ремонт, но и к самым тяжелым авариям.

Корпуса и вкладыши подшипников обычно отливаются из высококачественного чугуна (СЧ21-40); в современных конструкциях турбин для этих целей и, в частности, для комбинированных опорно-упорных подшипников, применяются поковки из малоуглеродистых сталей (сталь 10, сталь 15) с содержанием углерода не более 0,15% и высоким отжигом при температуре 800—900° С.

В паровых турбинах, в зависимости от способа установки в расточке корпусов подшипников, различаются три основных конструкции вкладышей опорных подшипников (рис 17.1): цилиндрические нерегулируемые (жесткие), цилиндрические регулируемые и шаровые самоустанавливающиеся.

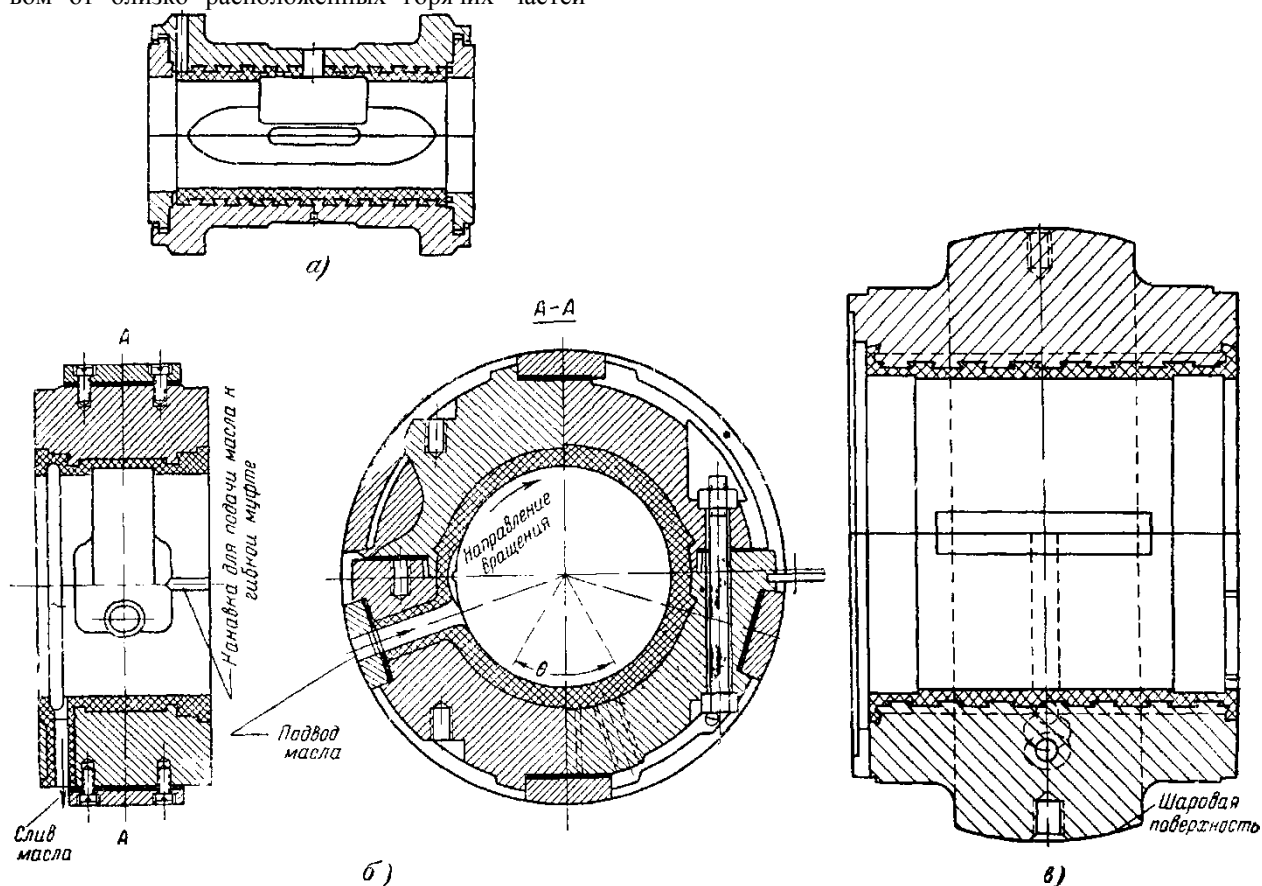


Рисунок 17.1. Типы опорных подшипников. а—жесткий цилиндрический нерегулируемый опорный подшипник; б—цилиндрический регулируемый подшипник, в—самоустанавливающийся шаровой опорный подшипник.

Жесткие вкладыши, имеющие цилиндрическую наружную поверхность, плотно устанавливаются в цилиндрические расточки корпусов подшипников без колодок. Радиальное перемещение жестких цилиндрических подшипников, необходимое при центровка роторов, может быть произведено только перемещением всего корпуса или смещением оси вкладыша по отношению к наружным посадочным местам путем расточки и шабровки баббитовой заливки вкладыша после его перезаливки.

Цилиндрические регулируемые вкладыши устанавливаются на колодках, которые привертываются к вкладышу на винтах и служат для установки под них стальных прокладок при необходимости смещения вкладыша и изменения радиальной установки ротора. Наружная поверхность этих колодок обточена так, чтобы вкладыш плотно сидел в цилиндрической расточке корпуса подшипника.

Самоустанавливающиеся вкладыши имеют по наружному диаметру сферическую (шаровую) опорную поверхность и могут поворачиваться в шаровой расточке корпуса, так чтобы постоянно занимать правильное, параллельное шейкам ротора положение, при котором обеспечивается равномерное распределение давления от ротора по всей длине вкладыша.

## **17.2. РЕМОНТ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ.**

После вскрытия подшипников для осмотра состояния и производства необходимых замеров следует в первую очередь произвести тщательную промывку керосином и очистку вкладышей и корпусов подшипников от грязи, масляного шлама и нагара.

Далее надлежит произвести тщательный осмотр состояния и выяснить характер износа баббитовой заливки вкладышей, проверить по краске или щупом плотность прилегания вкладышей к посадочным гнездам корпусов соответствующих подшипников, а также проверить радиальный и боковые зазоры между баббитовой заливкой вкладыша и шейкой ротора.

При исправном состоянии на поверхности баббита не должно быть царапин, рисков, трещин, забоин, раковин, отслоений, а также вкраплений посторонних тел в виде песка и стружек. Баббитовая заливка должна так прочно и плотно соединяться с телом вкладыша, чтобы пластина щупа 0,03 мм не проходила в стык между баббитом и вкладышем. При нажатии на края баббитовой заливки из стыка не должно выдавливаться масло, а при обстукивании наружной поверхности вкладыша молотком должен быть слышен чистый металлический звук без какого-либо дребезжания; дребезжание указывает на неплотность прилегания заливки к телу вкладыша.

Проверка плотности прилегания баббита производится также путем погружения вкладыша в керосиновую ванну или путем обильного смазывания керосином стыковых поверхностей баббита с телом вкладыша. После покрытия стыко-

вых поверхностей тонким слоем меловой обмазки, состоящей из трех объемных частей воды и одной объемной части мелко растертого мела, и ее высыхания отставание баббита обнаруживается по проступающим в местах соединения желтым пятнам. В таких случаях вкладыш подлежит перезаливке.

При отсутствии износа на баббитовой заливке обычно видны следы предыдущей шабровки или, во всяком случае, при наличии натиров последние должны располагаться равномерно только на рабочей поверхности нижней половины вкладыша. Наличие натиров и следов касания на верхних половинах вкладышей или на развалах нижних половин указывает на ненормальности в работе подшипников, которые должны быть устранены при ремонте (недостаточные или неравномерные зазоры, вибрации, температурные перекосы корпуса подшипника, отставание баббита от тела вкладыша и др.).

После легкой подшабровки натертых мест вкладышей для зачистки баббита от загрязнений производится проверка пришабровки поверхности горизонтального разъема вкладыша. Для этой цели верхний вкладыш устанавливается на нижний и проверяется зазор по плоскости разъема; щуп 0,03 мм не должен проходить в стык обеих половин вкладыша. Такая пригонка, необходимая для устранения протекания масла через стык наружу, достигается или шабрением по краске или притиркой мелким абразивным порошком, смоченным в керосине; для чистовой притирки применяется паста ГОИ 30—40 мк.

Перед проверкой радиальных и боковых зазоров проверяется на поверхности вкладыша (цилиндрической и шаровой) и на расточке подшипника отсутствие забоин, раковин, следов коррозии и других дефектов.

Плотность пригонки вкладышей к корпусам подшипников проверяется по отсутствию наклепа и зазоров между вкладышем или его центровочными колодками и расточкой корпуса подшипника. При обнаружении дефектов в плотности посадки пригонка производится по краске и щупу.

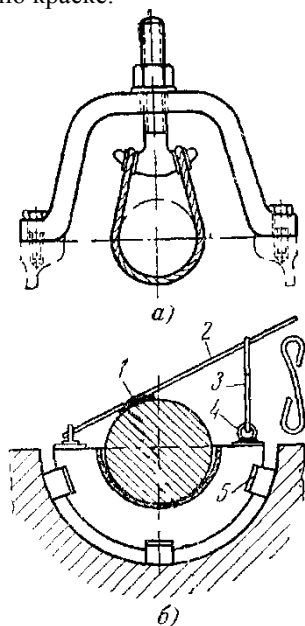
Пригонка жестких цилиндрических вкладышей производится после смазки расточки в корпусе подшипника тонким слоем краски и опускания в корпус нижней половины вкладыша так, чтобы плоскость разъема вкладыша была параллельна плоскости разъема корпуса подшипника.

Вкладыш опускается и поднимается двумя рымами ввернутыми в его разъем. После прокачивания вкладыша в расточке на 5—10° и проверки щупом 0,05 мм плотности его прилегания вкладыш аккуратно вынимается из расточки так, чтобы получить на нем правильные отпечатки краски. Отпечатки краски должны показать прилегание не менее 50% посадочной поверхности вкладыша к расточке с равномерным распределением следов краски как по ширине, так и по длине окружности посадочных поясков. При отсутствии такого прилегания путем неоднократной

пришабровки следов краски, получаемых при прокатывании вкладыша по расточке, необходимо добиться хорошего прилегания.

Одновременно с этой проверкой должна быть произведена проверка осевых зазоров между буртиками вкладыша и расточкой корпуса подшипника; суммарный зазор с обеих сторон вкладыша, измеряемый щупом, не должен превышать 0,05—1 мм. Таким же порядком производится пригонка верхней половины вкладыша к крышке подшипника.

Цилиндрические регулируемые вкладыши с опорными колодками пригоняются к расточкам корпусов подшипников также по краске или по натирам и проверяются щупом. При необходимости производится шабровка только центрирующих опорных колодок вкладыша до полного прилегания их по краске.



**Рисунок 17.2.** Приспособление для подъема ротора на небольшую высоту (а) и повертывание вкладыша для подгонки опорных подушек (б). 1-подкладка, 2-рычаг, 3-осьмерка, 4-рым, 5-опорные подушки.

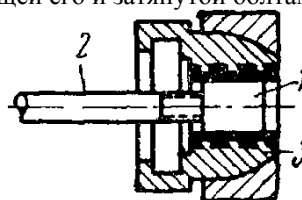
Эта пригонка производится после подъема ротора на небольшую высоту специальным приспособлением (рис. 17.2,а) или мостовым краном, что дает возможность усилием одного человека поворачивать вкладыш с помощью лома, осьмерки и рыма (рис. 17.2,б). Повертывание вкладыша несколько раз в обе стороны дает хорошие отпечатки натиров на опорных подушках; шабровка натиров и повторное повертывание вкладыша производятся до тех пор, пока не менее 75% поверхности опорных подушек будет плотно прилегать к расточке в корпусе подшипника.

Если при центровке роторов производится замена прокладок под опорными колодками, необходимо плотно притягивать винтами колодки к телу вкладыша. Учитывая, что смещение вкладышей в вертикальной плоскости изменяет прилегание боковых колодок к расточке подшипника, необходима их новая пригонка по краске.

Для сохранения плотности крепления вкладышей во время работы рекомендуется пригонку опорных колодок производить так, чтобы в соответствии с весом ротора между нижней опорной колодкой и расточкой подшипника, не нагруженного ротором, был зазор; например, у турбины К-200-130 ЛМЗ при весе ротора ЦВД 7 т, ротора ЦСД 16,2 т и ротора ЦНД 36 т указанные зазоры принимаются в подшипниках ЦВД 0,05 мм, ЦСД 0,07 мм и ЦНД 0,1 мм. При установке роторов на подшипники эти зазоры выбираются, а при закрытой турбине наличие этого зазора дает возможность при незначительном подъеме ротора краном легко выводить каждый вкладыш подшипника из-под шейки ротора. Получение указанных зазоров достигается путем соответствующего уменьшения прокладок под нижними опорными колодками после окончания всех работ по подшипникам (центровки, выверки зазоров, натягов и т.д.).

Аналогично этой проверке и пригонке также по краске и щупом производится проверка плотности прилегания сферических поверхностей обоймы и вкладыша самоустанавливающихся шаровых вкладышей. Краской смазывается внутренняя поверхность обоймы, и обойма за ввернутый в нее рым поднимается краном, надевается на шаровую поверхность соответствующей половины вкладыша и прокатывается по ней. Это же прокатывание может производиться и при полностью собранном подшипнике со сферической поверхностью, но при вынутом роторе; во внутреннюю расточку вкладыша устанавливается бобышка с рычагом 1,5—2 мм (рис. 17.3), которым и производится проворачивание вкладыша.

Пятна краски должны занимать не менее 80—85% опорной поверхности сферических вкладышей. У самоустанавливающихся вкладышей должна шаброваться по следам краски расточка в корпусе подшипника; у самих вкладышей должны шаброваться только обнаруженные явные выступы. Подгонка считается правильной, когда шаровой вкладыш легко и без зазоров скользит в охватывающей его и затянутой болтами обойме.

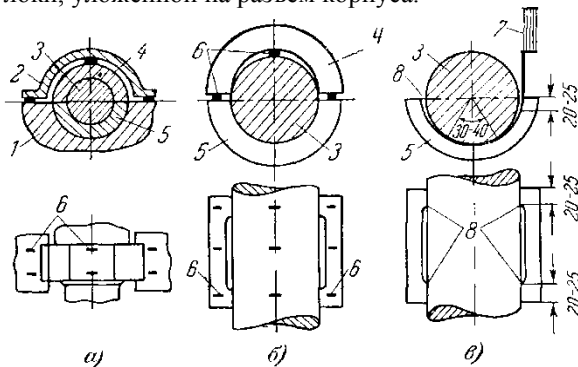


**Рисунок 17.3.** Приспособление для проворачивания сферического вкладыша. 1-бобышка; 2-рычаг, 3-вкладыш.

Работа по пригонке вкладыша к расточке заканчивается проверкой наличия натяга между вкладышем и крышкой подшипника или обоймы, охватывающей вкладыш; неплотное прилегание крышки к вкладышу, вызванное отсутствием натяга, может привести к ослаблению вкладышей при нагревании корпусов подшипников во время работы турбины и вызвать ее вибрацию.

Величина натяга зависит от конструкции подшипника, его габаритных размеров и температуры крышки подшипника при работе турбины и принимается в пределах 0,05—0,15 мм. Так, например, по данным ЛМЗ у турбины К-300-240 крышка переднего подшипника цилиндра высокого давления устанавливается с натягом 0,08—0,1 мм, а крышка заднего и переднего подшипников цилиндра низкого давления—с натягом 0,12—0,15 мм.

Натяг промеряется с помощью отрезков мягкой свинцовой проволоки длиной 30—40 мм и диаметром около 1 мм, которая укладывается между крышкой подшипника и вкладышем и по разьему корпуса в местах прилегания крышки подшипника с обеих сторон шейки вала (рис. 17.4, а). После снятия крышки, затянутой болтами до обмятия свинцовой проволоки (затягивать крышку надо равномерно, но не до отказа во избежание ее деформации), производится замер толщины сплюсненной проволоки микрометром; величина натяга определяется как разность между толщиной отгисков проволоки, уложенной на вкладыш, и полусуммой толщин отгисков проволоки, уложенной на разьем корпуса.



**Рисунок 17.4.** 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—щуп, 8—места замера боковых зазоров.

При проверке натяга следует учитывать толщину слоя шеллака, которым обмазывается поверхность разьема корпуса подшипника при его сборке; для учета этой толщины на разьем корпуса подшипника может быть уложена бумажная прокладка толщиной 0,03—0,05 мм.

Если величина натяга между крышкой и вкладышем недостаточна, то для создания необходимого натяга под верхнюю опорную подушку вкладыша должна быть положена калиброванная металлическая прокладка соответствующей толщины. У вкладыша, не имеющего верхней установочной опорной подушки, прокладка может быть уложена между крышкой и вкладышем при условии ее надежного закрепления от сползания винтами с головками впотай. При невозможности в этом случае надежного крепления прокладки

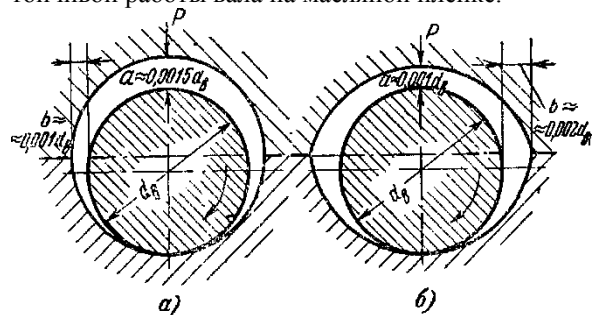
следует прострогать и отшлифовать фланцевый стык крышки подшипника до получения необходимого натяга.

При слишком большом натяге крышка будет «висеть» на вкладыше, а по разьему будет зазор, в результате чего возникнет недопустимое протекание масла по разьему крышки. Для уменьшения натяга уменьшается толщина прокладки под верхней опорной подушкой или при ее отсутствии расшавривается расточка в крышке или разьем вкладыша в незначительных размерах.

### 17.3. ПРОВЕРКА ЗАЗОРОВ ВО ВКЛАДЫШАХ.

При эксплуатации и ремонте следует учитывать, что толщина масляной пленки клиновидной формы, которая образуется между шейкой вала и вкладышем и на которой вращается ротор, зависит от окружной скорости вращения шейки ротора, от вязкости и температуры масла, от удельного давления на нижнюю половину вкладыша, а также от величины верхних зазоров во вкладыше, от формы внутренней расточки вкладыша и от состояния его рабочей поверхности. Нарушение одного из этих условий и, в частности, ненормальная величина верхних зазоров во вкладыше и неправильная геометрическая форма рабочей поверхности нижней половины вкладыша может приводить к ненормальному, неустойчивому положению шейки вала во вкладыше и к «срыву» масляной пленки, что приводит к сильным вибрациям ротора.

При вскрытии вкладыша подшипника с недостаточным верхним зазором на поверхности баббита верхней половины вкладыша обнаруживаются натир и задевания в виде характерных блестящих пятен, вызванных нарушениями устойчивой работы вала на масляной пленке.



**Рисунок 17.5.** Схема расточек вкладыша подшипника. а — цилиндрическая расточка, б — овальная (лимонная) расточка.

Жидкостное трение между шейками вала и вкладышами подшипников, которое необходимо для обеспечения устойчивой работы роторов турбины на масляной пленке, создается, когда обеспечены условия для захвата масла и получения необходимого давления масла в нижней части вала при его вращении. В этом случае шейка вала в подшипнике несколько смещается со своего геометрического центра вверх и в сторону. Для создания этих условий, кроме обеспечения должной величины верхнего зазора, необходимо обес-

печь соответствующие боковые клиновидные зазоры.

Недостаточная величина боковых зазоров ведет к вибрации подшипника и к повышению температуры масла в нем, так как в этом случае при работе турбины нет нормальных условий для образования масляной пленки и шейка вала может «захватывать» баббитовую поверхность расточки вкладыша. При наличии следов натиров у боковых поверхностей нижних и верхних вкладышей необходимо подшабрить места натиров для получения нормальных зазоров.

**Таблица 17.1.** Зазоры во вкладышах опорных подшипников в зависимости от диаметра шейки вала, мм.

| Диаметр шейки вала, мм | Овальная расточка баббитовой заливки |               |                            |                  | Цилиндрическая расточка баббитовой заливки |               | Разделка масляного кармана |                    |
|------------------------|--------------------------------------|---------------|----------------------------|------------------|--|---------------|----------------------------|--------------------|
|                        | Боковой зазор                        | Верхний зазор | Расточка после перезаливки |                  | Боковой зазор                              | Верхний зазор | Глубина                    | Радиус закругления |
|                        |                                      |               | Толщина прокладок          | Диаметр расточки |  |               |                            |                    |
| 100                    | 0,20                                 | 0,10          | 0,30                       | 100,4            | 0,12                                       | 0,20          | 2,0                        | 6,0                |
| 150                    | 0,30                                 | 0,15          | 0,45                       | 150,6            | 0,15                                       | 0,30          | 2,0                        | 6,0                |
| 200                    | 0,40                                 | 0,20          | 0,60                       | 200,8            | 0,25                                       | 0,40          | 2,5                        | 6,0                |
| 250                    | 0,50                                 | 0,25          | 0,75                       | 251,0            | 0,30                                       | 0,50          | 2,5                        | 6,0                |
| 300                    | 0,60                                 | 0,30          | 0,90                       | 301,2            | 0,35                                       | 0,60          | 2,5                        | 6,0                |
| 350                    | 0,70                                 | 0,35          | 1,05                       | 351,4            | 0,40                                       | 0,70          | 2,5                        | 6,0                |
| 400                    | 0,75                                 | 0,40          | 1,15                       | 401,5            | 0,45                                       | 0,75          | 3,0                        | 6,0                |
| 450                    | 0,80                                 | 0,45          | 1,25                       | 451,6            | 0,50                                       | 0,80          | 3,0                        | 6,0                |
| 500                    | 0,90                                 | 0,50          | 1,40                       | 501,8            | 0,55                                       | 0,90          | 3,0                        | 6,0                |

В зависимости от величины верхнего и боковых зазоров различаются две формы расточки вкладышей подшипников, а именно: цилиндрическая и овальная (лимонная) расточки (рис. 17.5). Величины допустимых зазоров между шейками вала и вкладышами в зависимости от диаметра шейки вала и формы расточки приведены в табл. 17.1.

При проверке работы вала по следам натиров на баббитовой заливке вкладышей следует учесть, что пригонка поверхности нижнего вкладыша ведется по всей его длине на дуге 30—40° (см. рис. 17.4,в). При отклонениях от этих величин необходима соответствующая подшабровка вкладышей с сохранением величин верхних и боковых зазоров в пределах, указанных в таблице.

В ряде случаев хорошие результаты по устранению вибрации, вызванной недостатком в работе подшипников, достигаются переходом от цилиндрической формы расточки вкладышей на овальную форму, которая применяется во вкладышах подшипников большинства современных турбин. Более спокойная работа ротора при овальной форме расточки объясняется не только лучшим отводом тепла, а главным образом демпфированием ротора, которое производится масляным клином, образующимся в верхней половине вкладыша. Однако овальная форма расточки тре-

бует более тщательной эксплуатации и ремонта вкладышей; из-за меньшей толщины масляной пленки они предъявляют более высокие требования к качеству масла и чистоте масляной системы (отсутствие загрязнений), к состоянию поверхностей вала и баббита вкладышей (отсутствие шероховатостей, рисок) и к выверке вкладышей (отсутствие перекосов).

Проверка абсолютной величины верхних (радиальных) зазоров во вкладышах подшипников производится свинцовыми оттисками; для этого между шейкой вала и верхней половиной вкладыша, и в стыке между обеими половинами вкладыша укладываются отрезки свинцовой проволоки длиной 40—50 мм и диаметром 1—1,5 мм, после чего вкладыш закрывается и равномерно затягивается болтами (см. рис. 17.4,б); в некоторых конструкциях приходится закрывать и крышку подшипника. После снятия верхней половины вкладыша заверяются микрометром толщины сплюсненных свинцовых проволок; величина верхнего зазора во вкладыше определяется как разность между толщиной оттиска проволоки, уложенных на шейку вала, и полусуммой толщин оттисков проволок, уложенных с обеих сторон вала на разьеме вкладыша подшипника.

Чтобы убедиться в том, что зазор равномерен по всей длине вкладыша, отрезки свинцовой проволоки следует укладывать в нескольких местах по длине: посередине, по краям шейки вала и на разьеме вкладыша по обе стороны его оси, как это показано на рис. 17.4,б. При получении оттисков разной величины следует подшабровкой соответствующих мест вкладыша добиться равномерности зазоров по всей его длине и, во всяком случае, чтобы разность зазоров не превышала 0,05 мм по всей длине вкладыша и с обеих его сторон.

Боковые зазоры во вкладыше (развал вкладыша) измеряются с помощью щупа в двух точках у разьема с каждой стороны шейки ротора на глубине 20—25 мм (рис. 17.4,в).

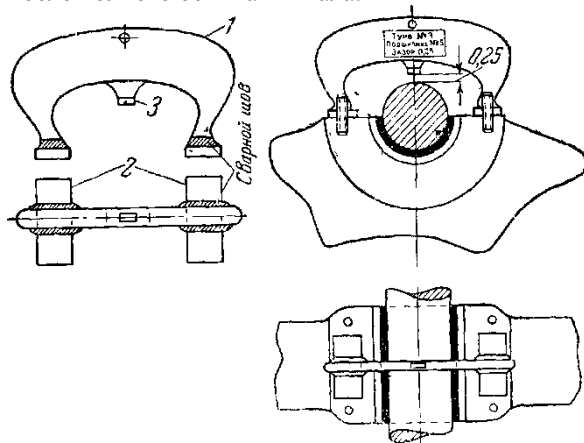
Для определения величины изменения верхних зазоров и износа баббитовой заливки нижних половин вкладышей (проседания вала), происшедших в процессе эксплуатации, применяются специальные стальные скобы, с помощью которых щупом при снятых верхних половинах вкладышей производятся замеры, как указано на рис. 17.6. Такие скобы несложно изготовить силами цеховой механической мастерской для каждого подшипника; для этого нужно первоначальную подгонку скобы к каждому вкладышу производить после тщательной выверки турбины с расчетом, чтобы между шейкой вала и скобой был зазор не более 0,1—0,2 мм, величина зазора должна быть выбита на скобе с указанием на ней номера турбины и номера вкладыша, для которых она предназначена.

Наличие таких скоб позволяет производить замену изношенных или аварийных (оплавленных) вкладышей новыми запасными без вскрытия цилиндров и проведения центровки роторов по полумуфтам, требующих значительных



затрат времени и труда. Для этого после незначительного подъема краном конца ротора, выемки нижней половины сменяемого вкладыша (см. рис. 11.17) и установки на место нового запасного производится регулировка радиального положения вала изменением толщины прокладок под опорными подушками вкладыша; регулировка ведется до получения между валом и скобой, установленной на разъем корпуса подшипника, зазора, равного выбитому на скобе.

Для обеспечения правильности замеров проседания вала скоба устанавливается на разъем подшипника между стяжными болтами (рис. 17.6) после тщательной очистки и протирки чистой ветошью шейки вала и разъема подшипника и после полного остывания вала.



**Рисунок 17.6.** Проверка износа вкладыша с помощью специальной скобы. 1-скоба; 2-основание скобы; 3-контрольный выступ скобы.

Для сравнимости результатов замеров, производимых в разное время, и возможности суждения по разности замеров о степени проседания вала необходимо устанавливать скобы на одно и то же место и одной и той же стороной. Для этого при первоначальном замере следует очертить основание скобы чертилкой (тонкой линией на разъеме подшипника), а также замаркировать основание скобы и поверхность разъема подшипника соответственно одной и той же меткой.

В процессе замеров скобу нужно прижать к разъему подшипника во избежание отжатия ее при измерении шупом, которым производится замер зазора между контрольным выступом скобы и шейкой вала; замеры этого зазора в разное время и сравнение их с величиной, выбитой на скобе, указывают на величину проседания вала. Замеры повторяются несколько раз, чтобы убедиться в их правильности; при несовпадении повторных замеров и значительной разнице между ними необходимо еще раз проверить установку скобы и чистоту поверхности разъема подшипника, основания скобы и шейки вала.

Скобы, подогнанные к шейкам вала, являются калиброванным измерительным инструментом, который необходимо хранить как и все точные измерительные инструменты, тщательно оберегая их от ударов и деформаций; даже не-

большая деформация изгиба искажает замеры зазоров и пользоваться такой скобой нельзя.

В процессе ремонта производится проверка исправности штифтов, резьбы шпилек, болтов и гаек, соединяющих вкладыши, и состояние центрирующих уступов на половинах вкладышей. Хорошее состояние этих деталей после сборки приближает разъемные вкладыши к цельным, когда обе половины вкладыша приобретают необходимую жесткость.

Весьма важное значение для нормальной работы подшипников имеет чистота обработки шеек вала. Следы грубой обработки вала резцом, наличие рисок, царапин, коррозия и точечные изъявления подшипниковыми токами отрицательно влияют на толщину слоя смазки: давление в смазочном слое и его несущая способность уменьшаются. Шероховатости шейки вала вырабатывают кольцевые канавки в нагруженной части вкладыша; чем лучше обработана и отшлифована шейка вала, тем быстрее прирабатывается по ней вкладыш и подшипник работает с жидкостным трением при высокой степени надежности.

В тех случаях, когда шейка вала не имеет строго цилиндрической формы (конусность, эллиптичность, местное утолщение и др.) и состояние ее рабочей поверхности неудовлетворительное, сплошной масляный клин по всей длине подшипника сохранить невозможно, так как дефектные участки вала создают местное полусухое трение в подшипниках и вызывают вибрацию ротора.

При капитальном ремонте для устранения указанных поверхностных дефектов может быть произведено шлифование шеек при установке ротора на собственные подшипники (§ 8.3); при необходимости обработки шеек вала со снятием большого слоя металла ротор подлежит отправке на завод для проведения обработки его шеек на соответствующем станке.

#### **17.4. ЗАЛИВКА ПОДШИПНИКОВ БАББИТОМ.**

Увеличение верхних зазоров во вкладышах подшипников выше максимально допустимых, происшедшее вследствие истирания баббитовой заливки и проседания ротора, может привести к нарушению центровки роторов по полумуфтам и к недопустимому уменьшению радиальных зазоров между ротором и нижней частью цилиндра в лопаточных аппаратах и лабиринтовых уплотнениях; увеличение зазоров ведет также к снижению давления и повышению температуры масла в подшипниках и к вибрации турбины. В этих случаях необходимо произвести перезаливку подшипников.

Перед удалением из вкладыша старого баббита необходимо проверить наличие на чертеже вкладыша указаний о размерах и конструкции баббитовой заливки. При отсутствии чертежа надлежит снять точный эскиз баббитовой заливки с указанием размеров и расположения масляных канавок, карманов, скосов, закруглений и поясков. Наличие такого чертежа или эскиза позво-

лит при обработке перезалитого подшипника точно восстановить все необходимые детали баббитовой заливки, отсутствие которых может нарушить нормальную работу вкладыша.

Удаление старого баббита производится путем нагрева вкладыша в горне (в противне) паяльной лампой или газовой горелкой с тыльной стороны тела вкладыша. Нельзя производить выплавку, направляя пламя лампы или горелки непосредственно на баббит, так как при этом он будет энергично окисляться. Нагревать вкладыш до полного расплавления баббита также не следует, так как при сильном нагреве выгорает сурьма — важнейшая составная часть баббита. Нагретый до температуры 240—260° С, что соответствует началу размягчения баббита, вкладыш встряхивают и ударяют о плиту, и баббит легко отстает от вкладыша. Старый баббит должен быть удален из вкладыша полностью без остатка в канавках и углублениях. После выплавления баббита внутренняя поверхность вкладыша тщательно очищается шабером, стальной щеткой и наждачной шкуркой.

Заливку турбинных подшипников надо производить только баббитом Б-83 (§ 3.7), не допуская его смешивания со старым или с каким-либо другим сортом баббита.

Для заливки подшипников вспомогательных механизмов (насосы и др.) можно, в случае необходимости, применять отходы баббита, в этом случае в чистый тигель закладывается по весу 50% свежего баббита, 25% старого баббита, выплавленного из подшипников, и 25% чистой баббитовой стружки, полученной после расточки перезалитых подшипников. Процесс плавки при этом ведется следующим образом: сначала расплавляется свежий баббит и баббит старый, в эту расплавленную массу засыпается стружка и вся смесь хорошо размешивается чистой стальной подогретой палочкой. Стружку и старый баббит следует употреблять только чистые, ничем не загрязненные.

Заливка вкладышей опорных подшипников турбин и их вспомогательных механизмов является ответственной работой и требует тщательного выполнения всех правил заливки, так как от ее качества не в меньшей степени, чем от состава и структуры баббита, зависит нормальная работа подшипника. При неудачной заливке наблюдается отставание баббита от тела вкладыша, неравномерное распределение твердых структурных составляющих, появление в баббите трещин и раковин, что недопустимо в подшипниках турбин и может привести к серьезным авариям во время эксплуатации.

Первым основным условием хорошей заливки вкладыша и хорошего схватывания баббита с телом вкладыша является предварительная подготовка вкладыша, заключающаяся в обезжиривании, протравлении и покрытии оловом (полудой) с соблюдением максимальной чистоты на всех этих этапах. Способы обезжиривания, протравления и лужения, описываемые ниже, более сложны, чем обычно применяемые, но зато дают

вполне надежные и всегда одинаково хорошие результаты.

Обезжиривание вкладыша, т.е. удаление с него следов масла и керосина, производится после выплавления старого баббита в кипящем 10%-ном растворе каустической соды или едкого натра (1 кг каустической соды на 10 л воды). Для такого раствора может быть сделан сосуд из листовой стали, рассчитанный на полное погружение в него вкладыша. Вкладыш опускается в сосуд с кипящим раствором на 10—15 мин, после чего промывается горячей проточной водой для удаления грязи и щелочи.

После обезжиривания и промывки на поверхности вкладыша не должно быть видно никаких жировых пятен, эмульсии, ржавчины и следов грязи. Если поверхность вкладыша не имеет чистого металлического блеска, ее следует снова протравить стальной щеткой, напильником и наждачной шкуркой и снова обезжирить указанным выше способом. Качество обезжиривания проверяется по смачиваемости обезжиренной поверхности водой; вкладыш подлежит повторному обезжириванию, если на гладкой поверхности и в таких местах, как ласточкины хвосты, остаются несмачиваемые участки.

После обезжиривания и промывки водой вкладыш подвергается общему первоначальному протравливанию в растворе соляной или серной кислоты (1 л крепкой дымящейся кислоты на 10 л воды). Этот раствор следует составлять, наливая понемногу кислоту в воду, а не наоборот, так как иначе кислота может разбрызгиваться и обжечь работающих.

Вкладыш на 10 мин опускается в раствор; при невозможности погружения поверхности подлежащие заливке смазываются кислотой; после протравления вкладыш промывается горячей проточной водой и высушивается. Температура вкладыша при сушке доводится до 200° С, при этом сушка производится не открытым пламенем, а в электропечи, или, при отсутствии такой возможности, на плите или на противне, поставленном на горн.

Перед вторичной протравкой и лужением вкладыш необходимо, если его лужение будет производиться погружением, закрасить по наружной поверхности и по другим местам, не подлежащим лужению, меловой краской, препятствующей приставанию полуды. Меловая краска составляется путем тщательного перемешивания двух объемных частей мелкого порошкообразного мела, двух частей жидкого стекла и одной части воды или одной части мела, трех частей воды и 1—2% столярного клея. После окраски вкладыш опять должен быть подогрет до 200° С для того, чтобы испарить влагу, высушить меловую краску и уменьшить температурный перепад при погружении вкладыша в расплавленную полуду.

Перед лужением производится вторичное протравление поверхности вкладыша насыщенным раствором хлористого цинка, называемым «травленной кислотой», с добавлением к

нему хлористого аммония (сухого безводного нашатыря) в количестве 50 г на 1 л раствора.

Насыщенный раствор хлористого цинка получается путем растворения чушкового цинка в крепкой технической соляной кислоте (одна часть цинка на четыре весовых части кислоты); процесс растворения должен продолжаться до тех пор, пока не прекратится выделение пузырьков водорода, а на дне сосуда останется некоторое количество избыточного нерастворенного цинка.

Вторичное протравление должно производиться быстро и тщательно путем нанесения указанного раствора на поверхность вкладыша с помощью волосистой щетки, кисти или пакли.

Если поверхность хорошо обезжирена, то протрава ложится ровным слоем. На плохо обезжиренной поверхности протрава не держится и сбегает; в таком случае операцию обезжиривания необходимо повторить.

Ко времени окончания травления должен быть подготовлен железный или чугунный сосуд для полуды достаточной емкости, чтобы в него можно было погрузить вкладыш. Этот сосуд наполняется чистым оловом, сплавом из 50% олова и 50% свинца или баббитом Б-83, применение которого для полуды вполне приемлемо, после чего сосуд подогревается до расплавления полуды. Температура полуды должна выдерживаться в пределах 300–320° С; эту температуру следует проверять, опуская в полуду термометр или пирометр. Нагретый к этому времени до 220–240° С вкладыш с нанесенным слоем протравы медленно, во избежание выплескивания, опускается в расплавленную полуду и выдерживается в ней в течение 5–8 мин, чтобы вкладыш принял температуру полуды.

Полуда должна сплошным, ровным, тонким слоем покрыть поверхность вкладыша, за исключением поверхностей, которые были покрыты меловой краской и поэтому остались нелуженными. Правильно нанесенная на вкладыш полуда имеет ровный тускло-серебристый цвет. Какая-либо другая окраска, например желтоватая, показывает, что процесс полуды велся неправильно, что полуда окислена и непригодна для заливки баббитом; баббит к такой полуде не пристанет.

Если на поверхности вкладыша, подлежащей заливке, остались незалуженные места (черновины, признаки окисленности, места с отставанием полуды и другими пороками), то они подлежат новой обмазке протравой и повторному лужению.

В случае, если такое большое количество олова, которое требуется для погружения всего вкладыша, нет возможности расплавить, лужение производится или паяльником или обмазкой. Лужение паяльником или обмазкой требует сноровки, значительной затраты времени и дает менее удовлетворительные результаты лужения.

Лужение обмазкой производится следующим образом: вся поверхность вкладыша, подлежащая заливке, смазывается насыщенным раствором хлористого цинка. Эта обмазка покрывается

порошком сухого нашатыря, после чего на нее укладываются кусочки олова. Вслед за этим производится подогрев подшипника до 270–300° С и, как только олово начнет плавиться, его растирают и размазывают по поверхности вкладыша паклей или тряпкой. При растирании следует стремиться к тому, чтобы полуда легла на поверхности вкладыша ровным и тонким слоем. Если где-либо полуда не пристает, то это место снова смазывается хлористым цинком, покрывается нашатырем, нагревается и снова натирается оловом.

Ко времени окончания лужения баббит, подлежащий заливке во вкладыш, должен быть расплавлен для того, чтобы не подвергать вкладыш подшипника повторному нагреву и для предохранения луженой поверхности от окисления. Качество баббита будет тем лучше и угар тем меньше, чем меньше времени будет находиться баббит в расплавленном состоянии. Поэтому к моменту заливки все вкладыши, подлежащие заливке за один прием из одного тигля, должны быть так подготовлены, чтобы не задерживать процесса заливки. Кроме того, следует расплавлять только такое количество баббита, которое одновременно потребуется для заливки.

Определение количества баббита, необходимого для заливки того или иного вкладыша, исходя из толщины слоя баббита и припуска на чистовую механическую обработку, производится по формуле

$$G = \pi D x b \gamma,$$

где  $G$  — вес баббита, необходимый для заливки вкладыша, г;  $D$  — диаметр расточки вкладыша под заливку, см;  $x$  — толщина заливаемого слоя баббита (толщина слоя баббита на вкладыше и припуск на обработку), см;  $b$  — длина вкладыша, включая припуск на обработку, см;  $\gamma$  — удельный вес баббита 7,2 г/см<sup>3</sup>. Толщина баббитовой заливки, подсчитанная по этой формуле, и припуск на механическую обработку заливки, который должен обеспечивать полное снятие при токарной обработке слоя с усадочной рыхлостью, принимаются по данным табл. 17.2.

**Таблица 17.2.** Толщина баббитовой заливки вкладышей опорных подшипников и припуск на ее механическую обработку, мм.

| Диаметр шейки вала | Толщина баббитовой заливки | Припуск на механическую обработку баббитовой заливки на радиус |
|--------------------|----------------------------|--|
| 50 и меньше        | 6—8                        | 1—3  |
| 100                | 10—12                      | 3—5  |
| 200                | 12—13                      | 5—10   |
| 300 и больше       | 20 и больше                | 10—15  |

Значительно увеличивать припуски на обработку по сравнению с указанными не следует, так как наилучшей частью баббита являются слои, прилегающие к телу вкладыша и к сердечнику формы. Средние слои имеют менее удовлетворительную структуру из-за их застывания в

последнюю очередь, вследствие чего в них в наибольшем количестве скапливаются пузыри и примеси.

Примером определения количества баббита, необходимого для заливки, является следующий расчет. Вкладыш подшипника для шейки вала диаметром  $D=20$  см имеет длину 30 см. Заливка баббитом вкладыша этого диаметра по табл. 17.2 производится на толщину 1,2 см. Принимая припуск на обработку на сторону (на радиус) по этой же таблице равным 0,6 см и на края по длине 1 см на сторону, толщина заливаемого слоя  $x=1,2+0,6=1,8$  см, а длина заливки вкладыша  $6=30+2*1=32$  см. Вес баббита, необходимого для заливки равен  $G=3,14*20*1,8*32*7,2=26042$  г=26 кг.

Расплавление баббита для заливки рекомендуется производить в электроплавильном котелке (ванне) небольшой мощности, в котором легче выдержать необходимую температуру, или, при отсутствии такой возможности, в специальном глубоком чугунном или железном сосуде (тигле). Эти сосуды изготавливаются такого типа, как указано на рис. 17.7, что гарантирует заливку расплавленного баббита из нижних слоев; благодаря такой конструкции во вкладыш не попадают уголь, шлак и другие примеси, обычно находящиеся на поверхности расплавленного баббита.

Нагрев таких сосудов можно производить на горне, на пламени газовой горелки или на специальной лампе. При расплавлении нового баббита, чтобы сократить время его нагрева и уменьшить шлакообразование, нужно загружать куски баббита в хорошо разогретый тигель (до 400—500° С) и нагрев до необходимой температуры производить возможно быстрее.

Баббит во время расплавления и заливки сильно окисляется при соприкосновении с воздухом, и окислы, попадая в сплав, являются причиной растрескивания баббита и отставания его во вкладыше.

Для предохранения от окисления на поверхность расплавленного баббита насыпают слой мелкого древесного угля толщиной 25—30 мм и величиной кусков 5—10 мм; употребляемый для этой цели уголь для очистки от угольной пыли должен быть просеян через сита, так как угольная пыль, примешиваясь к баббиту, ухудшает его качество.

Кроме того, расплавленный баббит следует рафинировать хлористым аммонием; для этого 20—30 г хлористого аммония (сухого нашатыря) заворачивается в бумагу и с помощью рафинировальника (стальная трубочка с отверстием) погружается в сосуд с расплавленным баббитом, пока при тщательном его перемешивании не прекратится кипение металла и выделение газов (обычно 5—10 мин). В процессе самой заливки при незначительном окислении сплава хлористый аммоний можно засыпать и непосредственно на поверхность жидкой ванны при одновременном ее перемешивании. При рафинировании происходит разложение нашатыря на аммиак и хлористый водород, вызывающее бурное пере-

мешивание сплава, а выделяющийся хлор соединяется с окислами, ошлаковывает их, и шлак всплывает наверх, где он может быть выбран ложкой.

Баббит не следует сильно перегревать, так как, помимо повышения угара, слишком горячий сплав ведет к крупнозернистой структуре, хрупкости, склонности к растрескиванию и плохим механическим качествам.

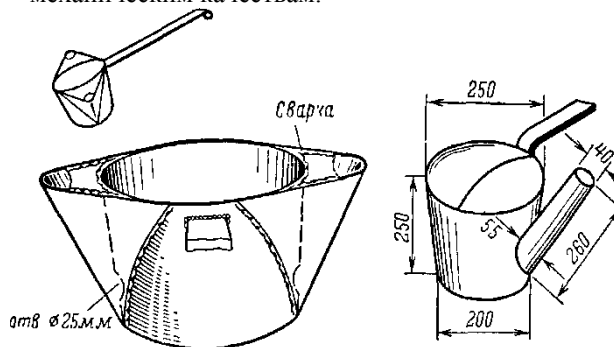


Рисунок 17.7. Металлические сосуды для плавки и заливки вкладышей подшипников баббитом.

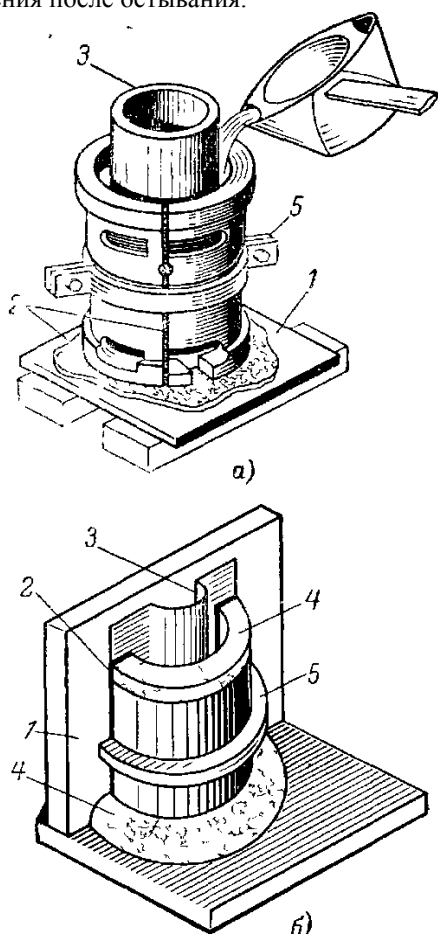
Температура плавления баббитов зависит от их состава; температура, при которой производится заливка, всегда должна быть на 50—70° С выше температуры плавления для того, чтобы иметь запас тепла, идущий на потери в процессе заливки, т.е. чтобы баббит был жидкотекучим и хорошо заполнял форму, а не застывал немедленно в более холодном подшипнике.

Расплавление баббита Б-83 происходит при температуре 350° С; перед заливкой его температура должна быть доведена до 400—410° С.

Поддержание необходимой температуры баббита является одним из главнейших условий получения хорошей заливки вкладышей. Контроль за температурой баббита производится пирометром или термопарой. При их отсутствии температуру с точностью до 25° С можно определять и при помощи сухой сосновой лучинки 2,5x1,5 мм. При погружении лучинки в баббит она вспыхивает при температуре 490—500° С; при температурах 450-475° С погруженная в расплавленный металл лучинка в течение 8—10 сек обугливается полностью; при температуре 400° С лучинка в течение 8—10 сек слегка обугливается. При определении температуры пирометром или лучинкой поверхность баббита необходимо освободить от угля, сдвигая его в сторону.

Подшипники, формы и приборы для заливки перед самой заливкой подогреваются паяльной лампой или другим способом до температуры 250—260° С; контроль за достижением этой температуры можно производить термощупом или баббитовой палочкой, которая при трении о стенки вкладыша плавится. Заливка в холодный вкладыш и форму дает баббит, который недостаточно прочно сцепляется с вкладышем. Объясняется это тем, что при заливке баббита в холодный вкладыш последний, разогреваясь за счет тепла расплавленного баббита, начинает расширяться; в это же время охлаждающийся баббит начинает

давать усадку. Ясно, что вследствие перемещения поверхностей вкладыша и баббита одной относительно другой нельзя получить прочного их соединения после остывания.



**Рисунок 17.8.** Приспособления и способы заливки баббитом вкладышей опорных подшипников. а — заливка вкладыша в сборе, б — раздельная заливка верхней и нижней половин вкладыша большого диаметра, 1—опора, 2 — асбестовые прокладки, 3 — сердечник, 4 — наращивание формы, 5 — хомут.

Во избежание остывания баббита при заливке следует помещать вкладыш не далее 1 м от печи или горна и заливать баббит, как можно скорее. Это необходимо потому, что баббит представляет собой не однородный металл, а сплав олова, меди и сурьмы. Эти составные части могут разделяться как при продолжительном нагревании, так и при продолжительном охлаждении, в результате чего металл получится с плохими механическими свойствами — быстрой истираемостью. Исходя из этого, весьма полезно нагревание и охлаждение баббита вести быстро. Кроме того, во время нагревания следует энергично перемешивать баббит, чтобы получить более равномерное и более мелкозернистое строение, что сильно понижает истираемость подшипника.

Заливка каждого вкладыша производится в один прием быстро (1,5—3 мин), но без брызг, сильной, короткой непрерывной струей. Для этого необходимо держать носок тигля у самого литника и иметь тигель достаточной емкости, чтобы процесс заливки вести непрерывно, заливка тон-

кой струей может привести к образованию раковин в застывшем баббите. Если струя в процессе заливки будет прервана, то в залитом баббите образуется расслоение, так как часть его, попавшая в форму раньше, успеет застыть и на эту уже застывшую часть ляжет следующая часть баббита. При заливке необходимо следить за тем, чтобы во вкладыши не попали частицы угля и шлака.

Вкладыши на электростанциях обычно заливаются вручную или центробежным способом. Центробежным способом рекомендуется заливать вкладыши диаметром 150—400 мм, а диаметром до 150 мм и свыше 400 мм следует заливать вручную. Заливка центробежным способом вкладышей диаметром более 400 мм не производится из-за их большого веса и затруднительности должной выверки на станке для избежания бие-ния неуравновешенных масс вкладыша.

Вручную вкладыши обычно заливаются в самодельные формы, в которых основной частью является тело самого вкладыша (рис. 17.8). Заливку предпочтительнее вести при вертикальном положении вкладышей, что дает большую плотность баббита. При заливке вкладышей в сборе еще горячие просушенные половины вкладышей должны быть стянуты хомутами после укладки на разъем между ними асбестовой прокладки; также должны быть заложены асбестом все масляные отверстия, чтобы не заплавить их баббитом при заливке.

Для избежания усадочных раковин при заливке следует форму наращивать так, чтобы часть излишнего расплавленного баббита переходила во вкладыши (рис. 17.8, б), как только при остывании начнется образование усадочных раковин. Наращивание производится путем наложения на верх формы бурта из обмазки, состоящей из 50% тонко размолотой обыкновенной глины, 20% волокнистого асбеста и 30% воды. Этой же обмазкой устраняются все неплотности, где возможна протечка расплавленного баббита, а также заделывается нижняя часть вкладыша при его установке торцом на чугунную плиту.

Заливку больших вкладышей турбин можно также производить с заформовкой каждой половины вкладыша в земляную форму или глину; формы и сердечники должны быть высушены во избежание образования пузырьков и пористости заливки.

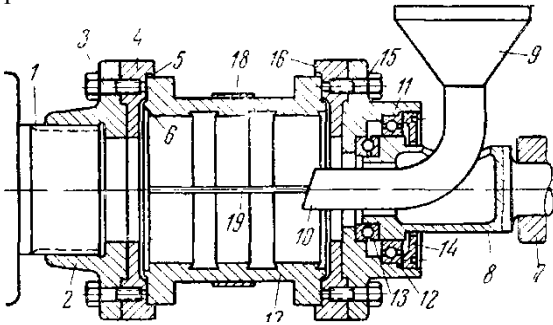
В качестве сердечников в приспособлениях для заливки подшипников применяются стальные стержни; диаметр стержня должен быть меньше диаметра вкладыша на две толщины заливаемого слоя плюс припуск на обработку. Для более быстрого охлаждения баббита после заливки рекомендуется применять металлические сплошные сердечники, поглощающие часть тепла баббита и дающие более плотные и менее истирающиеся поверхности заливки. Деревянные сердечники могут способствовать образованию газов, поэтому их применение не рекомендуется.

Сердечники перед установкой следует зачистить или покрыть смесью графита с бензином,

чтобы они легко удалялись из залитого и остывшего баббита.

Остывание баббита во вкладыше должно происходить снизу вверх, поэтому желательно, чтобы в верхней части баббит оставался жидким в течение 5—10 мин; для этого после заливки верхнюю часть наружной поверхности вкладыша следует подогревать паяльной лампой, пока баббит не начнет остывать; благодаря такому остыванию происходит удаление газов и все вредные включения и усадочные раковины располагаются в прибыльной части, т.е. в той части, которая затвердевает в последнюю очередь, является излишней (припуск) и удаляется в процессе дальнейшей обработки вкладыша.

Заливка вкладышей вручную указанными выше способами имеет некоторые недостатки, из которых основными являются: 1) недостаточная плотность баббита, так как в баббите после остывания нередко образуются мелкие пустоты и раковины, из-за которых баббит может «садиться»; 2) большой расход баббита из-за необходимости значительных припусков на обработку, литники и разлив.



**Рисунок 17.9.** Центробежная заливка подшипников с использованием токарного станка. 1-шпindel токарного станка; 2-передняя планшайба приспособления; 3-болты, крепящие передний диск; 4-передний съемный нажимной диск; 5, 6-выемки в диске; 7-задняя бабка токарного станка; 8-шпindel приспособления; 9-воронка; 10-носик воронки; 11-задняя планшайба приспособления; 12-шарикоподшипник; 13-шарикоподпятник; 14-зажимная тарелка к шарикоподшипнику; 15-болты, крепящие задний диск; 16-задний сменный нажимной диск; 17-заливаемый вкладыш; 18-хомут, которым стянут вкладыш; 19-асбестовые прокладки.

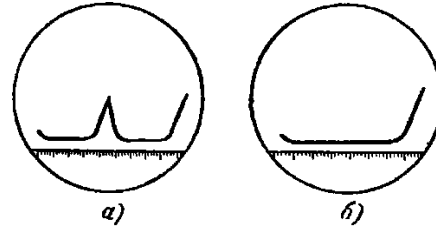
Несмотря на указанные недостатки, при правильном проведении перезаливки вкладышей подшипников вручную по указанной выше технологии можно обеспечить вполне стабильное и высокое качество баббитовой заливки.

Более совершенным способом является центробежная заливка вкладышей в собранном виде при их вращении вокруг своей оси с приводом от электромотора; для возможности регулировки числа оборотов обычно применяются электродвигатели постоянного тока с регулируемым числом оборотов.

Конструкция приспособления для центробежного способа заливки подшипников с применением токарного станка, практически выполненная на одной из электростанций приведена

на рис. 17.9. Подлежащий заливке вкладыш, подготовленный, как указано ранее, и скрепленный хомутом с асбестовой прокладкой в разьеме, закрепляется на токарном станке специальными фланцами.

Расплавление баббита и доведение его до температуры, при которой производится заливка, должно быть по времени увязано с установкой на токарном станке вкладыша, нагретого до температуры 250—270° С; без такой увязки продолжительный нагрев баббита может вызвать выгорание в нем сурьмы, в результате чего значительно ухудшаются его механические свойства и поверхность заливки в эксплуатации будет быстро истираться.



**Рисунок 17.10.** Импульсы на экране ультразвукового дефектоскопа. а — при хорошем спае баббита с телом вкладыша, б — при отставании баббита от тела вкладыша.

В один из фланцев, имеющий отверстие в центре, заводится желобок с воронкой, по которому при вращении от планшайбы токарного станка во вкладыш поступает расплавленный баббит. Поступая по желобу во вращающийся горячий, только что залуженный вкладыш (допускаемый перерыв во времени не более 2,5—3,0 мин), баббит под действием центробежной силы растекается по внутренней поверхности вкладыша ровным плотным слоем при полном отсутствии пузырей. Все выемки и пазы вкладыша плотно заполняются баббитом. Станок вращается до тех пор, пока баббит во вкладыше полностью не застынет.

Благодаря одинаковой толщине баббита по всей поверхности вкладыша припуск на его обработку может быть сведен к минимуму; это будет зависеть только от того, какое количество расплавленного баббита залито в желобок. Если правильно рассчитать это количество, то на обработку может быть оставлен припуск толщиной всего 2—3 мм.

Для устранения неравномерного распределения отдельных составных частей баббита по толщине заливки, т.е. чтобы более тяжелые элементы под действием центробежных сил не расположились ближе к телу вкладыша, создав тем самым неравномерную по структуре заливку, необходимо установить правильное число оборотов, при котором величина центробежных сил находится на уровне, не отражающемся на качестве заливки.

Контроль качества и ручной и центробежной заливки производится путем внешнего осмотра и пробы на звук. В правильно залитых вкладышах должны быть обеспечены: 1) ровный

серебристый цвет рабочей поверхности без черновин, желтых пятен и глубоких раковин, которые могли бы остаться после расточки вкладышей; наличие желтого оттенка поверхности или желтых пятен указывает на перегрев баббита; 2) однородное мелкозернистое строение на изломе заливки без включения крупных блестящих крупинок (проверяется по излому снимаемых наплавов и прибылей); крупнозернистый характер излома указывает на перегрев баббита; 3) абсолютная чистота баббитовой заливки от примесей каких-либо посторонних металлических включений (крупинки и стружки бронзы, стали, чугуна и пр.). Проверка присутствия бронзовых и стальных стружек производится осмотром поверхности баббитовой заливки через лупу с 6—10-кратным увеличением; присутствие стальных стружек может быть также проверено намагниченной иглой, уравновешенной на нитке; намагниченная игла легко притягивается находящимися в баббите стальными стружками; 4) прочное и плотное соединение баббитовой заливки с телом вкладыша.

Недостатком способов проверки плотности соединения, приведенных в § 17.2, является то, что отставание баббита выявляется только на разрезах и торцах вкладыша. В настоящее время один из заводов Ленинграда производит проверку отставания баббита от вкладышей опорных подшипников и от упорных колодок упорных подшипников с помощью ультразвуковых дефектоскопов УЗД-7Н и УЗД-12Т. Этот способ принципиально не отличается от ультразвукового способа проверки наличия трещин на лопатках (см. § 13.4). При контроле с помощью двух щупов, установленных один против другого с расчетом «прохождения» импульса через границу спая баббита с телом вкладыша, этот способ надежно выявляет дефекты спая. При хорошем спае развертка, получаемая на экране прибора, фиксирует четкий импульс; при установке щупов против неспаянных или плохо спаянных мест импульс исчезает совершенно или высота импульса резко падает (рис. 17.10).

Одновременно с контролем хорошего прилегания баббита к телу вкладыша или упорной колодки выявляется и отсутствие внутренних дефектов (раковин, трещин и пр.), наличие которых вызывает появление на развертке экрана дополнительного импульса между начальным и «донным» импульсами.

### 17.5. НАПЛАВКА ВКЛАДЫШЕЙ БАББИТОМ.

Если повреждения баббитовой заливки носят местный характер (трещины, выщербины, пористость, раковины, вмятины, местное отставание баббита от вкладыша) и пораженная этими повреждениями поверхность не превышает 10% площади заливки нижней половины вкладыша, ремонт поврежденных мест может быть произведен кислородно-ацетиленовой наплавкой или напайкой баббитом Б-83, заготовленным в виде прутков диаметром 5—7 мм. Этим же спо-

собом без выплавки старого баббита в ряде случаев может быть произведено и восстановление величины верхних зазоров во вкладыше, особенно если уменьшение зазора может быть произведено за счет наплавки баббитовой заливки в верхней половине вкладыша.

Для отливки прутков используются угольники 1, которые заполняются рафинированным (§ 17.4) баббитом 2 (рис. 17.11); при расплавлении повышение температуры баббита выше 390—400° С допускать нельзя, так как более высокий нагрев баббита может привести к выгоранию олова и сильному окислению поверхности.

Наплавка производится после тщательной очистки от масла и обезжиривания участков баббитовой заливки, подлежащих наплавке, путем промывки бензином, каустической содой и горячим конденсатом. После обезжиривания производится разделка этих участков, заключающаяся в вырубке или засверливании мест повреждений до здоровой поверхности и неглубокой насечке поясков баббита верхнего вкладыша, при необходимости наращивания для восстановления нормальных зазоров.

Указанные обезжиривание и разделка, производимая зубилом или драчевой пилой до металлического блеска, необходимы для получения прочного соединения наплавляемого баббита с основным. Если вырубка доходит до основного металла вкладыша, после тщательной промывки бензином и протирки с помощью кисти травленой соляной кислотой, необходимо произвести также лужение этих участков оловом с помощью паяльника; слой полуды должен быть тонким, сплошным и не превышающим 1,0 мм.

Для ограничения небольшой площадью участка основного баббита вкладыша, на который воздействует пламя при наплавке, наплавка производится автогенной горелкой с малым размером наконечника (№ 1 при наложении слоя баббита 1—2 мм и № 3—при слое 4—6 мм). Пламя горелки должно быть строго нейтральным с соотношением кислорода и ацетилена 1: 1,05, что достигается регулированием горелки до исчезновения белых языков пламени за ярко светящимся ядром.

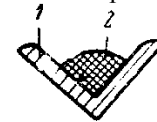


Рисунок 17.11. Угольник для выплавки баббитовых прутков.

При установке вкладыша участок, подлежащий наплавке, должен находиться в нижнем положении и горизонтальной плоскости, что предохраняет от вытекания наплавляемого баббита и улучшает условия наплавки. При наплавке пламя горелки направляется на участок основного баббита вкладыша с одновременным внесением в пламя баббитового прутка; при этом происходит одновременное расплавление основного баббита и прутка, заполняющего разделанный участок баббитом; присадочный баббитовый прутки не

следует при расплавлении вносить в ядро пламени горелки.

При постепенном передвижении горелки и прутка по участку, подлежащему восстановлению, на основной баббит наращивается в виде тонких валиков вдоль осевой линии вкладыша новый слой баббита, перекрывающий предыдущий. В зависимости от глубины дефекта и необходимой толщины слоя наплавки, с учетом припуска в 1—2 мм на дальнейшую обработку, наплавка может производиться в один или несколько слоев.

В процессе наплавки особо тщательно надо следить за тем, чтобы не перегреть ни основного, ни наплавляемого баббита, так как такой перегрев приводит к ухудшению качества наплавленного слоя. Целесообразно при наплавке обезжиренный вкладыш погружать тыльной стороной в проточную воду до кромки баббита. Проточная вода уносит тепло и тем самым предохраняет корпус вкладыша от местного нагрева и коробления; при отсутствии этой возможности наплавка ведется с перерывами для охлаждения, так как сильный нагрев вкладыша может привести к отставанию баббита от тела вкладыша.

По окончании наплавки, если вкладыш не требует токарной обработки, наплавленный участок подлежит предварительной обработке пилой и последующей шабровке (см. ниже) с пригонкой по зазорам.

Опыт показал, что способ ремонта баббитовой заливки вкладышей путем наплавки или напайки дает большое сокращение затрат труда, времени и значительно уменьшает расход баббита; вместе с тем при наплавке в соответствии с приведенной выше технологией наплавленные вкладыши имеют плотную, мелкозернистую структуру и не уступают по эксплуатационным качествам вкладышам, проходящим обычную заливку. Окисление поверхностного характера, имеющее место в процессе наплавки, не может иметь особого значения, так как удаляется при дальнейшей чистой обработке наплавленной поверхности вкладыша.

По окончании работ по перезаливке или наплавке баббитом вкладыши подшипников, после тщательного визуального осмотра на отсутствие дефектов заливки или наплавки, поступают на токарную расточку, а затем на проверку зазоров и окончательную шабровку.

## **17.6. РАСТОЧКА И ШАБРОВКА ПОДШИПНИКОВ ПОСЛЕ ПЕРЕЗАЛИВКИ.**

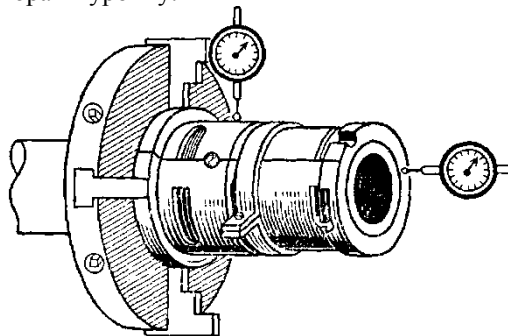
Перед расточкой обе половинки вкладыша точно по стыку прочно стягиваются проволокой, хомутом или специальной обоймой, обеспечивая полное совпадение этих половинок при их одновременной обработке на токарном станке.

Для получения точной расточки выверку центричности установки вкладыша на токарном станке следует производить с помощью индикаторов по контрольным поясам на наружной по-

верхности вкладыша и на его торцевой поверхности (рис. 17.12).

Как указано в § 17.3, различаются два типа расточки баббита вкладышей опорных подшипников: цилиндрическая и овальная (лимонная).

При цилиндрической расточке вкладыш устанавливается на станке со смещением центра в вертикальной плоскости в сторону нижней половины на величину половины верхнего зазора  $a$ ; при замере биения вкладыша индикатор, закрепленный в резцедержателе, должен показывать нуль на боковых поверхностях вкладыша, минус половину верхнего зазора ( $a/2$ ) у верхней половины и плюс половину верхнего зазора ( $+a/2$ ) у нижней половины вкладыша. В этом случае внутренняя расточка вкладыша производится строго по диаметру вала плюс величина верхнего зазора  $a$  (рис. 17.13). При этом способе расточки, размеры которой контролируются штихмасом, боковые зазоры, получающиеся наполовину меньшими по величине, чем верхние, доводятся до нормы (см. табл. 17.1) дальнейшей шабровкой при установке ротора в турбину.



**Рисунок 17.12.** Выверка установки вкладыша опорного подшипника на токарном станке индикаторами.

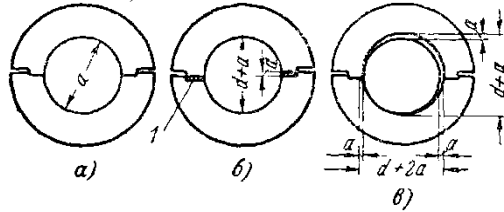
Для экономии времени на пригонку верхнего и боковых зазоров во вкладыше и получения сразу точной величины указанных зазоров следует заложить в разъем вкладыша металлические прокладки (листовая сталь или латунь) толщиной, равной величине необходимого вертикального зазора  $a$  (рис. 17.13, б). После стягивания обеих половинок вкладыш устанавливается на станок с точной выверкой относительно большой и малой осей и протачивается до диаметра, равного диаметру шейки плюс удвоенная толщина проложенной прокладки. При этом способе после проточки и удаления прокладки верхний и боковые зазоры во вкладыше получаются одинаковыми, согласно рис. 17.13, в.

Для пояснения указанного предположим, что требуется после перезаливки обработать вкладыш под диаметр вала  $d=200$  мм. Для этого в разъем вкладыша вставляются прокладки толщиной  $a$ , равной величине необходимого верхнего зазора; согласно табл. 17.1,  $a=0,4$  мм и вкладыш растачивается до диаметра  $d_1=d+2a=200+2\cdot 0,4=200,8$  мм. После удаления прокладок получаются верхний зазор  $a=0,4$  мм и боковые зазоры  $b$  (раз-



валы), необходимые для получения клиновидных зазоров между шейкой и вкладышем по 0,4 мм.

Овальная расточка вкладыша, которая выполняется на опорных подшипниках всех крупных современных турбоагрегатов, ведется с установкой в его разъем прокладок с толщиной, равной сумме величин верхнего и бокового зазора (см. табл. 17.1).



**Рисунок 17.13.** Расточка вкладышей опорных подшипников после перезаливки. а—расточка на диаметр вала, б—расточка на диаметр  $d+2a$ , после установки в разъем прокладок (1), толщиной  $a$ , равной требуемому верхнему зазору, в - зазоры после расточки при вынутых прокладках.

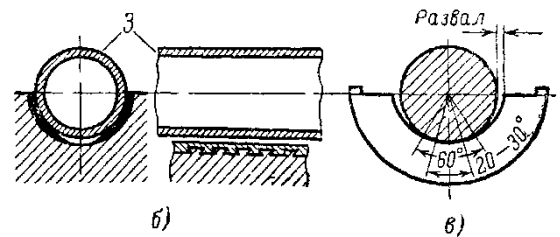
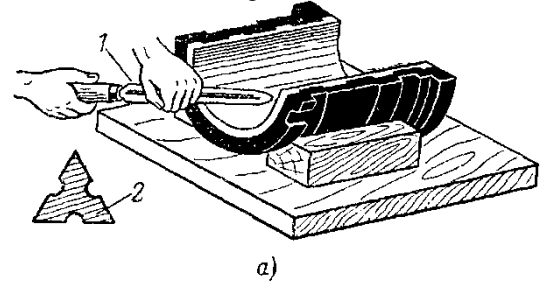
В этом случае вкладыш устанавливается на станок в вертикальной плоскости со смещением центра в сторону нижней половины на величину, равную половине его верхнего зазора; при такой установке ось расточки совпадает с осью вкладыша, собранного без прокладок. При правильной установке, если индикатор при касании его движка в вертикальной плоскости на боках наружной поверхности вкладыша показывает нуль, то при касании верхней половины вкладыша он должен показывать половинную величину разности бокового и верхнего зазоров  $(b-a)/2$ , а при касании нижней половины вкладыша—половинную величину суммы бокового и верхнего зазоров  $(b+a)/2$ .

Расточка на станке ведется по диаметру, указанному в табл. 17.1 и равному диаметру шейки вала плюс два боковых зазора. Если отсутствуют специальные указания завода-изготовителя о величине верхних и боковых зазоров, этот способ расточки баббитовой заливки вкладышей подшипников с размерами зазоров согласно табл. 17.1 можно применять для всех типов и размеров опорных подшипников турбин.

Правильно на чистовую расточенный по заданному размеру вкладыш не должен требовать какой-либо дополнительной обработки шабровкой или шлифовкой баббитовой заливки для получения необходимых боковых и верхнего зазоров. При этом поверхность, на которую опирается шейка вала, получается в виде узкой полосы. Такая расточка обеспечивает надежную работу подшипника после перезаливки.

По окончании расточки в баббите вкладыша выполняются каналы для подвода, отвода и распределения масла и делаются вдоль вкладыша около разъема развалы (холодильники), скосы и в верхней половине—выточки, в строгом соответствии с чертежом вкладыша, снятым до его перезаливки. Назначение указанных развалов на разъемах вкладышей (см. рис. 17.14, в)—обеспечение лучшего питания маслом и захвата его валом для создания масляного клина; развалы не доходят до

торцов вкладыша и поэтому не увеличивают слива масла, который происходит в осевых направлениях по краям вкладыша через масляные зазоры между шейкой вала и вкладышем. Масляные кольцевые канавки (маслораздаточные выточки), выполняемые в середине менее нагруженной верхней половины вкладыша для увеличения потока масла, охлаждающего шейку вала и питающего масляный клин почти холодным маслом, также не доходят до торцов вкладыша.



**Рисунок 17.14.** Шабровка баббитовой заливки вкладыша опорного подшипника, 1—трехгранный шабер, 2—сечение шабера; 3 — шаблон.

Во избежание ненормальной работы вкладыша из-за нарушения масляного клина, создающегося при работе, на рабочей поверхности вкладыша не должно быть никаких продольных и крестообразных канавок. Масляные канавки, скосы, отверстия для входа и выхода масла должны быть хорошо закруглены, обеспечивая плавные переходы и необходимые закругления острых углов и кромок.

В случае необходимости после растачивания вкладыша проводится его шабровка; для этого применяются шаберы различных типов (трехгранные, изогнутые, полукруглые, со вставными пластинками и др.). Шабровку вкладышей для предохранения их от качания можно производить, как указано на рис. 17.14, а, на досках между прибитыми планками.

При шабровке снимаются стружки шириной до 4—10 мм; для получения правильной и гладкой поверхности необходимо перекрещивать ход шабера, т.е. после проведения нескольких штрихов шабрить под прямым углом к ранее принятому направлению. Стараться работать шабером мелко для получения мелких пятен окраски, а также стремиться к особой красоте штриха шабровки нет смысла.

Проверка пришабривания вкладышей производится по шаблону, диаметр которого должен быть равен диаметру вала плюс двойная величина бокового зазора (рис. 17.14, б); шаблон должен быть тщательно подготовлен для каждого диаметра вкладышей и проверен на отсутствие эл-

липности и конусности. Шаблон натирается тонким слоем краски, которая может быть приготовлена из хорошего сурика; для этого в сурик подливается несколько капель масла и эта смесь тщательно растирается палочкой до густой консистенции; когда краска принимает однотонный вид, она должна ложиться на шаблон тонким и равномерным слоем.

Шаблон, аккуратно уложенный на вкладыш, несколько раз поворачивается в ту и другую сторону на угол 20—30°; выступающие места вкладыша покрываются пятнами краски, благодаря чему видно, какие места подлежат шабровке. Шабровка производится таким образом, чтобы шаблон, а, следовательно, и шейка вала лежала по всей длине только на нижней половине вкладыша и касалась ее на части окружности, определяемой углом не более 20—30°. В настоящее время не рекомендуется шабровать вкладыши подшипников под углом 60°, как это выполнялось ранее при цилиндрической форме расточки (рис. 17.14,б).

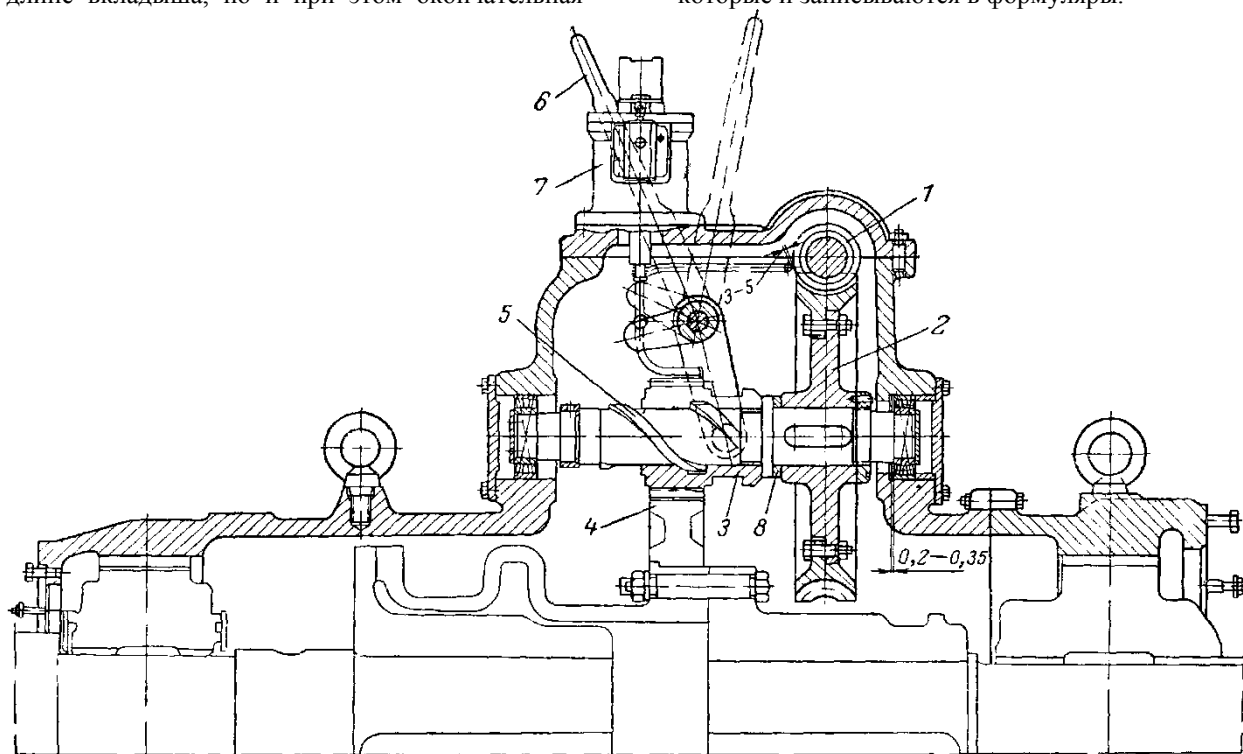
Шабровка вкладышей непосредственно по валу может производиться только при неудовлетворительном прилегании вала по всей длине вкладыша, но и при этом окончательная

проверка шабровки должна быть произведена по шаблону. Производится она до тех пор, пока опорная поверхность вкладыша не будет хорошо прилегать к шаблону, что видно по большому количеству равномерно распределенных по всей поверхности мелких пятен краски.

Когда равномерно расположенные пятна (не менее двух пятен на 1 см<sup>2</sup>) занимают всю поверхность вкладыша по указанной дуге и всей его длине, можно считать шабровку вполне удовлетворительной. Этим определяется небольшая поверхность соприкосновения вкладыша с шейкой вала, создающая хорошие и устойчивые условия работы подшипника на масляной пленке. На боковых поверхностях заливки и на верхнем вкладыше никаких следов краски и натертостей не должно быть.

Шлифовку баббита вкладыша наждачной бумагой производить не следует, так как это может вызвать застревание в баббите мелких частиц наждака, которые ускоряют износ шеек вала.

По окончании шабровки, промывки вкладыша и укладки ротора на свои подшипники проверяются прилегание шеек вала к вкладышам, а также боковые и верхние зазоры во вкладышах, которые и записываются в формуляры.



**Рисунок 17.15.** Валопооротное устройство турбины К-200-130 ЛМЗ. 1—червяк; 2—червячное колесо, 3—ведущая шестерня; 4—зубчатый венец, 5—винтовые шлицы, 6—рычаг, 7—сервомотор; 8—установочное кольцо.

При сборке опорных подшипников особо следует обратить внимание на чистоту, точность совпадения отверстий для подвода масла в корпусе подшипника и во вкладыше, а также на проверку маркировки деталей и установку стопорных приспособлений.

После смазки плоскости разреза корпуса подшипника шеллаком или бакелитовым лаком и установки крышки подшипника на контрольные шпильки правильность ее крепления обеспечива-

ется равномерной затяжкой болтов и шпилек от середины к краям с обеих сторон крышки.

### 17.7. ВАЛОПОВОРОТНОЕ УСТРОЙСТВО.

При разборке турбины вместе с крышкой заднего подшипника ЦНД снимается валопооротное устройство, которое представляет собой редукторную передачу от электродвигателя к муфте ротора турбины (рис. 17.15) и обеспечива-

ет вращение роторов на малых оборотах при стоящей турбине.

Ремонт валоповоротного устройства в основном заключается в разборке, чистке, проверке состояния деталей и замерах зазоров.

Решающее значение для хорошей работы валоповоротного устройства имеют чистота поверхности и правильность зацепления червяка 1 с червячным колесом 2 и ведущей шестерни 3 с зубчатым венцом 4 на муфте ротора турбины. Проверка производится по краске и замерам зазоров в зацеплении, аналогично проверке зацепления в червячных и зубчатых передачах систем регулирования (гл. 19). Правильность зацепления определяется равномерным распределением пятен краски вдоль всего зуба на ширине не менее

75% его поверхности; боковой зазор в зубьях червячной передачи должен быть 0,3—0,5 мм, при осевом разбеге вала червяка 0,08—0,1 мм и в зубьях ведущей шестерни 5 и венца 4 — 0,65—0,75 мм; зазор между головкой зуба и впадиной в первом зацеплении должен быть 0,8—2,0 мм, а во втором 1,5—2,5 мм.

После проверки центровки по полумуфтам электродвигателя и валоповоротного устройства производится проверка правильности работы и легкости включения и выключения ведущей шестерни 3, которая сидит на двух винтовых шлицах 5 и как муфта сцепления может включаться и выключаться или вручную рычагом 6 или с помощью сервомотора 7.

## 18. УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

### 18.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ.

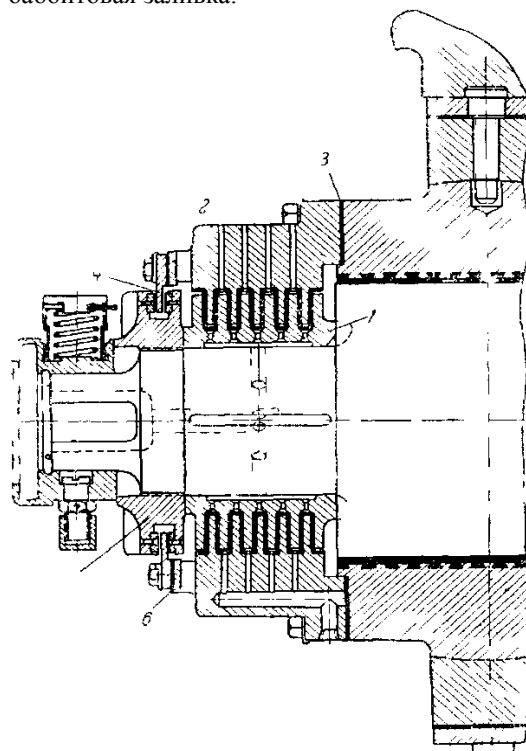
Упорный подшипник воспринимает осевые усилия, действующие на ротор, и играет в турбине особо важную роль. Основным его назначением является фиксирование осевого положения ротора относительно цилиндра, благодаря чему в проточной части турбины при эксплуатации сохраняется постоянство установленных осевых зазоров.

Повреждение упорного подшипника в работе может привести к осевому перемещению ротора, к задеваниям и поломкам лабиринтовых уплотнений и лопаточного аппарата, а при неправильной установке упорного подшипника—даже к поломке вала.

В настоящее время применяются два типа упорных подшипников — гребенчатые и сегментные (колодочные).

Гребенчатые упорные подшипники обычно помещаются на переднем конце вала турбины (со стороны входа пара), а иногда они совмещены с опорным подшипником и образуют комбинированный опорно-упорный подшипник (рис. 18.1). Корпуса гребенчатых подшипников больших размеров отливаются из чугуна, упорные поверхности кольцевых канавок вкладышей заливается баббитом и пригоняются шабровкой к гребням втулки, насаженной на вал ротора на шпонке и закрепленной гайкой. К упорным поверхностям кольцевых канавок через сверления в валу и гребенчатой втулке подводится масло под давлением.

Толщина баббитовой заливки кольцевых канавок составляет не более 1,5 мм, что должно предохранить от задеваний в лопаточном аппарате при осевом перемещении ротора, даже если произойдет выплавление баббитовой заливки. Наличие сигнального кольца на гребенчатом упорном подшипнике типа ХТГЗ предназначено для своевременной звуковой сигнализации при осевом сдвиге ротора, вызванном выплавлением баббитовой заливки вкладыша подшипника.



**Рисунок 18.1.** Гребенчатый упорный подшипник турбины ХТГЗ. 1—втулка с упорными гребнями (гребенка), 2 — вкладыш с кольцевыми канавками залитыми баббитом, 3 — установочное кольцо для регулировки осевого положения ротора, 4 — сигнальное кольцо, 5—гайка удерживающая гребенку, 6—набор прокладок.

Недостатками этих подшипников являются: большая строительная длина, значительные потери на трение, трудности добиться равномерного распределения давления между упорными гребнями и отсутствие условий для образования масляного клина, являющегося основным фактором, обеспечивающим жидкостное трение. В связи с указанными недостатками эти подшипники в современных мощных турбинах не применяются.

В современных мощных паровых турбинах применяются сегментные упорные подшипники, часто называемые упорными подшипниками с качающимися колодками или упорными подшипниками Мичелля. Приведенная на рис. 18.2 конструкция опорно-упорного подшипника турбины ЛМЗ применяется также на современных турбинах и других отечественных заводов.

В этом подшипнике вкладыш 1 своей наружной шаровой поверхностью установлен с натягом 0,04—0,08 мм в обойме 2, имеющей опорные подушки 3, и удерживается в ней стопорным пальцем 13. Шаровая поверхность вкладыша обеспечивает равномерное распределение осевой нагрузки по сегментам, а натяг предохраняет вкладыш от смещения в обойме в осевом направлении.

Для восприятия веса консольной упорной части подшипника под ней находится пружина, пружина играет роль амортизатора 10, компенсирующего смещение центра тяжести всего подшипника и препятствующего проворачиванию вкладыша под его собственным весом. Вкладыш по разьему соединяется шестью болтами, из которых четыре являются призонными, что обеспечивает точность сборки и центрирование при работе.

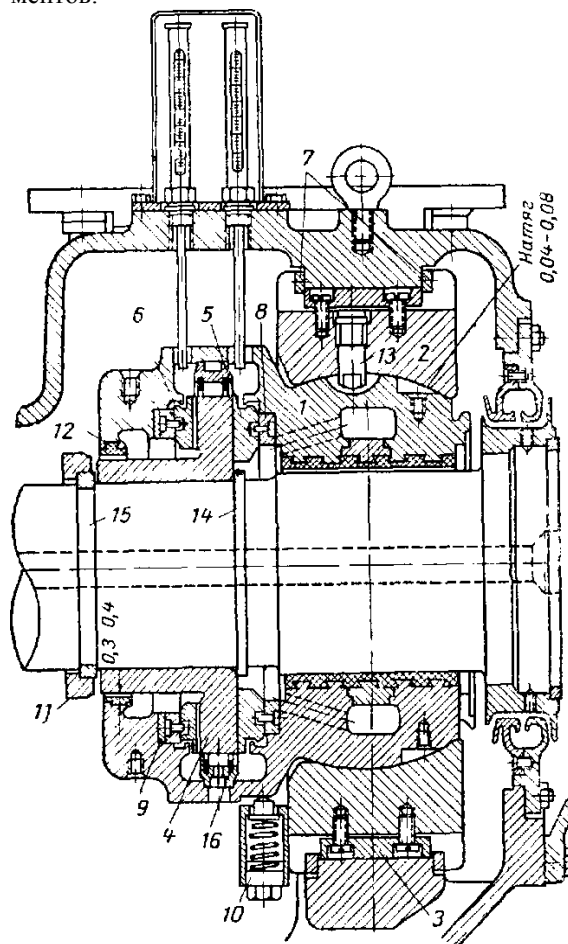
Осевые усилия ротора, возникающие при работе, передаются через упорный диск 4, посаженный на вал на осевой шпонке с натягом 0,05—0,07 мм, на десять упорных рабочих сегментов 5, которые опираются на разрезное кольцо 8, состоящее из двух половин, на противоположной стороне осевое давление диска передается на нерабочие установочные сегменты 6, которые опираются на разрезное кольцо 9.

Рабочие и установочные сегменты, определяющие положение ротора в осевом направлении, фиксируются в разрезных кольцах 8 и 9, ввернутыми в них винтами, свободно входящими в отверстия сегментов, благодаря чему сегменты могут при образовании масляного клина поворачиваться вокруг ребра качания. Обычным материалом для сегментов является бронза с заливкой баббитом Б-83.

Несмотря на многообразие конструктивного выполнения, основным принципом работы этих подшипников является разделение упорной поверхности на ряд сегментов, которые остановлены в неподвижной обойме упорного подшипника и имеют возможность при работе поворачиваться вокруг ребра качания.

Масло, захватываемое упорным диском при его вращении, заклинивается между его поверхностью и поверхностями баббитовой заливки

сегментов, которые всегда поворачиваются вокруг ребра качания в наиболее благоприятное положение для образования клина (рис. 18.3). В самой узкой части клиновых зазоров создается большое давление масла; это давление обеспечивает жидкостное трение между указанными рабочими поверхностями и предохраняет тем самым их от непосредственного соприкосновения, при котором наступает сухое или полусухое трение, ведущее к оплавлению баббитовой заливки сегментов.



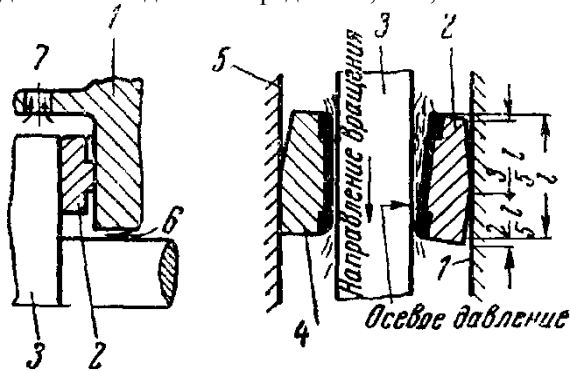
**Рисунок 18.2.** Комбинированный опорно-упорный подшипник турбины ЛМЗ. 1-вкладыш подшипника, 2 — обойма, 3 — опорные подушки, 4 — упорный диск, 5 — рабочие упорные сегменты, 6 — установочные нерабочие сегменты, 7 — установочные полукольца, 8, 9 — разрезные полукольца под рабочие и установочные сегменты, 10 — пружинный амортизатор, 11-цельное кольцо, 12-уплотняющие баббитовые пояски, 13-стопорный палец, 14-упорный буртик, 15-разрезное кольцо, 16-кольца уплотнения с радиальным зазором к упорному диску 0,7-0,8 мм.

Наличие масляного клина в каждом сегменте упорного подшипника обеспечивает надежную работу при удельном давлении до 30 кг/см<sup>2</sup> упорной площади, значительно превышающем удельное давление, принимаемое в гребенчатых подшипниках.

На рис. 18.4 показан упорный подшипник балансирного типа, примененный на турбинах К-300-240 ХТГЗ. В этой конструкции латунные упорные сегменты с баббитовой заливкой 5, рас-

положенные с обеих сторон упорного диска, упираются в два ряда уравнивательных сегментов 6 и 4, установленных в виде замкнутой цепи по окружности и заключенных в общую обойму 2. На упорных сегментах 5 с задней стороны, со смещением от центра сегмента на 10 мм по окружности в сторону вращения ротора запрессованы упоры 14 с шаровой поверхностью; против них на уравнивательных сегментах 6 запрессованы плоские упоры 15. Указанное смещение центра упора служит для образования масляного клина.

Уравнивательные сегменты 6, имеющие плоские опорные поверхности, параллельные радиальным кромкам плоских упоров 15, в свою очередь упираются в уравнивательные сегменты 4, имеющие по линиям касания цилиндрические поверхности с радиусом 50 мм. Сами сегменты 4 упираются в торцевую поверхность обоймы, при этом упор осуществляется строго по центру сегмента. Для поворачивания упорных и уравнивательных сегментов между ними и обоймами имеются радиальные зазоры 0,5—1 мм; осевой разбег в этом подшипнике может регулироваться за счет изменения толщины установочных полуколец 7 и должен находиться в пределах 0,4—0,5 мм.



**Рисунок 18.3.** Схема работы сегментного упорного подшипника. 1, 5—неподвижные опоры (обойма), 2—рабочая колодка, 3—опорный гребень, 4—установочная колодка, 6—подвод масла, 7—слив масла.

Вкладыш подшипника 1 состоит из двух половин и соединяется по разъему четырьмя болтами 13; для обеспечения правильной и точной сборки два из этих болтов выполнены призонными. В этой конструкции с самоустанавливающимися упорными сегментами нагрузка на сегменты при повышении давления на один из них выравнивается автоматически; это связано с тем, что, если давление на один из сегментов будет больше, чем на остальные, этот сегмент будет отжат упорным диском, что вызовет перемещение смежных с ним сегментов к диску, так как они будут приподняты движением указанного сегмента.

Эти перемещения воспринимаются выравнивающей системой уравнивательных сегментов, разгружают сегмент, отжатый диском, и обеспечивают равномерное распределение давления на сегменты даже при некотором отклонении плоскости упорного диска от правильного положения

и при некоторой неточности в толщине сегментов.

Особое внимание при ремонте этих подшипников следует уделять состоянию мест соприкосновения деталей, так как плохое их состояние (наличие шероховатостей и забоин) может вызвать увеличение сил трения, препятствующих свободному перемещению уравнивательных сегментов, вследствие чего увеличится неравномерность нагружения сегментов.

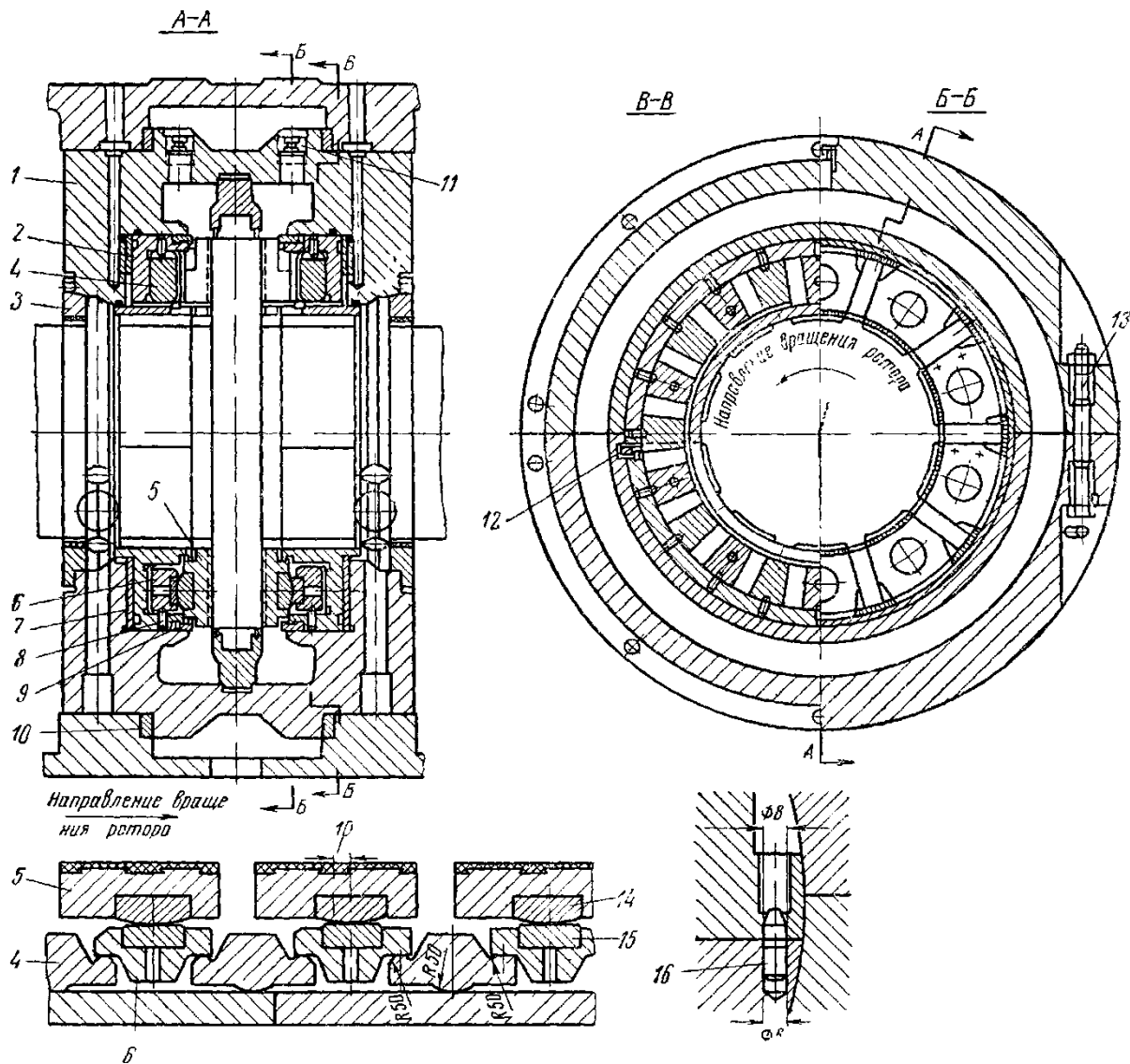
## 18.2. ПРОВЕРКА РАЗБЕГА В УПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ.

Работы по разборке и ремонту упорного подшипника начинаются с проверки осевого разбега ротора турбины, величина которого имеет большое значение для нормальной работы агрегата. Под осевым разбегом в упорном подшипнике понимается величина, равная суммарному зазору по обе стороны упорного гребня сегментного подшипника или суммарному зазору по обе стороны упорных гребней гребенчатого подшипника. Износ рабочих поверхностей упорного подшипника будет вызывать увеличение разбега.

Проверка величины осевого разбега ротора производится путем передвижения ротора вдоль его оси в пределах, допускаемых упорным подшипником, из одного крайнего положения до упора в другое крайнее положение до упора. При этой проверке упорный подшипник должен быть собран, как для нормальной работы. Проверка разбега при собранной только нижней половине упорного подшипника не допускается, так как это приводит к неправильным результатам замеров.

Замер величины разбега производится с помощью индикатора, укрепленного на плоскости разъема цилиндра; ножка индикатора должна упираться в какую-либо точку торцевой поверхности ротора; обычно такой торцевой поверхностью служит при вскрытом цилиндре турбины первый диск ротора. Размах стрелки индикатора при передвижении ротора из одного крайнего положения в другое покажет осевой разбег ротора. Для большей достоверности полезно повторить эти измерения несколько раз и во всяком случае, не менее 2 раз.

Передвижение ротора в осевом направлении, особенно при большой длине вала, довольно затруднительно, поэтому оно производится с помощью небольшого гидравлического плунжера, домкратика в виде болта с гайкой или с помощью рычага (ломика), опирающихся одновременно в какую-либо часть цилиндра и торцевую часть ротора, возможно ближе к валу. При пользовании домкратиком или рычагом необходимо принять меры, чтобы не испортить вал и цилиндр вмятинами (упор через медные прокладки). При замерах осевого разбега нужно иметь полную уверенность в том, что при осевом перемещении ротора одновременно не происходит осевого перемещения корпуса упорного подшипника. Проверка производится установкой второго индикатора, ножка которого упирается в торец корпуса упорного подшипника.



**Рисунок 18.4.** Упорный подшипник балансирующего типа ХТГЗ. 1—вкладыш подшипника, 2—обойма, 3—уплотнительные кольца, 4—уравнительные сегменты второго ряда, 5—упорные сегменты; 6—уравнительные сегменты первого ряда, 7—установочные полукольца, 8—штифты, 9—полукольца, 10—установочные полукольца, 11—диафрагмы, 12—шайбы стопорные, 13 — болты призонные, 14, 15 — упоры, 16—штифт.

Сравнение результатов проверки осевого разбега с записями предыдущего ремонта показывает величину износа в упорном подшипнике за междуремонтный период эксплуатации.

К баббитовой заливке упорного гребенчатого подшипника предъявляются те же требования, что и к баббитовой заливке опорных подшипников. Проверяется износ заливки, плотность ее схватывания с телом вкладыша, наличие дефектов на поверхности заливки (трещины, раковины, шербины) и равномерность натиров на рабочих поверхностях кольцевых канавок вкладыша.

В гребенчатом упорном подшипнике (рис. 18.1) допустимый осевой разбег ротора принимается по данным завода-изготовителя и обычно находится в пределах 0,3—0,5 мм. Увеличение осевого разбега производится соответствующей шабровкой баббитовой заливки кольцевых канавок вкладышей по следам натиров или краски, получаемых при прокатывании по слегка окра-

шенной гребенке вала. При шабровке для достижения равномерности прилегания гребней вкладыша следует контролировать, чтобы увеличивающийся при этом осевой разбег ротора не вышел из пределов допуска. При необходимости уменьшить осевой разбег ротора приходится перезаливать и производить новую пригонку баббитовой заливки вкладыша до получения с обеих сторон валовой гребенки равномерных зазоров, обеспечивающих необходимый осевой разбег ротора

При подготовке к перезаливке и перед выплавкой старого баббита из кольцевых канавок вкладыша гребенчатого подшипника необходимо проверить наличие чертежа данного подшипника, указывающего точное расположение всех выточек, канавок и скосов в заливке; если чертежа нет, следует сделать точный эскиз с подлежащего перезаливке подшипника.

Перезаливка вкладыша гребенчатого подшипника производится в основном так же, как это

указано в § 17.4 для вкладышей опорных подшипников, с обязательными и тщательными обезжириванием, травлением и лужением. После заливки и обрубки или опиловки лишнего баббита у обеих половин вкладыша простругивается баббит у плоскости разъема и разъем пришабровывается по плите и по краске при наложении обеих половинок одна на другую.

Для расточки на токарном станке обе половины вкладыша стягиваются болтами или хомутом в нормальное рабочее положение. Расточку следует вести с контролем микрометрическим нутромером (штихмасом) и по шаблону. Шаблон изготавливается из листовой стали толщиной 2—3 мм и должен точно соответствовать расположению, ширине и глубине гребней на шейке ротора; с шаблона выполняется точный контршаблон (рис. 18.5), который служит токарю для проверки правильности проточки баббита под гребни.

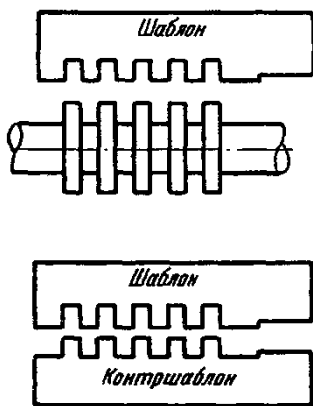


Рисунок 18.5. Снятие шаблона и контршаблона для расточки гребней вкладыша упорного подшипника после перезаливки.

После расточки на станке должна быть обязательно произведена пригонка рабочих поверхностей кольцевых канавок вкладыша по краске к гребням вала. Пришабровка должна производиться одновременно у обеих половин вкладыша с тем, чтобы получить равномерное прилегание опорных поверхностей подшипника по всей окружности с обеих сторон гребней и с соблюдением необходимого зазора. Шапровка должна быть закончена тогда, когда все гребни ротора одновременно касаются всех выточек во вкладыше в обоих направлениях по оси и, кроме того, разбег в упорном подшипнике достигнет величины 0,3—0,5 мм. После шапровки и окончательной пригонки вкладыша гребенчатого подшипника по осевому разбегу в нем выполняются масляные канавки, скосы и фаски по снятому до перезаливки чертежу.

Осевой разбег роторов в сегментных упорных подшипниках не должен превышать величин установленных заводом-изготовителем; для различных конструкций в роторах высокого давления он обычно находится в пределах 0,25—0,50 мм; в роторах низкого давления, имеющих упорные диски большого диаметра, величина осевого разбега доходит до 0,6—0,75 мм, а в некоторых конструкциях — даже до 1 мм. При износе упор-

ного подшипника до величины, превышающей установленный заводом максимально допустимый разбег, последний обязательно должен быть уменьшен; большой разбег может привести к задеваниям в проточной части и к ударной нагрузке на сегменты при резком изменении нагрузки турбины. Также недопустим и осевой разбег меньше нормы, так как это может вызвать зажатие сегментов и их оплавление из-за невозможности поворачиваться для создания масляного клина и жидкостного трения.

Изменение величины осевого разбега у опорно-упорных подшипников, применяемых ЛМЗ в современных конструкциях турбин высокого давления (см. рис. 18.2), производится за счет изменения толщины прокладок под разрезными полукольцами 8 и 9, состоящими из двух половин, на которые опираются рабочие 5 и установочные 6 сегменты подшипника.

У опорно-упорного подшипника турбины Калужского турбинного завода (рис. 18.6), в котором упорным гребнем являются боковые стенки колеса 1 центробежного масляного насоса, изменение величины осевого разбега также производится за счет увеличения или уменьшения толщины регулировочных колец 2; возможность выравнивания в небольших пределах нагрузки на отдельные упорные сегменты достигается опорой рабочих сегментов 5 на специальные упругие элементы 10.

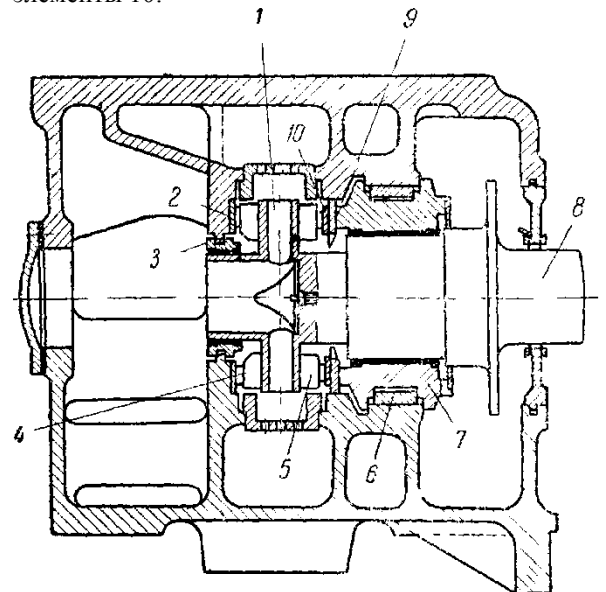


Рисунок 18.6. Опорно-упорный подшипник турбины КТЗ. 1—упорный диск—колесо масляного насоса, 2—регулирующие кольца, 3—уплотнение, 4—установочный сегмент, 5—рабочий сегмент, 6—опорная подушка, 7—вкладыш опорного подшипника, 8—вал турбины, 9—установочные кольца, 10—упругие элементы.

Во всех случаях, когда осевой разбег в упорном подшипнике выходит за пределы допустимого и уменьшить его по условиям конструкции невозможно или когда вследствие износа и шапровок толщина оставшегося слоя баббита на сегментах уменьшилась до 0,8—0,9 мм (вместо

нормальной 1,5 мм), необходимо сегменты, независимо от их состояния, перезалить (§ 18.5) или заменить новыми.

Помимо проверки осевого разбега ротора, необходимо проверить правильность положения и стопорения вкладыша самого упорного подшипника в турбине, что является основным условием получения правильных осевых зазоров в лабиринтовых уплотнениях и в проточной части турбины.

Регулировка осевого положения ротора, имеющего гребенчатый подшипник типа ХТГЗ (см. рис. 18.1), у которого вкладыш состоит из двух половин и соединяется с корпусом опорного подшипника с помощью фланца, производится изменением толщины установочного кольца 3, имеющегося между фланцами вкладыша и опорного подшипника.

Осевое положение сегментного упорного подшипника может быть изменено за счет изменения толщины специальных установочных полуколец 7 и 10 (см. рис. 18.2 и 18.4), заложённых в выточках вкладышей.

Для определения места установки упорного подшипника и необходимой толщины установочных колец нужно измерить полный осевой разбег ротора при открытом цилиндре турбины без упорного подшипника. Этот разбег определяется величиной осевых зазоров на входе и выходе пара в лопаточном аппарате.

Полный осевой разбег ротора определяется при сдвигании ротора, без проворачивания из одного крайнего положения в другое по индикатору, касающемуся какой-либо точки торцевой поверхности ротора. Разность показаний индикатора, замеренных при крайних положениях ротора, показывает полную величину разбега ротора в проточной части турбины. Для исключения ошибок в замерах связанных с недостаточно точной установкой лопаток в осевом направлении, полный разбег ротора проверяют 2—3 раза, поворачивая ротор при каждой последующей проверке на 90° по сравнению с предыдущим его положением.

Упорный подшипник закрепляется подбором толщины и укреплением установочных колец при положении ротора на расстоянии, обеспечивающем необходимые осевые зазоры на стороне входа пара на рабочие лопатки.

Уменьшение толщины установочных колец производится шабровкой по плите после замеров по месту и определения необходимой их толщины; увеличение толщины требует изготовления новых установочных колец соответствующей толщины. Установочные кольца должны заводиться в посадочные места легкими ударами молотка.

### 18.3. РЕМОНТ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА.

Перед разборкой упорного подшипника необходимо произвести щупом замеры радиальных зазоров между валом турбины или втулкой упорного диска и маслозащитными ба-

битовыми поясками 12 вкладыша подшипника (рис. 18.2); ротор должен лежать только на опорном подшипнике и нигде не касаться этих поясков.

Суммарный зазор между шейкой ротора и расточкой корпуса должен находиться в пределах 0,0025—0,0035 от диаметра вала или диаметра валовой втулки в точке замера зазора. При этом внизу зазор измеряется щупом и должен быть равен 1/3, а сверху измеряется по оттиску свинцовой проволоки и должен быть равен 2/3 от суммарного; боковые зазоры устанавливаются равными с обеих сторон вала. Например, если суммарный зазор для вала диаметром 300 мм равен  $300 \cdot 0,003 = 0,9$  мм, то сверху он должен равняться 0,6 мм, внизу 0,3 мм и с боков (с каждой стороны) по 0,45 мм.

Большой зазор сверху требуется для учета всплывания вала на масляной пленке во время работы. Задевания в баббитовых поясках корпуса подшипника, обнаруживаемые по их натиру, могут вызывать вибрации турбины; вибрация эта обычно носит местный характер и для ее устранения необходимо вскрыть упорный подшипник, расшарбить баббитовые расточки и после сборки проверить зазор между шейкой ротора и этими расточками. При увеличенных радиальных и боковых зазорах в указанных расточках следует произвести или перезаливку маслозащитных поясков, или наплавку имеющейся заливки (§ 17.5), если не наблюдается ее отставания от основного тела.

Установочные данные, которыми являются первоначальные замеры положения вала в подшипниках и положения всего вала в осевом направлении, а также все последующие аналогичные замеры должны аккуратно, записываться в формуляры для учета характера изменений, происшедших в процессе эксплуатации, и суждения о необходимости перезаливки того или иного подшипника.

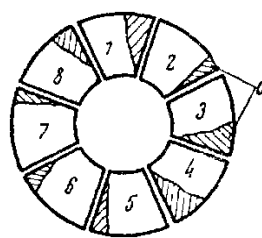


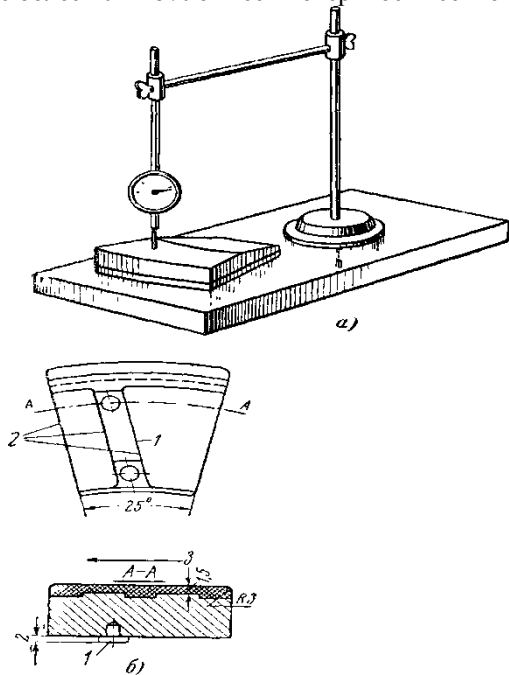
Рисунок 18.7. Зарисовка на кальке следов работы сегментов упорного подшипника. а — следы касания.

При разборке упорного подшипника необходимо убедиться в том, что все болты, сегменты и другие его части имеют точную и ясную маркировку, что имеет большое значение для правильной сборки. Во время ремонта надлежит тщательно проверить и очистить все масляные камеры и каналы корпуса и самого подшипника; частицы песка, грязи и волокон от обтирочных концов, попадая на сегменты и рабочую поверхность упорного гребня сегментного подшипника, могут привести к аварии.



После разборки упорного подшипника необходимо произвести тщательный осмотр состояния его деталей, в особенности сегментов подшипника, упорного диска и вкладыша. Всякие риски, царапины, выбоины, трещинки, а также следы коррозии и наклепа на шлифованных поверхностях упорных дисков мешают образованию непрерывной масляной пленки между трущимися поверхностями; такие поверхности подлежат шабровке и шлифовке (см. ниже). При обнаружении у рабочих поверхностей сегментов отставания баббита от основного тела или при наличии на них посторонних включений сегменты подлежат перезаливке или замене новыми.

Для правильного суждения о работе сегментов следует зарисовать состояние их рабочей поверхности, наложив бумажную кальку на разложенные по порядку сегменты и переводя на нее следы касания и наработки на каждом сегменте (рис. 18.7). Следы работы диска на рабочей поверхности сегментов должны быть равномерными, одинаковыми и заметными только в области наиболее тонкой части масляного клина, занимаемая не более 20—25% от всей поверхности сегмента.



**Рисунок 18.8.** Проверка состояния сегмента упорного подшипника. а — проверка толщины сегмента, б — проверка линии качания и закруглений скосов сегмента.

1-ребро качания, 2 — параллельные линии, 3 — направление вращения упорного диска.

Одним из основных факторов, определяющих надежность работы упорного подшипника, является равномерное распределение нагрузки между сегментами, что определяет несущую способность упорного подшипника. Учитывая, что толщина масляной пленки между упорным диском и сегментами в самом тонком месте клина не превышает 0,01—0,015 мм, следует обратить особое внимание на толщину сегментов, которая у отдельных сегментов одного комплекта не должна различаться больше, чем на 0,01—0,02 мм.

Перегрузка отдельных сегментов, связанная с неравномерным распределением осевых усилий между ними, может вызвать их оплавление; кроме того, разная толщина сегментов может вызвать неравномерное давление на упорный диск, вследствие чего диск и вал будут воспринимать нагрузку с переменным знаком; последнее может привести к усталостным напряжениям в материале вала и, в конечном счете, — к его излому.

Проверка сегментов по толщине производится на точной проверочной плите или с помощью индикатора или таким же путем с помощью рейсмуса и шупа. При проверке сегменты кладутся стороной с баббитовой заливкой на проверочную плиту, а ножка индикатора касается сегмента так, как изображено на рис. 18.8,а. При неудовлетворительных результатах этой проверки сегменты должны быть отшабрены до получения одинаковой толщины (разница не больше 0,01 мм); при этом сегменты должны прилегать к плите по пятнам краски всей своей рабочей поверхностью без всякого зазора с точностью шабровки двух пятен краски на 1 см<sup>2</sup>.

При значительном истирании рабочей поверхности, недостаточной толщине заливки баббита или при отставании баббита от тела сегмента сегменты подлежат перезаливке или замене новыми.

При использовании на подшипниках новых запасных сегментов, кроме проверки качества поверхности, толщины и закруглений входных кромок, необходимых, чтобы избежать нарушений в масляном слое, следует производить проверку одинакового расположения линий качания и направления скосов (рис. 18.8,б). Обычно линии качания сегмента располагаются радиально и делят тыльную (не рабочую) сторону сегмента на участки с отношением 2/5 : 3/5 (рис. 18.3) и с расположением более длинной части со стороны входа масла на сегмент.

В настоящее время в ряде конструкций подшипников такое расположение изменено, так как оно не дает одинакового зазора по длине выходной кромки при работе турбины. При большом числе сегментов и расположении сегментов на большом диаметре, где имеют место большие скорости масла, линия качания располагается не радиально, а параллельно выходной кромке сегмента (рис. 18.8,б), чтобы наибольший щелевой зазор получался у этой кромки на большем радиусе сегмента; такое расположение линии качания обеспечивает более равномерное распределение давления масла, что в свою очередь создает условия для более правильной работы масляного клина и для повышения несущей способности упорного подшипника.

После проверки толщины сегмента на плите необходимо проверить на полностью собранном подшипнике все ли сегменты равномерно касаются упорного диска. Для этого ротор с предварительно наложенным на упорный диск тонким слоем краски (синька, разведенная на керосине) или даже с насухо вытертым упорным диском и

сегментами (краска может исказить результаты), проворачивается с помощью крана или вручную на три—пять оборотов по направлению нормального вращения и с сильным нажатием по оси до упора сначала в направлении хода пара и затем против хода пара. После разборки подшипника по следам краски или натиров судят о равномерности прилегания рабочих и нерабочих сегментов к упорному диску.

При недостаточно равномерном прилегании исправление производится путем шабровки поверхности баббита сегментов. Сегменты должны прилегать к поверхности диска не менее 3/4 поверхности их баббитовой заливки.

Шабровка сегментов может вызвать увеличение осевого разбега ротора, поэтому одновременно с обеспечением равномерного прилегания сегментов необходимо обеспечить осевой разбег ротора в пределах допуска.

Неправильная установка вкладыша, его установка с перекосом могут привести к тому, что, несмотря на одинаковую толщину сегментов, будет наблюдаться их различная приработка.

В опорно-упорных подшипниках ЛМЗ с опорной шаровой поверхностью (см. рис. 18.2) необходимо проверять величину затяжки пружины амортизатора 10, установленного под свисающей частью подшипника и предназначенного для восприятия веса консольной упорной части вкладыша; натяжение пружины, регулируется так, чтобы разъемы вкладыша 1 и обоймы 2 были параллельны между собой; необходимо также проверять прилегание шейки вала по всей длине ее опорной части.

#### 18.4. СНЯТИЕ И ПОСАДКА УПОРНЫХ ДИСКОВ.

Упорные диски и гребенки, если они не выполнены заодно целое с валом, насаживаются на роторы в горячем виде с небольшим натягом—до 0,06—0,08 мм. От вращения в подшипниках, типа приведенного на рис. 18.2, они фиксируются шпонками, от осевого перемещения с одной стороны—буртом 14, а с противоположной—разрезным кольцом (из двух половин) 15, которое закладывается в паз вала и предохраняется от выпадения под действие центробежных сил охватывающим его с натягом 0,1 мм цельным стопорным кольцом 11.

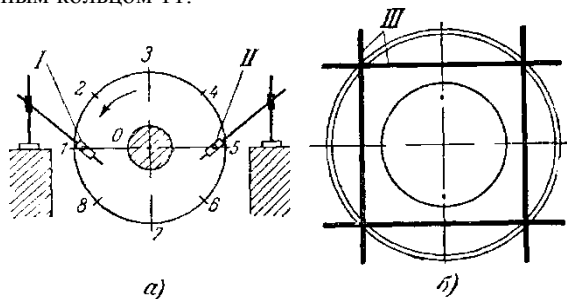


Рисунок 18.9. Проверка упорного диска. а—проверка индикаторами правильности насадки диска, б—проверка диска на плоскостность с помощью линейки и щупа, I и II — индикаторы, III — положение линейки.

Таблица 18.1. Записи показаний индикаторов при проверке осевого биения торца упорного диска.

| Места отсчетов по индикаторам (рис. 189) |    | Показания индикаторов, 0,01 мм |     | Алгебраическая разность показаний, 0,01 мм | Биение диска, 0,01 мм |
|--|----|--------------------------------|-----|--|-----------------------|
| I  | II | I                              | II  |  |                       |
| 1  | 5  | 0                              | 0   | 0  | 0                     |
| 2  | 6  | +2                             | -2  | ±4   | 2                     |
| 3  | 7  | +4                             | -4  | ±8   | 4                     |
| 4  | 8  | +6                             | -6  | ±12  | 6                     |
| 5  | 1  | +8                             | -8  | ±16  | 8                     |
| 6  | 2  | +16                            | +4  | +12  | 6                     |
| 7  | 3  | +14                            | +6  | ±8   | 4                     |
| 8  | 4  | +12                            | +8  | ±4   | 2                     |
| 1  | 5  | +10                            | +10 | 0  | 0                     |

Снятие упорных дисков и гребенок производится после их нагрева паяльными лампами или газовой горелкой равномерно по всей окружности до температуры 120—150° С. Нагрев для обратной посадки производится погружением в кипящую воду или в горячее масло.

При ремонте, особенно в случаях, если производилось снятие с вала упорного диска или гребенки, необходимо произвести проверку строгой перпендикулярности рабочей поверхности диска или гребенок по отношению к оси вала; перекося и отклонения от плоскостной формы (конусность) вызывают неравномерное распределение нагрузки между отдельными сегментами упорного подшипника или выточками во вкладыше подшипника гребенчатого типа и значительно снижают несущую способность подшипника.

Проверка производится установкой двух индикаторов, закрепленных на плоскости разреза у упорного подшипника с двух диаметрально противоположных сторон его на одинаковом радиусе от оси вала (рис. 18.9,а). Ножки индикаторов должны быть перпендикулярны к поверхности и должны касаться рабочей торцевой поверхности упорного диска или гребенки на уровне плоскости разреза.

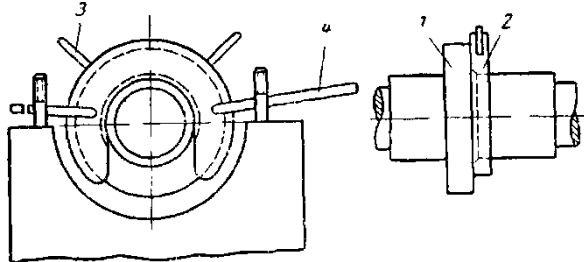
В табл. 18.1 приведен пример записи показаний индикаторов при проворачивании ротора и совпадении ножек индикаторов с каждым из восьми отверстий под болты соединительной муфты, что обеспечивает получение сравнимых данных в течение ряда лет. Данные таблицы позволяют найти алгебраические разности показаний обоих индикаторов по каждой паре измерений и после приведения к нулю по наибольшему их значению определить величину и направление перекося торца упорного диска.

Если при проворачивании ротора показания индикаторов совпадают или наибольшая разница в их показаниях не превышает 0,03 мм, то насадка упорного диска или гребенки считается удовлетворительной. Превышение этой разницы при хорошем состоянии поверхности упорного

диска или гребенки указывает на насадку с перекосом. Для устранения перекоса необходимо снять диск или гребенку, проверить, имеется ли необходимый натяг (разница в диаметрах расточки диска и шейки вала в месте посадки), проверить состояние шпонки и шпоночной канавки, после чего произвести повторную посадку диска.

При небольшой разнице, указываемой индикаторами, при наличии небольшой конусности, что проверяется по величине зазора между линейкой и поверхностью упорного диска (рис 18.9,б), а также при наличии на упорном диске рисок и неглубоких забоин можно ограничиться шабровкой и шлифовкой рабочей поверхности диска, не снимая его с вала.

Шабровку производят по краске с шабровочной плитой (чугунный притир), выполненной в виде кольца толщиной 15—20 мм с вырезом в его нижней части; внешний диаметр притира должен быть больше диаметра упорного диска, а его внутренний диаметр выполняется по диаметру втулки упорного подшипника (рис. 18.10), которая является базой для притира. Шабровка упорного диска ведется по следам краски до получения равномерного распределения краски по всей торцевой поверхности диска и получения осевого биения (биение торца диска) не более 0,02 мм, которое проверяется двумя индикаторами.



**Рисунок 18.10.** Чугунный притир для шабровки и шлифовки упорного диска. 1—упорный диск, 2—притир, 3—рукоятки для вращения притира, 4—рычаги для прижатия притира к диску.

По окончании шабровки рабочая поверхность притира покрывается тонким слоем наждачного порошка (№ 250—300), порошка карбида бора № 180—200, или пасты ГОИ, разведенной на керосине. После прижатия притира к упорному диску притир поворачивается на 30—50° в ту и другую сторону; в процессе шлифования периодически ротор поворачивается на 90°, 180° и т.д., что обеспечивает равномерность шлифовки всей поверхности диска. Шлифовка заканчивается после получения чистой и гладкой поверхности упорного диска.

При наличии глубоких рисок, шероховатости и осевого биения, превышающего 0,07—0,08 мм, необходимо предварительно проточить диск, а затем шабрить его и шлифовать. Для проточки ротор, лежащий на опорных подшипниках, распирается против осевых перемещений, после чего при его вращении производится проточка и последующая шлифовка упорного диска или гребенки.

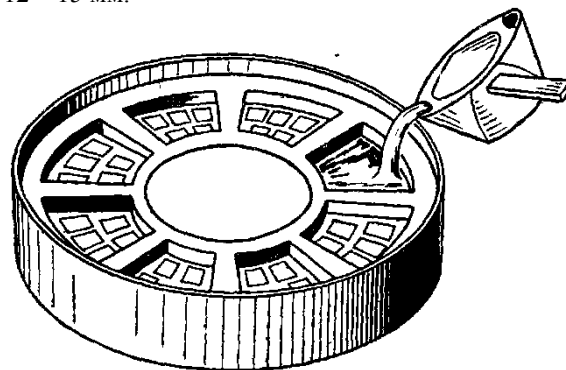
## 18.5. ПЕРЕЗАЛИВКА СЕГМЕНТОВ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА.

Толщина слоя заливки баббита на сегментах должна быть меньше минимального осевого зазора между рабочими и направляющими лопатками; благодаря этому в случае выплавления баббита из сегментов во время работы турбины упорный диск вала упрется в основное тело сегмента (бронза или сталь) и соприкосновения в лопаточном аппарате при этом не произойдет. Если толщина баббитовой заливки будет больше, то выплавление баббита на сегментах вызовет задевание в проточной части и поломку лопаточного аппарата турбины. Исходя из указанного толщина баббитовой заливки сегментов, определяемая допустимым сдвигом ротора в осевом направлении, составляет примерно 1,5 мм.

При необходимости перезаливки старый баббит должен быть полностью выплавлен из сегментов без оставления его остатков в выточках и углублениях.

Перезаливка сегментов должна производиться при соблюдении всех условий, указанных для перезаливки вкладышей опорных подшипников. Успех перезаливки целиком зависит от правильной подготовки поверхности сегментов (очистка, обезжиривание, протравление и лужение), от соблюдения правильных температур заливаемого сегмента и расплавленного баббита, а также и от качества заливки.

Заливка производится после укладки сегментов в форму, выполненную из кровельного железа (рис. 18.11), с высотой, определяемой толщиной тела сегмента, плюс необходимая толщина заливки сегмента и плюс припуск на обработку и на отсутствие усадочных раковин. Этот припуск для сегментов должен быть не меньше 12—15 мм.



**Рисунок 18.11.** Заливка сегментов упорных подшипников баббитом.

Форма заполняется смесью из 80% обыкновенной тонкоразмолотой печной глины (по весу) и 20% волокнистого асбеста, разведенной водой до тестообразного состояния. В эту массу вдавливаются сегменты, после чего форма тщательно просушивается и перед заливкой баббитом подготавливается до 300—350° С.

После заливки баббитом имеющим температуру 400—420° С, целесообразно для удаления газов и уплотнения баббита встряхнуть несколько

раз форму и, накрыв ее сверху асбестовым листом, охлаждать снизу.

После остывания баббит должен плотно пристать к телу сегмента, что является основным условием его удовлетворительной работы. Проверка плотности приставания баббитовой заливки к телу сегмента может быть произведена способами, указанными в § 17.2 или, что более надежно, ультразвуком (§ 17.4).

Качество заливки должно проверяться также после механической обработки, производимой после установки сегментов на станке по индикатору в специально изготовленную оправку. После обработки, производимой по чертежным размерам с припуском на шабровку 0,05—0,06 мм, на поверхности баббитовой заливки не должно быть посторонних включений, раковин и пористости; заливка должна иметь тускло-серебристый цвет без желтизны и желтых пятен, и излом—однородное и мелкозернистое строение.

После шабровки сегментов, производимой по плите и краске с проверкой индикатором для обеспечения их одинаковой толщины, равномерного прилегания к упорному диску и создания необходимого осевого разбега производится закругление кромок баббита. Закругление особенно необходимо со стороны входа масла на сегмент, так как острые кромки создают затруднения для прохода масла между трущимися поверхностями; обычно радиус округления на входе масла выдерживается в пределах 2—4 мм.

## **18.6. СБОРКА УПОРНОГО ПОДШИПНИКА.**

При сборке необходимо обратить внимание на маркировку сегментов, чтобы обеспечить правильное положение сегментов по отношению к направлению вращения упорного диска и правильную сборку сегментов правого и левого вращения, в особенности, когда они имеют одинаковые размеры и отличаются только положением скосов и линий качания.

При полностью собранном упорном подшипнике и насухо вытертых упорном диске и сегментах необходимо, как это указано в § 18.3, проверить по натирам совместное прилегание рабочих поверхностей упорного диска и сегментов при вращении диска и его отжатии как по ходу пара, так и в противоположную сторону. Только такая тщательная проверка может обеспечить безусловное и полное прилегание упорных

сегментов к упорному диску, что необходимо для равномерного распределения осевых усилий по всей рабочей поверхности сегментов; несоблюдение этого условия вызовет во время работы турбины перегрузку отдельных сегментов, выплавление баббита и аварию турбины, связанную со сдвигом ротора.

Необходимо проверить состояние и плотность пригонки контрольных шпилек, обеспечивающих точность взаимного соединения верхней крышки или вкладыша с корпусом подшипника; при свободном входе шпилек в свои отверстия, что может привести к перемещению крышки или вкладыша во время работы турбины, шпильки подлежат замене. Одновременно с этой проверкой производится проверка плотности прилегания разъема верхней крышки к корпусу подшипника. При свободной укладке крышки или вкладыша на свое место с установленными контрольными шпильками и легкой затяжке болтами никаких зазоров в их разъеме, проверяемом щупом, быть не должно.

При сборке необходимо соблюдать меры предосторожности против загрязнений, проверять все детали, масляные каналы и отверстия в отсутствии каких-либо повреждений, обеспечить установку всех деталей в соответствии с их маркировкой и принимать необходимые меры против самоотвинчивания и изменения их положения в процессе работы турбоагрегата.

При первом пуске турбины после ремонта должно быть установлено тщательное наблюдение за работой упорного подшипника. Это наблюдение должно вестись прослушиванием, наощупь, по температуре рабочей поверхности упорных сегментов. Контроль за температурой баббитового слоя выходной кромки каждого упорного сегмента, замеряемой термометрами или термометрами сопротивления, предусмотрен почти на всех современных турбинах (К-100-190, К-150-130, К-200-130 и др.).

После небольшого периода работы (8-10 ч) желательнее, а после перезаливки сегментов обязательно турбину остановить, вскрыть упорный подшипник, проверить его состояние и, в случае надобности, подшабрить сегменты.

При ненормальной работе упорного подшипника (нагрев, вибрация и пр.) следует остановить турбину для вскрытия и осмотра упорного подшипника.

## **19. РЕГУЛИРОВАНИЕ.**

### **19.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ.**

Система регулирования в основном служит для автоматического поддержания соответствия между мощностью, развиваемой паром в турбине, и мощностью, отдаваемой электрическим генератором в сеть, при постоянном числе оборотов. В турбинах различных назначений и конструкций к

числу регулируемых параметров относятся также: давление отбираемого пара (конденсационные турбины с отбором), давление отработанного пара (турбины с противодавлением) и др.

От четкого и правильного процесса регулирования зависит надежность и экономичность работы турбины. В практике эксплуатации нередки случаи, когда разладка и дефекты в системе регулирования, вызванные небрежно проведенным ремонтом, приводили к тяжелым авариям с

турбоагрегатами вплоть до их полного выхода из строя.

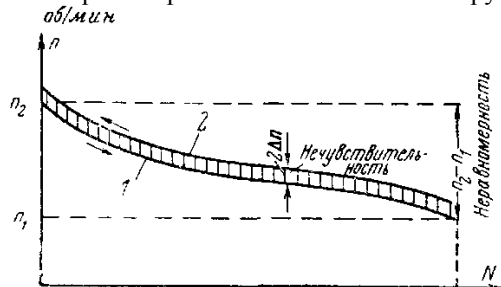
Важнейшими требованиями, которым должны удовлетворять системы регулирования, являются: быстрдействие, устойчивое поддержание числа оборотов при изменениях режима от холостого хода до полной нагрузки и удержание оборотов при мгновенных и полных сбросах нагрузки; вызываемое сбросами нагрузки кратковременное повышение числа оборотов не должно вызывать срабатывания предохранительного выключателя турбины.

При параллельной работе турбоагрегата на общую сеть дефекты в работе регулирования в течение длительного времени могут не ощущаться вследствие того, что частота сети, определяющая число оборотов агрегата, поддерживает их на нормальном уровне. Эти дефекты сказываются: при холостом ходе турбины, когда регулирование не держит нормальных оборотов турбины; при сбросах нагрузки, когда надежность работы турбины обеспечивается только исправным действием предохранительного выключателя; в эксплуатации, когда ненормальности в работе регулирования приводят к колебаниям нагрузки, к потерям, связанным с вредным дросселированием, и др.

Сказанное определяет необходимость тщательного осмотра, ремонта, сборки и наладки высококвалифицированным персоналом системы регулирования при каждом ее ремонте.

Для наладки и эксплуатации системы регулирования большое практическое значение имеют специальные испытания, производимые до и после капитального ремонта, для получения данных и построения статической характеристики регулирования. Если капитальные ремонты турбин производятся не ежегодно, снятие статических характеристик регулирования должно производиться не менее одного раза в год во время текущих ремонтов.

Статическая характеристика изображается в виде двух параллельных кривых 1 и 2 (рис. 19.1), которые показывают, как при нормальных условиях работы турбоагрегата на самостоятельную электрическую сеть (номинальные параметры пара и нормальная тепловая схема) и при неизменном положении синхронизатора изменяется число оборотов при плавном изменении нагрузки.



**Рисунок 19.1.** Статическая характеристика регулирования скорости. 1—уменьшение числа оборотов при увеличении нагрузки, 2 — повышение числа оборотов при снижении нагрузки.

Устойчивая работа регулирования во всем диапазоне изменения нагрузки обеспечивается, если статическая характеристика имеет общий постоянный уклон, не имеет горизонтальных участков и каждому числу оборотов отвечает только одна возможная нагрузка. Наличие на статической характеристике горизонтального участка вызовет неустойчивую работу турбины, так как нагрузка такой турбины при малейшем изменении часто ты в сети будет произвольно меняться на величину, соответствующую длине горизонтального участка характеристики. Из этих кривых видно, что максимальной нагрузке турбины, при которой имеет место максимальный пропуск пара (наибольшее открытие паровпускных клапанов), соответствует наименьшее число оборотов  $n_1$  и, наоборот, наибольшее число оборотов  $n_2$  соответствует холостому ходу.

Разность между наибольшим и наименьшим числом оборотов, отнесенная к номинальному числу оборотов  $n_{ном}$  и выраженная в процентах, называется степенью неравномерности системы регулирования:  $\delta=(n_2-n_1)/n_{ном}$ .

В современных турбинах неравномерность регулирования должна быть в пределах  $4\pm 1\%$ . Уменьшение неравномерности ниже 3% ведет к уменьшению разгона турбоагрегата при сбросе нагрузки, но вызывает неустойчивую работу системы регулирования; повышение неравномерности выше 5% ведет к увеличению динамического заброса оборотов при сбросе полной нагрузки.

Кривые 1 и 2 (рис. 19.1) снимаются при одних и тех же условиях работы турбоагрегата, но кривая 1 снимается при уменьшении оборотов, а кривая 2—при повышении. При снятии кривых необходимо следить, чтобы изменение числа оборотов происходило в одном направлении, так как даже кратковременное увеличение оборотов при снятии кривой 1 или уменьшение оборотов при снятии кривой 2, не даст возможности правильно построить эти кривые.

Несовпадение кривой, снятой при уменьшении оборотов, с кривой, снятой при повышении оборотов, определяет степень нечувствительности регулирования  $\epsilon=2\Delta n/n$ .

Процесс регулирования протекает удовлетворительно, если степень нечувствительности для систем регулирования скорости с рычажными связями не превышает 0,5% от номинального числа оборотов; для систем гидродинамического регулирования степень нечувствительности должна быть не более 0,3%.

Увеличение нечувствительности ухудшает качество работы регулирования, так как вызывает отставание действия регулирования (опоздание перемещения сервомоторов и регулирующих клапанов при изменении числа оборотов); это отставание вызывается наличием трения, заедания, износа, перекосов и искривлений в деталях регулирования (в сервомоторах, золотниках, штоках, передаточно-рычажных соединениях и др.) и возникновением связанных с этими дефектами слабых, игры и мертвых ходов.

В некоторых случаях большая нечувствительность может при работе на общую сеть приводить к качаниям (сбросам или набросам) нагрузки, а при работе на изолированную сеть к колебаниям числа оборотов. Причину плохого подчинения турбоагрегата управлению синхронизатором также в первую очередь следует искать в увеличении нечувствительности, которая может накапливаться в процессе эксплуатации в результате заеданий, износа и слабину шарнирных соединений регулятора, рычажной передачи от регулятора к золотнику, искривления штоков клапанов, коробления втулок штоков, попадания окалины и т.д.

Таким образом, если по полученной при указанных испытаниях статической характеристике регулирования будет установлена неравномерность выше 5% или ниже 3% и нечувствительность выше 0,5%, необходимо произвести ремонт и наладочные работы по системе регулирования.

Ремонт и настройка регулирования имеет целью обеспечить такое взаимодействие всех его элементов, при котором турбоагрегат может работать нормально как на изолированную электросеть, так и при параллельной работе с другими турбоагрегатами на общую электросеть при любом режиме нагрузки, задаваемом эксплуатацией и предусмотренном заводом-изготовителем.

В систему регулирования входят: регулятор скорости, сервомоторы, золотники, обратная связь, передаточные устройства регулятора скорости, золотников, сервомоторов и регулирующих клапанов.

Вместо систем регулирования с механическими рычажными связями, шарнирными соединениями и главным объемным масляным насосом (шестеренчатым или винтовым), связанным червячной или зубчатой передачей с передним концом вала турбины, в современных турбоагрегатах применяются главным образом системы гидродинамического регулирования.

Вместо механических рычажных связей эти системы имеют гидравлические связи, а вместо объемных масляных насосов—центробежные масляные насосы, непосредственно насаженные на передний конец вала турбины или на отдельный вал, соединенный с передним концом вала турбины гибкой муфтой или шлицевым валом; при этом применяется или один центробежный масляный насос, который, наряду с подачей масла в систему смазки подшипников, выполняет роль импульсного органа по изменению числа оборотов гидродинамического регулятора скорости, или два центробежных насоса, из которых один обеспечивает систему смазки, а другой является только импульсным датчиком системы регулирования.

Большое разнообразие систем регулирования у турбин различных заводов и различных назначений требует индивидуального подхода в решении вопросов ремонта и проверки отдельных деталей каждой системы регулирования.

Согласно ПТЭ система регулирования турбины должна удовлетворять следующим требованиям:

1) устойчиво удерживать турбину на холостом ходу при полностью открытых запорных задвижках;

2) обеспечивать при изменении нагрузки плавное (без толчков) перемещение регулирующих клапанов;

3) обеспечивать плотное закрытие клапанов автоматического затвора (стопорных клапанов свежего пара); у турбин с давлением пара 90 ат и выше плотность закрытия этих клапанов может быть признана удовлетворительной, если при их полном закрытии установившаяся скорость вращения ротора не превышает 50% от номинального значения.

## **19.2. РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ.**

В турбинах, где в качестве регуляторов скорости применяются центробежные регуляторы, каждому положению муфты регулятора, определяющему открытие паровпускных клапанов и соответственно нагрузку турбины, соответствует определенное число оборотов.

При разборке регулятора скорости необходимо обратить внимание на удаление вала регулятора из корпуса до вывода из зацепления червячной передачи, так как нередко небрежное удаление приводит к повреждениям отдельных частей и деталей регулирования.

Обычными неисправностями регулятора скорости являются: заедание или разработка в шарнирных соединениях и рычажных передачах от грузов к муфте регулятора, заедание грузов, заедание и ослабление главных пружин грузов регулятора и дополнительных пружин синхронизатора, разработка, и изгиб шпинделя, стягивающего грузы регулятора, разработка в направляющих и опорных катках, пластинках, призмах и опорных ножах грузов регулятора, излом опорных призм и ножей, недостаточная смазка деталей регулятора и др. Такого же рода дефекты в виде разработки шарнирных соединений и деформации тяг наблюдаются и в передаточно-рычажных устройствах между муфтой регулятора скорости, золотником, шайбой обратной связи, сервомоторами и регулируемыми клапанами.

Наличие заеданий, задеваний, разработки, перекосов и изломов в отдельных деталях регулятора скорости обычно нетрудно обнаружить по следам касаний, натиров и выработок и при тщательном осмотре регулятора после разборки и замерах для определения величины и характера дефекта. Эти дефекты должны устраняться правильной выверкой зазоров в соприкасающихся между собой и взаимно перемещающихся деталях, а также пригонкой или заменой соответствующих деталей; последнее главным образом, относится к шпинделям шарнирных соединений, к шпинделю стягивающему грузы регулятора, к каткам, опорным пластинкам, призмам и опорным ножам грузов.

Шарнирные соединения должны быть подогнаны без какой-либо игры, но недопустима и слишком плотная пригонка, так как это приведет к недопустимому значительному повышению трения. Искривления тяг должны быть устранены правкой или, при значительной деформации, тяги должны быть заменены новыми.

При устранении задеваний пружин центробежного регулятора и пружины синхронизатора необходимо учитывать, что диаметр пружин регулятора при их растяжении уменьшается, а диаметр пружины синхронизатора при ее сжатии увеличивается; кроме того, при работе пружин могут иметь место их искривления; в связи с указанным зазоры между пружинами и деталями, с которыми они могут соприкасаться в работе, должны быть установлены не менее 1 мм.

При сборке регулятора и всей системы регулирования все детали следует собирать в последовательности, обратной тому порядку, который принят при разборке, пользуясь для этого маркировкой деталей. Для предотвращения самоотвинчивания и обеспечения надежности соединения и крепления деталей особое внимание должно уделяться установке контргаяк, стопорных шайб, шплинтов и других средств крепления и стопорения. Не следует производить перемену местами даже одинаковых деталей, так как это может вызвать ухудшение работы; например, перемена местами грузов может вызвать разбалансировку и вибрацию регулятора.

Между муфтой и валом регулятора должно быть проверено наличие зазора 0,05—0,1 мм на диаметр; зазор в подшипнике регуляторного вала, принимаемый в пределах 0,0012–0,0018 от диаметра вала, должен обеспечивать свободное вращение вала.

Отсутствие мертвых ходов и заеданий проверяется при сборке регулятора, до установки главных пружин, путем передвижения вручную различных частей одной относительно другой в нужном направлении и наблюдения за свободным их перемещением из любого положения без игры.

При сборке обязательно должны быть проверены: отсутствие кривизны вала центробежного регулятора и правильность его центровки с валом масляного насоса (неточность центровки не должна превышать 0,02 мм), величина осевого разбега вала регулятора, которая не должна превышать 0,15—0,25 мм, правильное перекрытие золотниками окон втулок (перекрыша золотников), надлежащее крепление стяжек между пружинами регулятора и др.

Сборка регулятора и передаточно-рычажных соединений может считаться удовлетворительной, если при неизменном положении муфты регулятора мертвый ход сервомотора не превышает 3% от максимального его хода. Это перемещение проверяется на стоящей собранной после ремонта турбине при пущенном вспомогательном масляном насосе простым поднятием вручную золотника, что вызовет перемещение сервомотора на величину имеющегося мертвого хода. При сборке необходимо проверить все мас-

ляные каналы и тщательно продуть трубки подвода и спуска масла для обеспечения хорошей смазки деталей регулятора.

Установка и затяжка главных пружин регулятора должна быть произведена по размеру, замеренному до ремонта, с проверкой возможности полного рабочего хода муфты регулятора. Если в процессе длительной эксплуатации из-за ослабления пружины требуются затяжки, значительно превышающей первоначальную, их необходимо заменить новыми с предварительной проверкой их характеристик (§ 4/4).

При замене пружин следует иметь в виду, что жесткие пружины могут вызвать повышение степени неравномерности регулирования. Слишком слабые пружины могут потребовать такой затяжки, при которой витки пружины сомкнутся, что недопустимо, так как это вызовет ограничение рабочего хода муфты при нормальном разбеге грузов; по этим же соображениям не рекомендуется подкладывать шайбы под пружины для увеличения их натяга. Недопустимость взаимного касания витков в равной степени относится и к дополнительной пружине синхронизатора, так как это также может повести к ограничению хода муфты регулятора.

После сборки должен быть проверен максимальный ход муфты регулятора, зависящий от положения ограничительных упоров перемещения муфты или грузов регулятора. Этот ход регулятора должен быть больше рабочего, необходимого для принятия турбиной нагрузки от холостого хода до полной.

Между положением муфты, при котором достигается полное закрытие клапанов, и верхним ограничителем хода муфты должен оставаться запас, который должен составлять 0,25–0,3 рабочего хода муфты; такой запас необходим для того, чтобы в случае сброса нагрузки муфта имела возможность подняться выше положения, которое соответствует полному закрытию сервомотора; это будет способствовать ускорению закрытия регулирующих клапанов, а, следовательно, уменьшит заброс оборотов турбины.

Если при проверке перемещения сервомотора при положении синхронизатора, соответствующем максимальному числу оборотов, окажется, что сервомотор полностью закроет клапаны в момент, когда муфта регулятора почти достигнет верхнего ограничителя, это покажет, что запас хода муфты меньше 0,25 рабочего хода; в этом случае следует изменить длину подвески золотника или длину передаточно-рычажной тяги так, чтобы сервомотор закрыл клапаны при более низком положении муфты регулятора, что и дает необходимый запас хода муфты.

В гидродинамических системах регулирования, не имеющих центробежных регуляторов и большого количества сложных подвижных элементов, износ и неправильная выверка которых приводят к пульсациям и аварийным простоям турбин, также возможны пульсации, вызывающие неустойчивую работу золотников и связанных с ними сервомоторов. Эти пульсации могут вызы-

ваться скоплением воздуха в сервомоторе, пульсирующим давлением масла, создаваемым центробежным масляным насосом в случае значительного содержания воздуха в масле, и др. Наряду с мероприятиями по эффективному удалению воздуха из масла и обеспечением устойчивого давления масла, создаваемого центробежным насосом, необходимо в этих случаях проверить правильность перекрыш у золотников.

### **19.3. КЛАПАНЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАТВОРА, РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ЗАЩИТНЫЕ КЛАПАНЫ.**

Назначение клапанов автоматического затвора (стопорных клапанов)—в аварийных случаях при ручном или автоматическом воздействии предохранительных выключателей мгновенно прекращать доступ пара в турбину путем отключения паропроводов свежего пара.

Назначение защитных клапанов—в аварийных случаях при ручном или автоматическом воздействии предохранительных выключателей и закрытии клапанов автоматического затвора, отключать паропроводы промежуточного перегрева для закрытия доступа пара в цилиндр среднего давления и предотвращения тем самым разгона турбины паром из промперегрева.

Назначение регулирующих клапанов — включать и отключать группы сопл и дросселировать пар при изменениях нагрузки.

Ко всем указанным клапанам предъявляются следующие требования: 1) быстродействие и высокая плотность; в закрытом положении клапан должен надежно закрывать доступ пара в турбину; 2) наименьшие потери от дросселирования при полностью открытом клапане; 3) механическая надежность клапана, которая обеспечивает работу деталей без износа и тем более без поломок.

В процессе разборки колонок, регулирующих клапанов, кулачкового распределительного устройства, рычагов, вертикальных тяг, соединяющих колонки боковых регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД с кулачковым распределительным устройством, и всех других элементов парораспределения (рис 19.2) должны быть зафиксированы состояние, взаимное положение, зазоры, размеры и нанесены, при отсутствии, метки, необходимые для обеспечения после ремонта быстрой и правильной сборки деталей. Эти данные необходимы также для правильной установки парораспределения, при котором поворот кулачкового вала ведет к правильной последовательности открытия клапанов с соответствующей перекрышей открытия последующего клапана по отношению к полному открытию предыдущего клапана,

В эксплуатации нарушения плотности клапанов вызываются такими дефектами, как разьедание клапанов паром, раковины на седлах и уплотняющих кромках клапанов, заедание клапанов

на седлах и штоков во втулках, коробление клапанов и др. Нарушение правильности открытия и закрытия клапанов может быть вызвано неправильностью регулировки тяг (в турбине К-200-130 зазор между роликом и окружностью наименьшего радиуса кулака при холодном состоянии и закрытых клапанах должен быть равен  $5 \pm 0,2$  мм) и соединения штока клапана с колонкой (зазор в этом соединении между шайбой и прижимным кольцом должен быть равен 0,05 мм).

Нарушение правильной работы клапанов может быть вызвано также неправильным методом ремонта или неопытностью персонала, применяющего, например, для увеличения радиальных зазоров, необходимых для предупреждения заедания клапанов на седлах, расточку клапанов выше допускаемой. Такое увеличение радиальных зазоров между посадочными поверхностями клапанов и седел, при наличии свободы перемещений клапана на штоке, вызывает боковые смещения клапанов, вследствие чего происходит неправильная их посадка на седла.

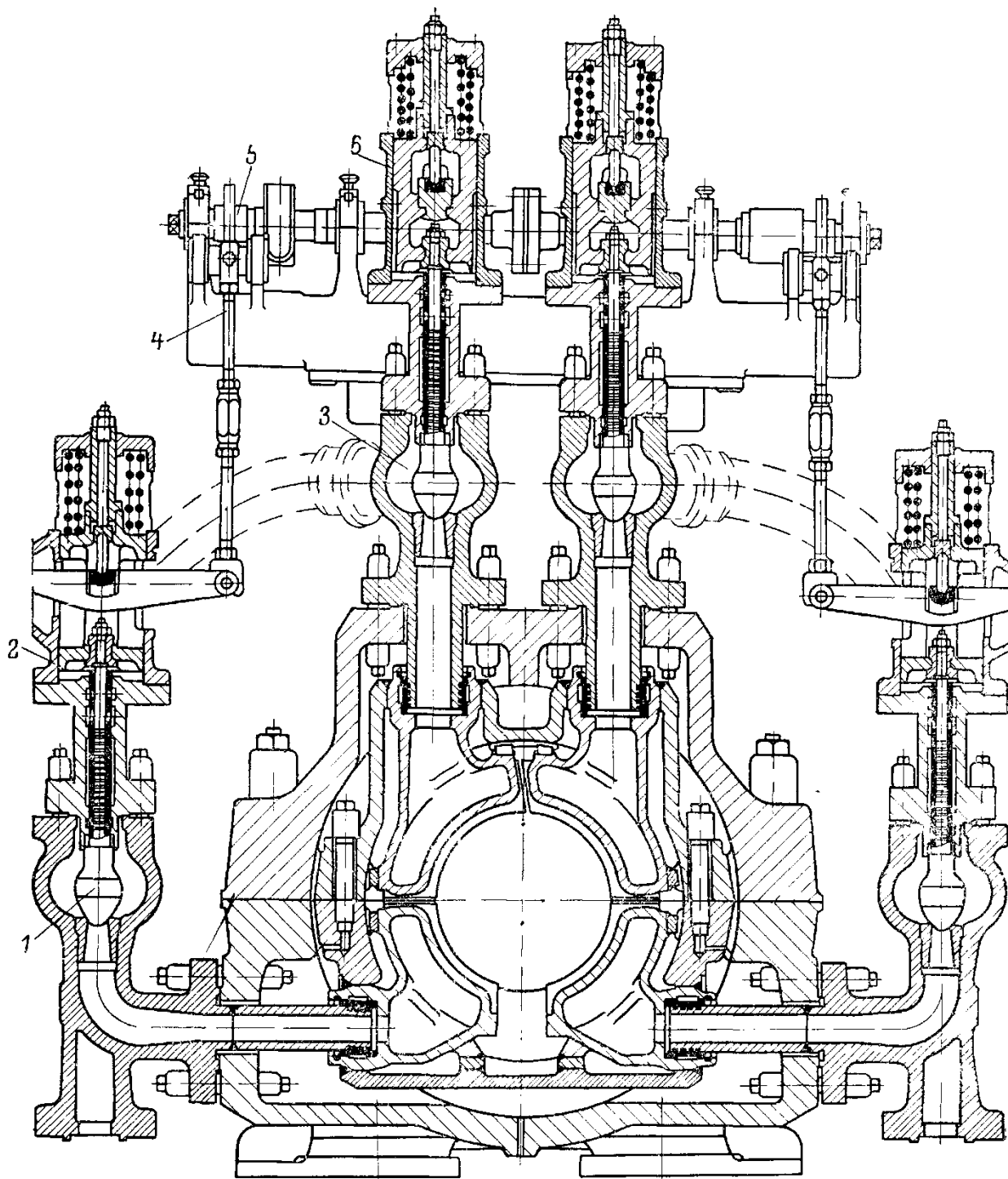
Достижение плотности клапанов, особенно двухседельных, является достаточно трудной задачей; на решение этой задачи при ремонте следует обратить самое серьезное внимание, так как плотность клапанов имеет решающее значение для быстрой остановки турбины при аварийных режимах. Из-за дефектов регулирующих клапанов и недержания турбиной холостого хода наблюдались неоднократные случаи разгона и разрушения турбин.

Преимуществом двухседельного клапана является значительное уменьшение паровых усилий, действующих на его шток, но сделать двухседельный клапан достаточно плотным в работе—затруднительно; объясняется это сложностью обеспечить одновременное закрытие обеих кромок клапана и надлежащее контактное напряжение, достигаемая притиркой плотность в холодном состоянии нарушается при его нагреве.

В односедельных клапанах не удается осуществить достаточно полное уравнивание паровых усилий, но, учитывая возможность достижения и поддержания в эксплуатации большой паровой плотности, в турбинах среднего и особенно высокого давления применяются исключительно односедельные регулирующие клапаны.

Плотность клапанов при ремонте достигается притиркой клапанов к седлам, производимой самым мелким наждачным порошком с маслом и пастой ГОИ. Притирку следует производить при установке на место крышек паровых коробок, что обеспечивает большую плотность прилегания посадочных поверхностей клапанов к седлам. Вращение клапанов при притирке обычно производится с помощью хомута, укрепляемого на штоке (рис. 19.3,а); этим хомутом можно производить также и подъем клапана вместо подъема с помощью рыма и восьмерки (рис. 19.3,б).





**Рисунок 19.2.** Поперечный разрез цилиндра высокого давления турбины СВК-150-170 ЛМЗ по регулирующим клапанам и сопловым сегментам. 1, 3—регулирующие клапаны, 2,6—колонки клапанов, 4—рычаг клапана, 5—кулачок клапана.

У двухседельных клапанов типа, изображенного на рис. 19.3,в, притирка сначала производится только к одному нижнему седлу; по окончании этой притирки на место устанавливается верхнее седло и клапан притирается к нему с расчетом, чтобы в холодном состоянии между нижним седлом и соответствующей уплотняющей кромкой клапана оставался зазор  $\delta$ , величина которого принимается равной  $0,0005—0,0008$  от высоты клапана  $h$ . При притирке рюмочных клапанов типа, изображенного на рис. 19.3,з, следует в холодном состоянии оставлять между клапаном

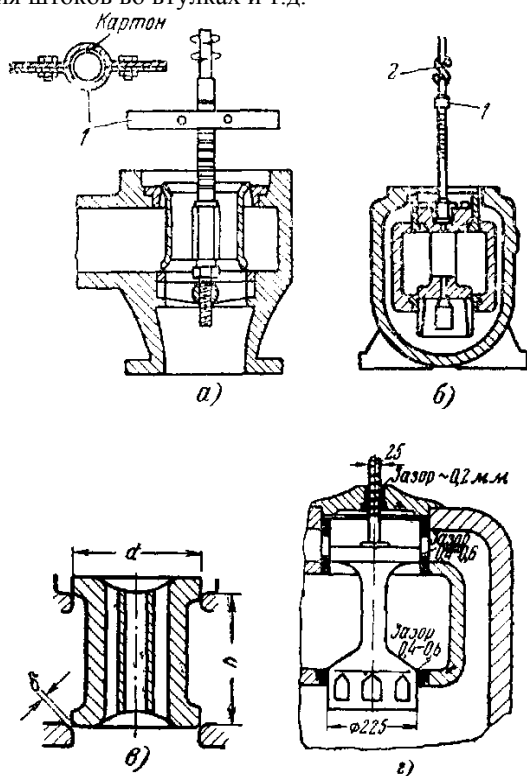
и седлом в верхней и нижней частях зазор  $0,4—0,6$  мм (на диаметр).

Эти зазоры обеспечивают плотную посадку и предупреждают заедания клапанов в работе при нормальном нагреве в связи с тем, что клапаны имеют обычно несколько большие температурные расширения, чем их корпуса, охлаждающиеся снаружи окружающим воздухом; при улучшении качества изоляции корпуса разница в температурных расширениях уменьшается и зазор в холодном состоянии может быть соответственно уменьшен.

При ремонте особое внимание должно быть уделено проверке плотности посадки седел клапанов; в ряде случаев ослабление посадки седел клапанов, устанавливаемых в расточку парового корпуса с прессовой посадкой (0,03—0,05 мм) вызывалось более быстрым разогревом седла по сравнению с корпусом клапана.

При обнаружении ослабления или износа и необходимости смены втулок и седел в корпусе клапана посадка новых втулок и седел должна выполняться с допусками плотной посадки. В некоторых случаях металлизация старых седел до получения требуемого натяга дает возможность их дальнейшего использования, в особенности, если имеется возможность произвести зачеканку седел путем начеканивания металла паровой коробки на фаску размером 3—4 мм, которую в этом случае следует проточить на наружной верхней поверхности седла.

Распространенными дефектами в клапанах являются заедания и перекосы в пружинах, заедания штоков во втулках и т.д.



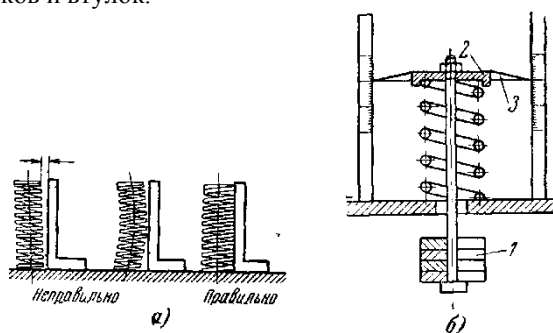
**Рисунок 19.3.** Регулирующие двухседельные клапаны. а — хомут (1) для вращения клапана при притирке; б — выемка клапана с помощью колпачкового рыма (1) и восьмерки (2); в, г. — типы двухседельных клапанов.

Заедания и перекосы в пружине, вследствие которых может происходить износ деталей регулирующего клапана, нередко вызывается кривизной оси пружины или неправильной обработкой торцевых срезов. Пружины должны иметь хорошо заторцованные и строго параллельные опорные витки перпендикулярные оси пружины. Проверка правильности оси пружины производится с помощью плиты и угольника (рис. 19.4,а). Если обнаруживается отклонение от оси пружины у ее верха, необходимо на наждачном

точиле произвести обточку опорной поверхности пружины.

В случае необходимости замены пружин новыми качество их изготовления должно быть проверено не только на соответствие их характеристик требованиям установки, но и на отсутствие перекосов и искривлений их осей. Такая проверка может быть произведена на простой установке, схема которой показана на рис. 19.4,б; при проведении проверки во время нагружения пружины грузами 1 перемещение верхней тарелки 2, контролируемое указателями 3, должно быть строго параллельным, а центр сжимающейся пружины должен сохранять свою первоначальную ось без искривления.

Причинами заеданий штоков чаще всего являются: отложения солей, ржавление, выработка, задиры и искривление штоков, а иногда неодинаковость температурных деформаций штоков и втулок.

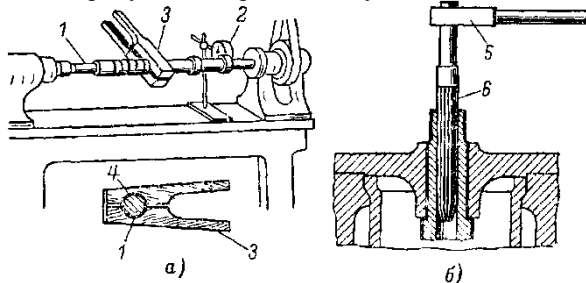


**Рисунок 19.4.** Проверка пружин. а — проверка правильности оси и торца пружины, б — проверка характеристики и качества пружины сжатия.

После удаления зачисткой и шлифовкой накипи и ржавления штоки клапанов должны быть тщательно проверены на отсутствие поверхностных трещин, которые могут происходить при повышенной пульсации клапанов и служить причиной обрыва штоков. Искривление штока, обнаруживаемое при проверке на токарном станке (рис. 19.5,а), должно устраняться правкой с последующим отжигом при температуре, превышающей температуру свежего пара на 50—60° С; биение штока по всей длине не должно превышать 0,02 мм. Штоки с трещинами и не поддающиеся исправлению должны быть заменены новыми. Лучшим материалом для штоков является сталь с износостойчивой нитрированной поверхностью; при этом шток обязательно должен иметь более твердую поверхность, по сравнению со втулкой. Штоки должны быть тщательно подогнаны по зазору ко втулкам.

Втулки штоков должны быть проверены контрольной разверткой (рис. 19.5,б), имеющей диаметр, больший диаметра штока на величину необходимого зазора между штоком и втулкой; суммарный зазор принимается равным 0,005—0,008 от диаметра штока. Величина этого зазора в турбинах К-200-130, К-300-240 и Т-100-130 обычно 0,3—0,35 мм.

Несмотря на наличие этих зазоров, заедание штоков все же возможно при расширении от нагревания, а также при заносах накипью. По этой причине величину зазора иногда, исходя из опыта эксплуатации, приходится увеличивать, так как иначе происходит заедание клапанов при срабатывании предохранительного выключателя; однако значительного увеличения зазора против указанного допускать не следует, так как это вызовет продувание пара по штоку клапана.



**Рисунок 19.5.** Проверка штока и втулки регулирующего клапана. а — проверка изгиба штока индикатором и шлифовка штока; б — проверка втулки штока с помощью развертки, 1—шток, 2 — индикатор, 3 — приспособление для шлифовки штока; 4 — кожа или свинец, 5—трещотка; 6—развертка.

Систематический контроль за работой регулирующих клапанов и наружный осмотр отдельных частей клапанов (гаек, шайб, рычагов, кулачков) позволяет своевременно обнаруживать их дефекты. При значительном отклонении давления пара за клапанами от нормального давления требуется проверка причин этого отклонения, если оно не является следствием неисправности манометров.

Как уже указывалось, неплотность клапана устраняется его пригонкой и притиркой по краске к седлу. Недостаточная длина соединения между штоком клапана и сервомотором устраняется регулировкой с помощью установочных гаек, дающих возможность в небольших пределах изменять длину этого соединения.

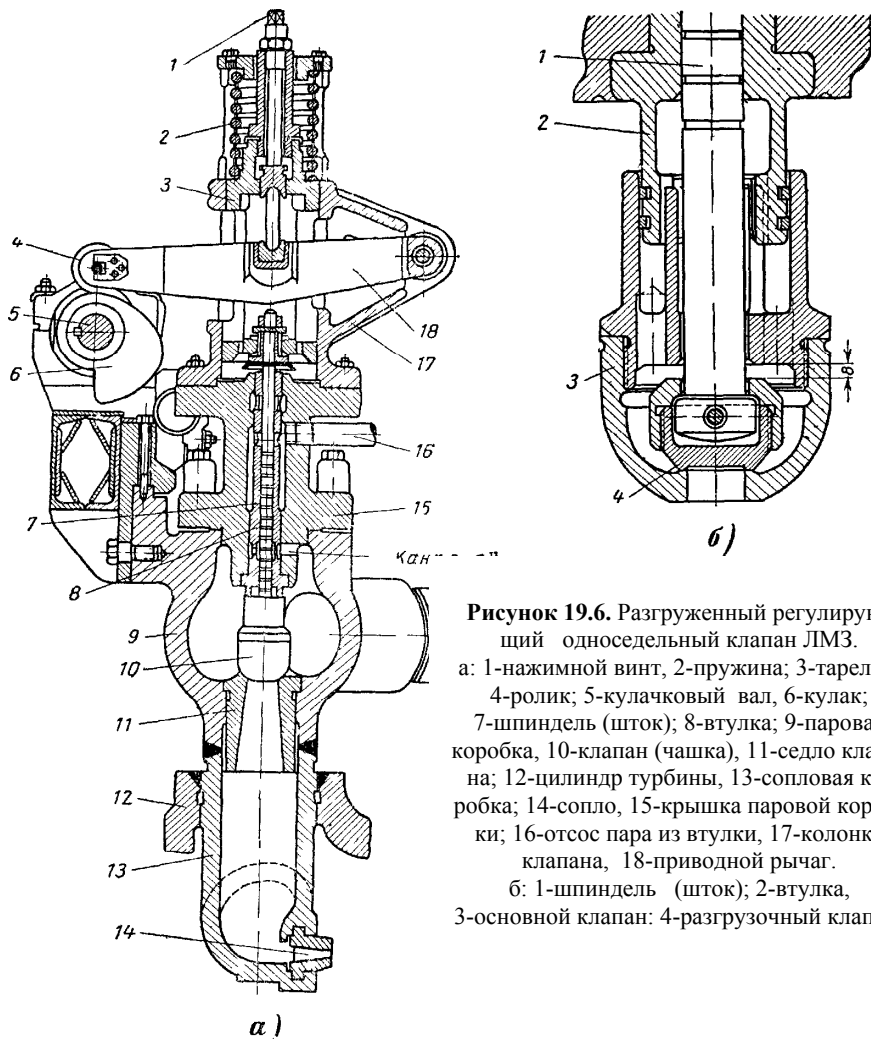
Соединение клапана со штоком у односедельных клапанов делается обычно со слабиной, позволяющей тарелке клапана плотно

прижаться к седлу и правильно закрыть, даже если плоскость седла не строго перпендикулярна оси штока клапана; при отсутствии слабины в соединении наличие даже незначительного перекоса штока может вызвать неплотное закрытие клапана.

При ремонте односедельных клапанов (рис. 19.6), кроме проверки состояния уплотняющих поверхностей клапанов и седел, плотность которых достигается их взаимной притиркой, производятся следующие работы.

1) Проверка состояния поршневых колец и канавок для них во втулке, износ которых может вызываться пульсацией клапанов в потоке пара; сработанные кольца и втулки со значительным износом подлежат замене новыми, так как от их состояния зависит надежная работа односедельного клапана.

2) Проверка надежности резьбовых соединений основного клапана и гайки разгрузочного клапана, которые не должны допускать самоотвинчивания клапанов под воздействием паровой струи. Изменения хода разгрузочного и основного клапанов по сравнению с установочными данными или данными предыдущих замеров свидетельствуют об их неисправности и требуют разборки клапанов; у турбины К-200-130 ЛМЗ величина хода разгрузочных клапанов и хо-



**Рисунок 19.6.** Разгруженный регулирующийся односедельный клапан ЛМЗ. а: 1-нажимной винт, 2-пружина, 3-тарелка, 4-ролик; 5-кулачковый вал, 6-кулак; 7-шпindel (шток); 8-втулка; 9-паровая коробка, 10-клапан (чашка), 11-седло клапана; 12-цилиндр турбины, 13-сопловая коробка; 14-сопло, 15-крышка паровой коробки; 16-отсос пара из втулки, 17-колонка клапана, 18-приводной рычаг. б: 1-шпindel (шток); 2-втулка, 3-основной клапан; 4-разгрузочный клапан.

лостого хода основных регулирующих клапанов, установленных на ЦВД и ЦСД, для диаметров 125 и 150 мм должна быть равна 0,2—0,4 мм и для диаметров 325 мм—0,5-1 мм. К разборке основного клапана можно приступить только при наличии запасного, так как в большинстве случаев из-за пригорания резьбы при разборке происходит порча клапана, не допускающая его последующего использования.

3) Проверка состояния роликовых опор кулачкового вала, реечной передачи, тяг клапанов и других элементов передачи от кулачкового вала к клапанам. При одностороннем износе бронзовых втулок каретки, охватывающих кулачковый вал, ведущем к недопустимому увеличению зазора в зацеплении рейки с шестерней, втулки подлежат замене новыми с соответствующей подгонкой зазоров. При износе спинки рейки или роликов каретки, удерживающей рейку в зацеплении с шестерней, спинка рейки подлежит припиловке, а ролики замене новыми с диаметром, увеличенным в соответствии с произведенной припиловкой спинки рейки. Перед разборкой клапанов и всех элементов передачи от кулачкового вала к клапанам должны быть зафиксированы взаимное положение, зазоры, размеры и нанесены, при отсутствии метки, необходимые для обеспечения после ремонта быстрой и правильной сборки деталей; эти данные необходимы также для правильной установки парораспределения, при котором поворот кулачкового вала ведет к правильной последовательности открытия клапанов с соответствующей перекрышей открытия последующего клапана по отношению к полному открытию предыдущего клапана.

#### **19.4. СЕРВОМОТОРЫ.**

По конструкции масляные сервомоторы, можно разделить на две группы: сервомоторы с поступательно-перемещающимися поршнями (поршневые), устанавливаемые непосредственно у каждого регулирующего клапана (рис. 19.7,а), и сервомоторы с поворотным поршнем (рис. 19.7,б), устанавливаемые на группу в несколько клапанов. Сервомоторы вне зависимости от конструкции должны приходить в действие почти одновременно с изменением положения золотника.

Для свободного передвижения поступательно-перемещающегося поршня сервомотора, а также для устранения пропусков масла с одной стороны поршня сервомотора на другую и по штоку сервомотора через направляющую втулку, необходимо: поршень сервомотора и его шток точно подогнать с учетом температурных деформаций к корпусу сервомотора и его направляющей втулке, проверить состояние поршневых колец, уплотнения штока (сальникового на сервомоторе ЛМЗ) и чистоту отверстий для выпуска воздуха и подвода масла в центрирующие канавки поршня. При отсутствии поршневых колец у поршней сервомоторов между корпусом сервомотора и поршнем, в зависимости от его диаметра в холодном состоянии принимается зазор 0,1— 0,3

мм на диаметр, а между штоком и втулкой 0, 05— 0, 15 мм на диаметр.

Для свободного перемещения поворотного поршня сервомотора (рис. 19-7, б) и устранения заеданий при температурных деформациях между радиальными поверхностями поршня 2 и корпусом сервомотора 1, при отсутствии уплотняющих вставок, должны быть зазоры порядка 0, 1—0, 15 мм, осевой зазор между поршнем и крышкой корпуса 0, 1— 0, 2 мм, а зазор между валом поршня 3 и втулками 11—0, 05—0, 1 мм на диаметр. При наличии уплотняющих вставок в виде пластин 9, отжимаемых легкими пружинами и вставляемых в стенки поршня и в разделительную перегородку 6 корпуса сервомотора, необходимо при ремонте проверить состояние пружин и отсутствие натиров на стенках корпуса сервомотора и поверхности пластинок.

Натертые или поврежденные места подлежат зачистке, а пружины при недостаточной упругости подлежат замене, слишком жесткие пружины употреблять не следует, так как сильным нажимом на уплотняющие пластинки они создают добавочное вредное трение при повороте поршня сервомотора.

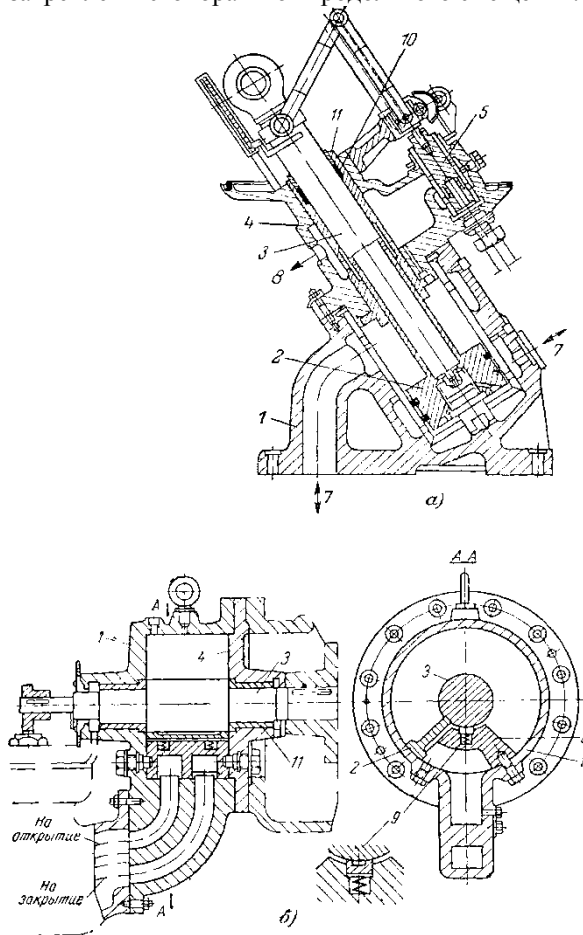
В сервомоторах обоих типов установка втулок 11 в корпус или в крышку сервомотора, при необходимости их замены, выполняется с тугой посадкой.

Следует учесть, что несмотря на наличие у сервомоторов запаса перестановочной силы, способной преодолеть какие-либо дополнительные нагрузки от поршня к парораспределению, допускать появление этих дополнительных нагрузок ни в коем случае нельзя (заедания штоков регулирующих клапанов из-за отложения на них солей, перекосы пружин и др.); поэтому при ремонте причины, их вызывающие, безусловно должны быть устранены.

Состояние пружин сервомоторов, их качество и характеристики должны удовлетворять тем же требованиям, которые предъявляются к пружинам регулирующих клапанов (§ 19.3). Особенно это относится к вопросам перекоса и искривления осей длинных пружин, которые при сжатии могут терять свою продольную устойчивость. Установка таких пружин в корпус сервомотора может вызвать момент, стремящийся повернуть поршень сервомотора (рис. 19.8), что в свою очередь приведет к перекосу, к прижатию поршня к стенкам корпуса и к появлению вредного сопротивления трения, которое может достигать большой величины.

Попадание грязи и шлама в зазор между поршнем сервомотора и его корпусом также может служить причиной появления дополнительного вредного сопротивления движению поршня сервомотора; для уменьшения такой возможности входные кромки на поршне, а также и кольцевых канавках, если они имеются на поршне, должны быть острыми, а не создавать клиновидную щель, которая может легко забиваться грязью.

В системах, регулирования, имеющих общий поворотный сервомотор, последний приводит во вращение распределительный вал, установленный на подшипниках. На распределительном валу насажены кулачки, каждый из которых через посредство ролика, связанного со штоком клапана, открывает свой регулирующий клапан; на этом же валу насажена и шайба обратной связи. Каждый кулачок и шайба обратной связи должны быть насажены на распределительный вал на шпонки без какой-либо слабину и закреплены стопорами от продольного смещения.



**Рисунок 19.7.** Сервомоторы регулирующих клапанов. а — сервомотор клапана высокого давления ЛМЗ с поступательно-перемещающимся поршнем; б — сервомотор с поворотным поршнем. 1—корпус сервомотора, 2—поршень, 3—шток (вал) поршня; 4—крышка, 5—золотник обратной связи, 6—разделительная перегородка, 7—вход масла от отсечного золотника, 8—слив масла, 9—уплотняющие вставки, 10—сальник, 11—втулка.

Правильной установкой клапана считается положение, при котором между роликом 4 и кулачком 6 (см. рис. 19.6,а) имеется зазор в 0,1—0,2 мм при закрытом положении клапанов и поднятом рукой рычаге с роликом. Это положение достигается изменением натяга клапанной пружины, для чего необходимо опускать или поднимать втулку 1, что вызовет опускание или поднятие под действием пружины тарелки 8. Конец втулки 1 запилен под ключ, и она поднимается или опус-

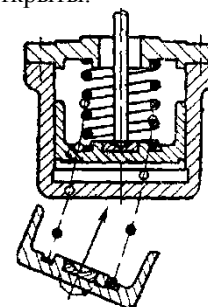
кается ключом при одновременном удерживании вторым ключом квадратного конца штока клапана.

При слишком большом зазоре между роликом и кулачком следует опускать втулку 1, пока не будет получен необходимый зазор; наличие зазора больше указанного приведет к тому, что клапан при принятии нагрузки будет вступать в работу позднее и не будет подниматься на полный ход. При отсутствии зазора между роликом и кулачком клапан будет висеть на кулачке при остановленной турбине, что вызовет пропуск пара в турбину; для устранения этого дефекта втулка 1 должна быть поднята; при этом одновременно сжимается пружина и поднимается тарелка 3. Эта операция устраняет нажим штуцера 3 на рычаг 18, вследствие чего рычаг с роликом опирается на кулачок только под действием своего веса.

После пуска турбины шток клапана в результате нагрева удлиняется и тогда зазор между роликом и кулачком может измениться и даже оказаться совсем выбранным; это следует учитывать при установке зазора, так как величина зазора в рабочем состоянии турбины, т. е. при нагретых клапанах и штоках, должна быть во всяком случае не ниже 0,05—0,1 мм.

При осмотре роликов и кулачков следует обратить внимание на отсутствие выработки на рабочих поверхностях, которая в эксплуатации может привести к нарушению правильности открытия клапанов.

Последовательность открытия клапанов с групповым поворотным сервомотором определяется кривизной (профилем) кулачков и посадкой их на распределительный вал с последовательным сдвигом каждого последующего кулачка по отношению к предыдущему на определенный угол; при этом если при одном крайнем положении сервомотора все клапаны должны быть закрыты, то при другом крайнем положении сервомотора, а, следовательно, и соответствующем повороте кулачкового вала все клапаны должны быть открыты.



**Рисунок 19.8.** Перекос пружины сервомотора.

Для создания устойчивости регулирования и во избежание колебаний нагрузки открытие каждого последующего клапана должно происходить с перекрытием, т. е. с заблаговременным открытием последующего клапана до полного открытия предыдущего клапана. Например, если кулачок третьего клапана начинает открывать свой клапан при повороте кулачкового

вала на  $95^\circ$ , в то время как при этом повороте еще не полностью открыт второй клапан, так как его полное открытие происходит только при повороте кулачкового вала на  $160^\circ$ , то перекрыша между третьим и вторым клапаном будет равна  $160-95=65^\circ$ . При дальнейшем повороте кулачкового вала второй клапан будет все время оставаться открытым, так как его ролик будет без подъема катиться по части кулачка, имеющей очертание правильной окружности; кулачок третьего клапана, начавший открывать свой клапан при повороте кулачкового вала на  $95^\circ$ , закончит открытие на  $200^\circ$  и дальнейший поворот кулачкового вала не отразится на открытии третьего клапана и т.д.

На конце распределительного кулачкового вала, прилегающем к сервомотору, насажена дисковая полумуфта, соединяющаяся с такой же полумуфтой, закрепленной на валу сервомотора (рис. 19.7,б). На другом конце распределительного вала имеется квадрат, позволяющий гаечным ключом поворачивать вал вместе с поршнем сервомотора на полный ход последнего; такое поворачивание необходимо при сборке для проверки правильности регулировки открытия и закрытия клапанов.

У турбин, у которых подъем регулирующих клапанов определяется изменением давления масла под поршнями сервомоторов, установленных на каждом клапане, последовательность открытия клапанов определяется жесткостью пружин клапанов и их затяжкой. Неправильная регулировка натяжения пружин клапанов может нарушить последовательность открытия клапанов и их перекрытие. При слишком слабой затяжке пружин турбина не будет держать холостого хода, так как даже при выведенном до конца синхронизаторе это может вызвать повышение давления масла в системе регулирования до величины, достаточной для преодоления натяжения пружины и открытия клапана; кроме того, если слишком ослабить пружины перегрузочных клапанов, то эти клапаны откроются при меньшей нагрузке, что увеличит расход пара и снизит экономичность работы турбины, так как при этом подача пара происходит не на первую ступень турбины, а на последующие. Увеличение натяга пружин может вызвать излишнее дросселирование пара и даже ограничение мощности турбины.

Проверка открытия клапанов должна производиться при нормальных оборотах и нормальных параметрах пара. Если какой-либо клапан открывается раньше или позже (при нагрузках, не соответствующих указаниям заводских инструкций), необходимо соответственно подтянуть или ослабить пружину. Всякая новая регулировка должна быть зафиксирована в журнале с указанием номера клапана.

При регулировке редукционного клапана, имеющегося на маслопроводе регулирования (в чем возникает иногда необходимость при понижении давления масла, идущего на подшипники), следует учесть, что уменьшение подачи масла на регулирование может вызвать нежелательное

снижение числа оборотов турбины при набросах нагрузки, так как клапаны будут открываться медленно из-за недостаточно быстрого подъема давления под поршнями сервомотора. Кроме того, турбина не будет принимать полной нагрузки. В этих случаях необходимо регулировкой ослабить натяжение пружин клапанов.

### **19.5. ЗОЛОТНИКИ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ВЫКЛЮЧАТЕЛЕЙ.**

Ремонт золотников обычно заключается в разборке шарнирных соединений рычагов, промывке и очистке шариковых и игольчатых подшипников, а также в проверке состояния золотников после разборки рычагов, снятия крышки корпуса и выемки золотников.

Основными дефектами, встречающимися в золотниках, являются: 1) большие зазоры между золотником и втулкой или корпусом; 2) неправильное перекрытие окон во втулке или корпусе отсекающими кромками золотника; 3) дефекты в шарнирном соединении штока золотника с соединительной тягой муфты регулятора.

Золотники и их втулки не должны иметь на своей поверхности рисок, а рабочие кромки щелей втулок и запечиков золотников должны быть острыми, без заусенцев и износа. Небольшие риски и следы износа осторожно зачищаются с расчетом оставления без изменений зазоров между золотником и втулкой.

Тщательно очищенный, промытый керосином и протертый подрубленными салфетками золотник должен входить во втулку золотниковой коробки без слабины и без признаков заедания; такая посадка дает золотнику возможность без трения свободно и плавно, но без особой игры, перемещаться во втулке; чрезмерные зазоры могут вызвать перетекание масла в сливные каналы, что ведет к понижению давления масла на сервомоторы, а следовательно, и к уменьшению четкости управления регулируемыми клапанами. Допустимым следует считать радиальный зазор в пределах  $0,05-0,1$  мм (на диаметр). В случае больших зазоров между золотником и втулкой последняя должна быть заменена новой запасной.

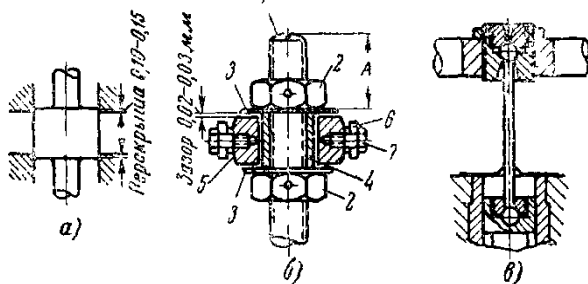
Материалом для втулок и сопрягаемых с ними золотников служат поковки из хромомолибденованадиевой стали 25Х2МФА, стали 39ХМЮА и др. Для получения высокой поверхностной твердости сталь подвергается нитрированию.

Втулка и золотник должны быть изготовлены точно с чистотой обработки, соответствующей 9—10-му классу; овальность, конусность и биение по всей длине золотника и втулки допускаются не более  $0,02$  мм.

Перед посадкой втулки в корпус золотник должен быть хорошо подогнан к втулке, а сам корпус золотника должен быть тщательно очищен от шлама. Посадку втулки в корпус делают плотной (при неподвижных втулках) легкими ударами

свинцового молотка. После посадки необходимо еще раз проверить подгонку золотника к втулке и добиться подвижности золотника путем шлифовки непосредственно во втулке. Минимальные зазоры, обеспечивающие свободное перемещение золотника, должны быть также между штоками золотника, их верхним и нижним направляющими в корпусе.

Размеры перекрывающих поршней золотника и расстояние между ними должны точно соответствовать размерам и расположению окон в золотниковой втулке или корпусе. При среднем положении золотника отсекающие кромки поршней золотника обычно выполняются с перекрытием рабочих кромок окон втулки на 0,1—0,15 мм (рис. 19.9,а). При таком положительном перекрытии только перемещение золотника вверх или вниз будет отзываться на изменении подачи масла на сервомоторы. Увеличение перекрытия уменьшит чувствительность регулятора, поэтому следует стремиться к его уменьшению. Однако отсутствие перекрытия, если оно не предусмотрено конструкцией (отрицательное перекрытие для уменьшения нечувствительности) и вызвано износом кромок поршней отсечных золотников и кромок окон втулок, приводит, даже при среднем положении золотника, к увеличению утечек масла (перетекание масла из напорной в сливную часть золотниковой коробки) и к снижению давления масла на сервомоторы.



**Рисунок 19.9.** Золотники регулирования; а - среднее положение золотника во втулке; б - шарнирное соединение золотника с соединительной тягой муфты регулятора, в - шаровое соединение золотника с соединительной тягой муфты регулятора.

Шток золотника присоединяется к соединительной тяге с помощью шарнирного или шарового сочленения. Шарнирное соединение (рис. 19.9,б) должно обеспечить легкое вращение золотника вокруг вертикальной оси без качания и заеданий в направлении этой оси. Такое соединение достигается тем, что на верхний конец штока золотника 1 между шайбами 3 и гайками 2 ставится дистанционная втулка 4, на которую надевается кольцо 5; соединительная тяга 6 присоединяется болтами 7 к кольцу 5.

Благодаря установке дистанционной втулки 4, высота которой несколько больше кольца 5, между последним и шайбами 3 получается минимально допустимый зазор порядка 0,02-0,03 мм, вполне достаточный для свободного вращения золотника вокруг вертикальной оси. В то же время этот зазор не создает такой игры в соеди-

нении золотника с тягой, которая привела бы к увеличению мертвого хода регулятора.

Установка золотника и его шарнирное соединение с соединительной тягой муфты регулятора обычно производится по размеру А выступающего конца штока золотника, величина которого замеряется до разборки регулирования.

Шаровые соединения (рис. 19.9,в) дополнительно к легкости вращения золотника вокруг вертикальной оси, должны еще допускать возможность небольшого перекоса, без заеданий, соединения штока с тягой, появляющегося при температурных удлинениях тяги, если она проходит вблизи горячих деталей турбины.

Отсутствие зазора в шарнирном соединении или отсутствие компенсации перекоса в шаровом соединении, вызванное неправильностью сборки, может приводить к заеданиям золотника при его перемещении вдоль своей оси, что в свою очередь ведет к сбросам или набросам нагрузки в зависимости от того, в каком положении (верхнем или нижнем) заедает золотник. Износ шарнирного соединения может вызвать пульсацию золотника около своего среднего положения, что в свою очередь отразится на работе связанного с ним сервомотора. При наличии износов в деталях шарнирного и шарового соединений эти детали подлежат замене.

При сборке золотниковых корпусов должны быть приняты меры к полному уплотнению от протечек масла их фланцевых соединений; последние должны быть смазаны тонким слоем шеллака или бакелитового лака с таким расчетом, чтобы он не выдавливался из фланца после затяжки и не закупоривал какие-либо отверстия, нарушая тем самым работу системы регулирования.

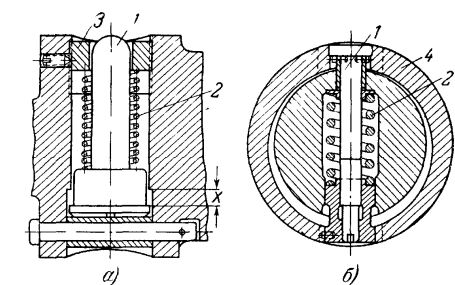
## 19.6. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛИ.

Предохранительные выключатели (регуляторы), назначением которых является защита турбины от превышения числа оборотов до опасного уровня путем быстрого закрытия доступа пара в турбину, представляют собой астатические (неустойчивые) центробежные регуляторы. При превышении турбиной нормального числа оборотов на 10—12% предохранительные выключатели действуют независимо от действия основной системы регулирования, которая при исправном ее состоянии не должна допускать указанного превышения числа оборотов.

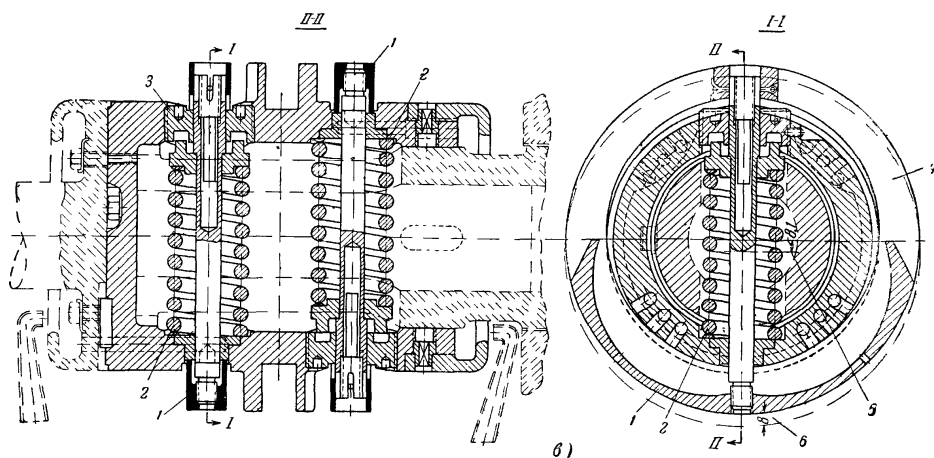
Предохранительные выключатели, различные по своей конструкции, выполняются в основном двух типов: с бойком в виде цилиндрического пальца (рис. 19.10,а) и с бойком в виде кольца (рис. 19.10,б, в). Действие предохранительного выключателя любой конструкции основано на стремлении бойка (пальца, кольца), центр тяжести которого не совпадает с центром вращения, сдвинуться под влиянием центробежной силы во время работы турбины со своего места. Этому сдвигу препятствует пружина, затяжка которой регулируется так, чтобы боек мог

преодолеть ее сопротивление только при достижении ротором турбины числа оборотов, превышающего номинальное на 10—12%; при этом боек воздействует на выключающее устройство, которое посредством механических или гидравлических связей, в зависимости от системы регулирования, обеспечивает мгновенное закрытие стопорных, регулирующих и защитных клапанов.

Время закрытия регулирующих, защитных и стопорных клапанов после выбивания предохранительного выключателя должно быть минимальным, чтобы протекающий еще пар не вызвал повышения числа оборотов более 2% сверх того, при котором сработал предохранительный выключатель. Надежная работа предохранительных выключателей имеет исключительное значение для работы современных паровых турбин, вращающиеся части которых испытывают весьма большие напряжения от действия центробежных сил.



**Рисунок 9.10.** Предохранительные выключатели. а — пальцевого типа; б — кольцевого типа; в — сдвоенный кольцевого типа ХТГЗ. 1—палец; 2—пружина; 3—гайка; 4—кольцо; 5—положение центра тяжести кольца в собранном виде без пружины; 6—ход кольца (8 мм).



Для суждения о значении надежной защиты турбины от недопустимого повышения числа оборотов достаточно сказать, что, например, увеличение скорости вращения на 20% вызывает увеличение напряжений от действия центробежных сил во вращающихся частях агрегата на 44%, т.е. почти в 1,5 раза; кроме того, при повышении скорости вращения на 15—20% выше нормальной растяжение ступиц дисков последних ступеней достигает освобождающего числа оборотов, что может вызвать серьезные повреждения турбины.

Для большей надежности в современных турбинах большой мощности наибольшее распространение получили конструкции, в которых предохранительные выключатели имеют не один, а два бойка (рис. 19.10, в), срабатывание которых

обеспечивает полное закрытие регулирующих, защитных и стопорных клапанов.

Согласно ПТЭ проверка действия предохранительных выключателей должна производиться: после разборки системы защиты и регулирования, после длительной стоянки турбины (более 1 мес.) и через каждые 4 мес. работы турбины. При наличии соответствующего специального устройства (подвода масла под давлением, воздействующего на предохранительные выключатели и имеющегося у большинства современных турбин) допускается проверка действия предохранительных выключателей без повышения числа оборотов; исключением является обязательная при любой конструкции проверка действия предохранительных выключателей посредством повышения числа оборотов после разборки системы защиты и регулирования.

Учитывая, что проверка предохранительного выключателя путем повышения числа оборотов вызывает во вращающихся частях значительное увеличение напряжений, такая проверка должна производиться только после проверки исправного действия передаточной системы предохранительного выключателя и запорных устройств турбины путем закрытия доступа пара в турбину воздействием вручную на предохранительный выключатель.

Только при положительном результате этого испытания можно начинать испытание предохранительного выключателя равномерным и постепенным повышением числа оборотов путем воздействия на систему регулирования; беспорядочный и неравномерный подъем оборотов вызывает действие предохранительного выключателя или слишком рано или слишком поздно, поэтому становится трудно установить правильность его регулировки.

В конструкциях, где предохранительные выключатели имеют два бойка, испытания без повышения и с повышением числа оборотов производятся дважды—для каждого бойка самостоятельно.

Как только выяснится, что предохранительный выключатель не исправен или выключает турбину при несоответствующем числе оборотов, турбина должна быть немедленно остановлена и выведена из эксплуатации для ремонта и регулировки предохранительного выключателя.



Во время испытания предохранительного выключателя необходимо тщательно наблюдать за исправным действием таких частей, как передаточные рычаги, штанги, пружины, маслопроводы, регулирующие, защитные и стопорные клапаны со всеми их деталями и, наконец, за поведением самой турбины в отношении заброса оборотов и вибраций.

Обратное включение предохранительного выключателя для того, чтобы можно было вновь открыть стопорные клапаны и включить генератор в сеть, должно производиться возможно быстрее, так как потеря времени, связанная с отключением от сети, является крайне нежелательной и должна быть сведена к минимуму. В современных турбинах это обеспечивается возвращением бойков предохранительных выключателей в исходное положение при нормальных оборотах вала турбины или даже несколько превышающих нормальные.

У большинства турбин старых выпусков для возможности обратного включения предохранительных выключателей необходимо снизить обороты вала до величин ниже нормальных, так как только при этих условиях бойки возвращаются в исходное положение и создается возможность введения рычага механизма предохранительного выключателя в нормальное положение. Попытки преждевременного включения приводят к задеваниям за выключающее устройство колец или пальцев, еще оставшихся в эксцентричном положении; эти толчки могут вызвать повреждения бойков и вредно отразиться на работе предохранительных выключателей. Обычно у этих турбин момент обратного включения определяется спадом числа оборотов турбины до 95—98% от нормального.

При низком спаде числа оборотов ускорение обратного включения может быть достигнуто путем уменьшения рабочего хода бойка предохранительного выключателя. У предохранительных выключателей пальцевого типа обычно этот ход 6—7 мм (рис. 19.10,а, размер *x*), у предохранительных выключателей кольцевого типа смещение кольца эксцентрично окружности вала доходит до 8 мм в сторону утяжеленной стороны (рис. 19.10,б).

Рабочий ход бойка должен быть увеличен, если при нормальном состоянии бойка и выключающего устройства и отсутствия слабины в шпонках выключающего устройства, боек ударяет по выключающему устройству (рычагу, собачке и т.д.), а передаточный механизм не срабатывает.

Путем переделки и соответствующего подбора веса бойка, его хода, эксцентриситета и пружины у большинства турбин старых выпусков может быть достигнут возврат бойка предохранительного выключателя (после его срабатывания) в исходное положение при нормальном или несколько выше нормального числа оборотов вала турбины.

Детали предохранительного выключателя при ремонте должны быть подвергнуты тща-

тельному осмотру после очистки от загрязнений и ржавления, вызываемых в результате попадания воды в масло. Нередко после многократных периодических испытаний в эксплуатации бойки (пальцы или кольца) и выключающие устройства имеют сбитые концы или вмятины в результате ударов. Эти повреждения должны быть зачищены и заправлены, а в случае значительной сработки заменены новыми; при этом детали в местах, подвергающихся ударному действию, должны быть закалены.

После чистки при сборке необходимо проверить, чтобы бойки (пальцы, кольца, грузы) были тщательно без перекосов и заеданий пригнаны к своим посадочным местам.

Зазоры между бойками и выключающими устройствами (рычагами, собачками и др.) не должны быть выше указанных в заводских инструкциях; обычно эти зазоры равны 0,8-1 мм и у некоторых турбин доходят до 1,5-2 мм. При меньших зазорах возможно действие предохранительного выключателя или при числе оборотов, немногим выше нормального, или при повышенных вибрациях, чего, конечно, допускать не следует. Большие зазоры, перетяжка пружины, а также заедания предохранительного выключателя вследствие ржавления деталей, перекосов и срабатывания бойковых частей могут являться причиной отказа в действии предохранительного выключателя, несмотря на повышение числа оборотов выше нормальных на 10—12%, что совершенно недопустимо и должно быть срочно устранено соответствующим ремонтом.

Выбивание предохранительного выключателя при несоответствующем числе оборотов может являться, как уже указывалось, следствием ослабления или чрезмерной затяжки пружины, удерживающей боек в своем гнезде. У предохранительного выключателя пальцевого типа (рис. 19.10,а) регулировка производится вращением гайки 3, сжимающей пружину 2. У предохранительного выключателя кольцевого типа (рис. 19.10,б) эту регулировку можно произвести вращением пальца 1 или установкой шайбы соответствующей толщины между гайкой бойка и пружинной; то же самое может быть произведено и у сдвоенного предохранительного выключателя кольцевого типа (рис. 19.10,в).

При регулировке должна быть уверенность в том, что при действии предохранительного выключателя витки пружины не будут соприкасаться между собой и не уменьшают тем самым рабочего хода бойка, так как последнее может привести к отказу в действии предохранительного выключателя. Во избежание этого необходимо знать длины пружины в сжатом и свободном состояниях, рабочий ход бойка и зазор между бойком и выключающим устройством.

При пуске турбины после ремонта необходимо произвести испытание регулирования, чтобы убедиться в том, что каждая деталь его работает правильно, добиться надежной и безотказной работы предохранительного выключателя и полного закрытия при этом клапанов.

## 19.7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ РЕГУЛЯТОРОВ.

У турбин старых выпусков, имеющих регулирующие устройства механического типа с центробежными регуляторами, для привода главного масляного насоса и вала регулятора применяются червячные передачи; одна из таких конструкций с горизонтальным расположением вала червячной шестерни в переднем блоке турбины приведена на рис 19.11.

Аварии с паровыми турбинами, вызванные быстрым износом червячных передач регуляторов, имевшие место на ряде электростанций, обычно сопровождалась повреждениями подшипников, лабиринтов, регулятора, главного масляного насоса и др. В основном эти аварии вызывались: 1) неправильной сборкой или ремонтом; 2) плохим подбором материалов червяка и шестерни и недостатками заводского изготовления; 3) недостатками эксплуатации (плохое качество или недостаточное поступление масла на смазку передачи, прогиб вала, неправильный пуск турбины и др.); 4) разрушением рабочей поверхности зубцов шестерен в виде выкрашивания или выщербливания (питтинга), происходящего вследствие чрезмерно высоких напряжений материала,

работающего на срез; 5) подшипниковыми или так называемыми паразитными токами.

Системы регулирования и маслоснабжения многих турбин, имевшие неоднократные поломки червячных и редукторных передач, в основном реконструированы, с переходом на новые системы регулирования удалены червячные или редукторные передачи, а главные масляные насосы винтового или шестеренчатого типа заменены на центробежные с приводом их непосредственно от вала турбины.

Однако на многих турбоагрегатах еще работают червячные передачи, поэтому персоналу электростанций следует учесть те положения, которые являются необходимыми условиями правильной организации ремонта и эксплуатации червячных передач.

Материалом для шестерен обычно служит бронза специальных сортов, хорошо противостоящая истиранию (фосфористая, никелевая, марганцовистая и др.). Червяки изготавливаются или из мягкой углеродистой стали с последующей поверхностной цементацией, или из твердых сталей специальных сортов (никелевая и др.), которые после обработки закаливанию.

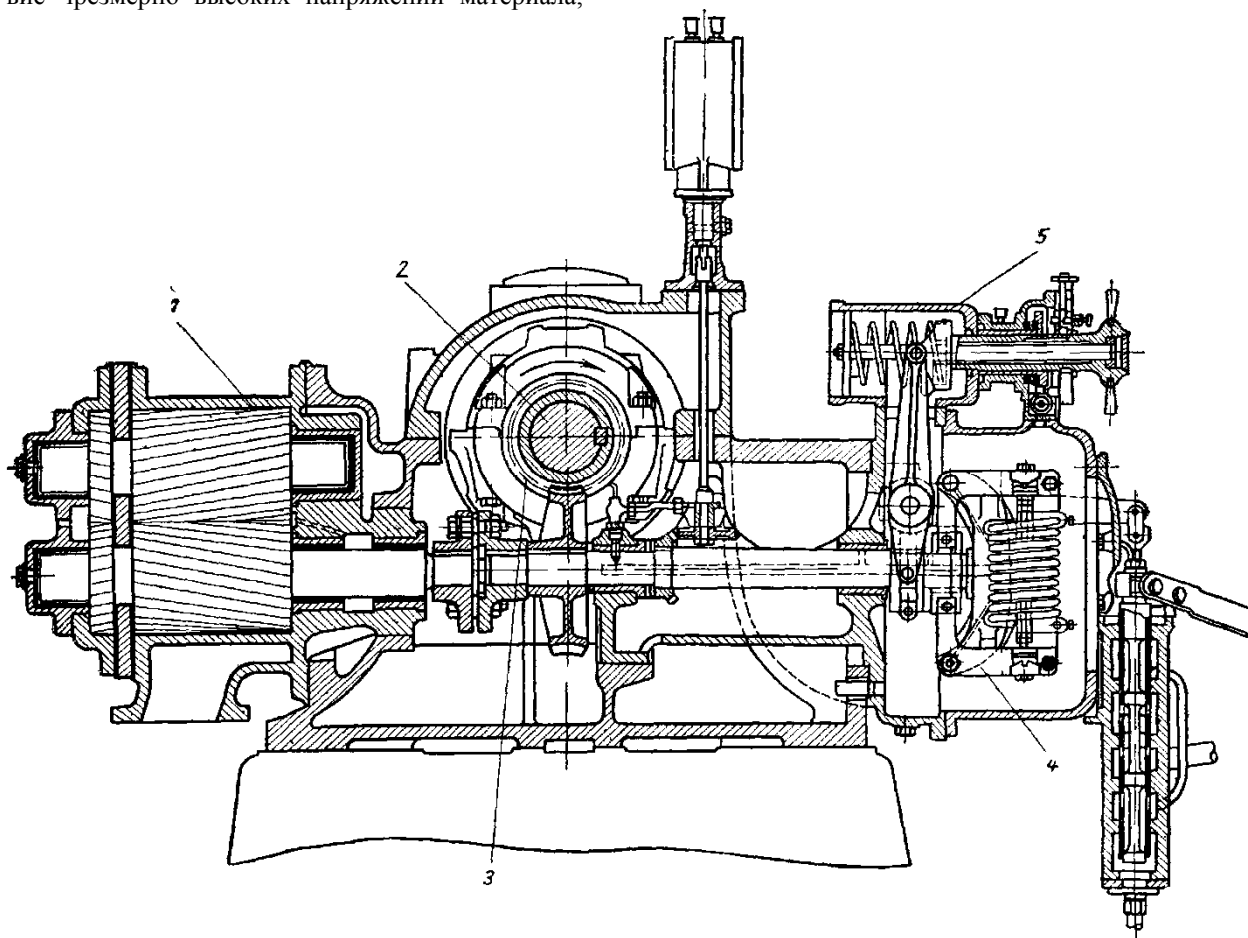


Рисунок 19.11. Передний блок турбины ЛМЗ с червячным приводом вала регулятора и главного масляного насоса. 1—масляный насос 2—вал турбины 3—червячная пара, 4—регулятор скорости, 5—синхронизатор.

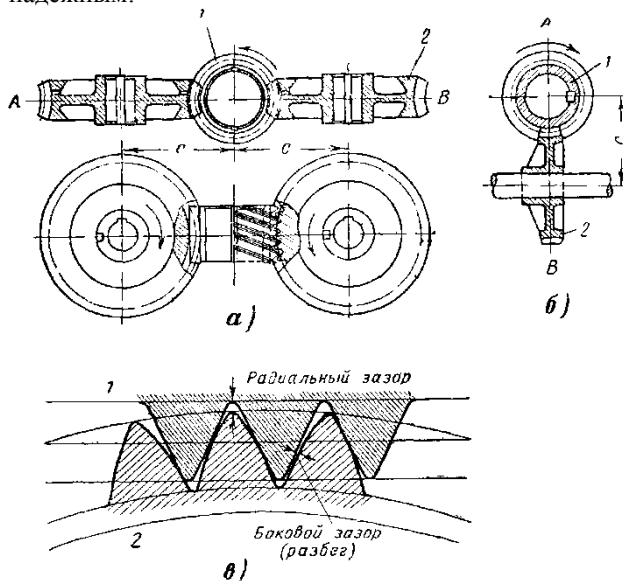
Качество отделки и твердая поверхность зубьев червяка и шестерни оказывают значительное влияние на возможность появления усталост-

ных трещин и выкрашивания (питтинга) Выкрашивание обычно наблюдается в виде отслоения кусочков металла поверхностных слоев с глуби-

ной выкрашивания от 0,2—0,3 мм и даже до 2 мм. В начале процесса выкрашивания шероховатую поверхность зубьев шестерни следует пропаять оловом после предварительного прогрева шестерни автогенной горелкой и тщательного обезжиривания, протравления и лужения мест пайки.

При каждом капитальном ремонте необходимо проводить тщательную проверку состояния рабочей поверхности зубьев червяков и шестерен через лупу с 6 кратным увеличением. На поверхности червяка не должно быть волосяных трещин, могущих возникнуть в процессе цементации или закалки из-за неправильной заводской обработки и в процессе длительной эксплуатации в условиях работы с повышенными температурами (недостаток смазки, попадание посторонних частиц и т.д.). Появление трещин на червяке быстро сказывается на износе зубьев шестерни, так как эти трещины своими острыми кромками действуют как фреза.

Новые червяки имеющие волосяные трещины, подлежат браковать и в турбине не устанавливаются. При обнаружении трещин на червяке, находящемся в длительной эксплуатации, и при невозможности смены подлежит установить тщательный периодический контроль за дальнейшей его работой, так как такой червяк нельзя считать надежным.



**Рисунок 19.12.** Червячная передача. а — с вертикальным валом регулятора, б — с горизонтальным валом регулятора, в — зазоры в червячном зацеплении. 1 — червяк, 2 — шестерня.

Для нормальной работы червячной передачи необходимо обеспечить правильность посадки и закрепления червяка на вал турбины и шестерни на вал регулятора. При небрежной установке возможно ослабление крепления червячной пары, а при недостаточной выверке — посадка последней с перекосом. Эти ненормальности неизбежно приводят к стукам в работе и усиленному износу зубьев шестерни и червяка.

При установке шестерни и червяка необходимо, чтобы они всегда входили в зацепление

определенными зубьями. По этой причине, если снимаемая во время ремонта червячная пара не имеет меток, необходимо перед разборкой нанести керном метки на нерабочие поверхности соответствующих зубьев червяка и шестерни. Снятие червяка и шестерни, подлежащих смене, и установка новых производится обычными способами и приспособлениями (съемниками), применяемыми при аналогичных работах, описанных ранее по другим деталям. Заменяя червячную передачу, нельзя ограничиваться заменой одной шестерни, так как новая шестерня, работая с изношенным червяком, раньше времени придет в негодность.

Перед установкой новой червячной передачи необходимо проверить качество материала, изготовления, соответствие размеров и отсутствие каких-либо дефектов (забоин, раковин, трещин и заусениц).

При посадке на вал червяк не должен лежать на верхней поверхности шпонки, так как это может привести к эксцентricности посадки или к деформации червяка при нагреве; между поверхностью шпонки и канавкой червяка должен быть зазор 0,1—0,2 мм; этот зазор достигается шабровкой шпонки. В боках гнезда червяк должен быть туго посажен на шпонку, если будет обнаружен боковой зазор между червяком и шпонкой, последнюю необходимо сменить. Это же относится к шестерне при ее посадке на вал регулятора.

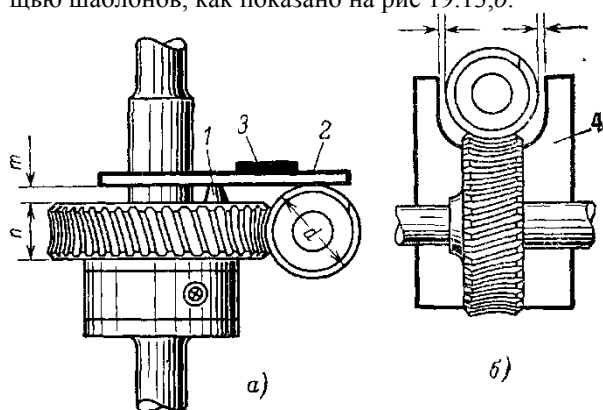
До посадки на вал необходимо проверить внутреннюю расточку червяка на отсутствие конусности и овальности (допуск не более 0,02 мм). В большинстве конструкций червяк насаживается на вал плотно под легкими ударами ручника по оправке. При горячей посадке червяка на вал, которая обычно производится с небольшим натягом (0,02—0,04 мм на диаметр), червяк до посадки на вал нагревается в кипящей воде. Нагрев паяльными лампами или газовыми горелками, применяемый иногда при ремонтах не рекомендуется, так как неравномерность нагрева может привести к деформации червяка и появлению трещин на цементированной поверхности.

Центровка червячной передачи должна производиться с помощью шаблонов, отвесов, штангенциркуля и стихмаса для того, чтобы убедиться выдержано ли точное расстояние между центрами червяка и шестерни (рис. 19.12, размер С). Допустимое отклонение этого размера не должно превышать 0,05 мм, что при правильном заводском изготовлении и правильной взаимной установке валов турбины и регулятора (проверяется точным уровнем) обеспечивает нормальные боковые и радиальные зазоры между зубьями червяка и шестерни (рис. 19.12, в).

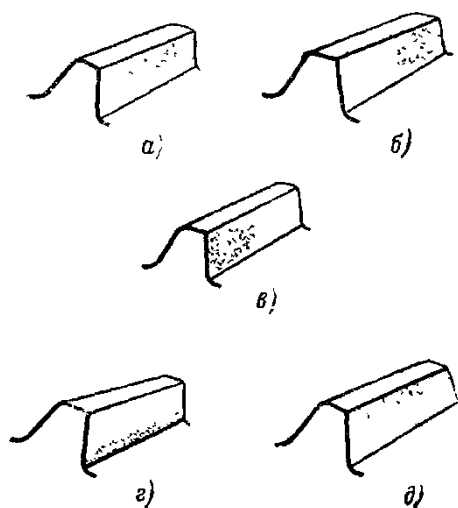
Оси червяка и середины шестерни должны лежать в одной горизонтальной плоскости для турбины с вертикальным расположением вала регулятора и в одной вертикальной плоскости для турбин с горизонтальным расположением вала регулятора (рис. 19.12, ось АВ). Смещение осей может вызвать неправильную работу зубьев червячной передачи, хотя при этом допускается незначительное смещение.

Проверка положения шестерни по высоте у вертикального регуляторного вала, если позволяет конструкция, может быть произведена согласно рис. 19.13,а. При проверке употребляется точная металлическая линейка, опирающаяся с одной стороны на червяк, другой — на призму-шаблон, установленную на шестерню. Высота призмы должна точно соответствовать размеру  $m=d/2-n/2$ .

В зависимости от показаний уровня, установленного на металлической линейке, шестерню необходимо поднять или опустить на величину, при которой уровень покажет горизонтальное положение. Если уровень показывает строго горизонтальное положение, то шестерня установлена по высоте правильно, т.е. середина шестерни и ось червяка лежат в одной горизонтальной плоскости. Подобная же проверка у горизонтального вала регулятора может быть произведена с помощью шаблонов, как показано на рис. 19.13,б.



**Рисунок 19.13.** Выверка осей червячной передачи. а — вал регулятора вертикальный, б — вал регулятора горизонтальный: 1 — калиброванная призма; 2 — линейка; 3 — уровень; 4 — шаблон.



**Рисунок 19.14.** Отпечатки контактов зубьев шестерни в червячном зацеплении.

После указанной предварительной подгонки необходимо проверить равномерность прилегания всех зубьев шестерни к червяку, которое должно быть на всей длине зуба или, по крайней мере, не меньше, чем на 75% длины и 60% высоты зуба. Пригонка червячной передачи произво-

дится по краске, червяк натирается берлинской лазурью или голландской сажой, разведенной на керосине, после повертывания вала турбины несколько раз валоповоротным устройством или краном, о контакте зубьев и состоянии зацепления судят по отпечаткам краски.

На рис. 19.14,а показан отпечаток на зубе шестерни, получающийся при правильном контакте зубьев, при котором червячная передача работает с нормальной нагрузкой зубьев. Рисунок 19.14,б показывает такой контакт зубьев, при котором неизбежна быстрая сработка перегруженного носка зуба. На рис. 19.14,в показан контакт, при котором неизбежна быстрая сработка перегруженной пятки зуба. В последних двух случаях необходимо передвинуть шестерни по высоте (для вертикальных валов регулятора) и в сторону (при горизонтальных валах); передвижка шестерни производится изменением толщины установочных колец, предназначенных для регулировки, при этом прокладка, вынимаемая с одной стороны шестерни, должна быть установлена по другую ее сторону.

Отклонения действительного межцентрового расстояния от расчетного (расстояние между центрами передачи — размер С, см рис. 19.12,а, б) приводят к неправильности зацепления, при котором след работы на всех зубьях располагается у корня (рис. 19.14,з), когда межцентровое расстояние меньше расчетного, или у вершины зубьев (рис. 19.14,д), когда это расстояние больше расчетного. Исправление в этом случае достигается выверкой расстояния между центрами с сохранением должного разбега в зубьях.

После того как установлено нормальное касание по всей длине зуба, необходимо небольшой подшабровкой добиться того, чтобы зуб касался не отдельными точками, а большей частью своей рабочей поверхности.

Добиться этого удастся неоднократной прокаткой по шестерне червяка, смазанного краской и вращаемого валом турбины, и подшабровкой зубьев шестерни по следам краски.

Подшабровкой добиваются только прилегания всей поверхности зуба, но ни в коем случае не изменения профиля зуба шестерни; к последнему не следует прибегать ни путем подрезки зубьев шестерни, ни путем ее дополнительной обработки на токарном станке, так как это создает неправильное зацепление в передаче.

После пригонки, обеспечившей равномерное касание всех зубьев по всей их поверхности, необходимо проверить щупом или прокаткой по свинцовой проволоке, обмеряемой затем микрометром, боковые и радиальные зазоры в зубьях передачи (см. рис. 19.12). Эти зазоры не должны превышать размеров, указываемых в инструкциях завода и зависящих от размеров самой передачи. Нормально боковой зазор (разбег) составляет 0,3—0,7 мм (в зависимости от размеров шестерни), радиальный зазор для всех червячных и зубчатых передач принимается равным 0,25 от модуля зацепления (§ 19.8).

Зазоры, величины которых превышают указанные, вызывают стуки в передаче. Меньшие зазоры ведут к заеданию зубьев передачи, появлению периодических толчков, одностороннему срабатыванию, появлению износа и на нерабочей стороне зубьев, а вслед затем, и к появлению вибраций передней части турбины и даже цилиндра турбины. Увеличение бокового зазора обычно производится равномерной подшабровкой нерабочей стороны зубьев шестерни, а радиального — увеличением углубления впадины между зубьями шестерни.

При больших зазорах червячная пара подлжет смене, допускать износ зубьев до пределов, при которых вероятной становится поломка зубьев, не следует; обломанный зуб, попав в зацепление червячной передачи, не только окончательно разрушит шестерню, но и вызовет аварию с турбиной (расплавление всех подшипников).

После смены червячной передачи и первого пробного пуска турбину необходимо остановить для осмотра червячной передачи. Появление на червяке цветков побежалости может вызываться недостаточностью и неправильностью подвода смазки, необходимо проверить выход и направление масла из сопла, подающего смазку на зацепление червячной передачи.

Только убедившись в том, что состояние рабочих поверхностей зубьев хорошее, что нет неправильного касания зубьев шестерни и что на масляных фильтрах и в камере переднего подшипника нет бронзовой стружки или пыли, можно допустить турбину к нормальной эксплуатации.

## 19.8. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Для привода главного масляного насоса и регулятора скорости во многих конструкциях турбин вместо червячных передач, служивших причиной многочисленных аварий, применяются более простые и надежные зубчатые редукторы (рис 19.15), расположенные в переднем блоке турбины (ЛМЗ)

В способах разборки, сборки и ремонта зубчатого редуктора много общего с аналогичными работами по червячным передачам турбин. В связи с практическим значением, которое имеет при ремонтах знание модуля зубчатого колеса, на рис. 19.16,а показаны элементы зубьев цилиндрических шестерен, по размерам которых можно определять величину сработки зубьев.

Модулем зубчатого колеса, который обозначается буквой  $m$  называется частное от деления диаметра начальной окружности на число зубьев колеса  $z$ :  $m=D_0/z$ .

Этот же модуль может быть определен через внешний диаметр зубчатого колеса по формуле  $m=D/(z+2)$ .

Для нормального зубчатого зацепления высота головки  $h'$  принимается равной модулю  $m$ , а высота ножки зуба  $h''$ —равной  $1,25m$ , отсюда следует, что полная высота зуба  $h=h'+h''=m+1,25m=2,25m$ . Шаг  $t$  зубчатого колеса

в зависимости от величины модуля определяется из выражения  $t=3,14m$ , а толщина зуба  $k$  равна половине шага, т.е.  $k=t/2$ .

При отсутствии чертежа зубчатого колеса по указанным выше данным нетрудно определить основные размеры зуба, нормальные для данного колеса. Например, у ремонтируемого зубчатого колеса с прямыми зубьями, имеющего внешний диаметр  $D=820$  мм и число зубьев  $z=80$ , модуль зубьев  $m=820/(80+2)=10$ .

Исходя из этого модуля, шаг зубьев  $t=3,14*10=31,4$  мм; высота зуба  $h=2,25*10=22,5$  мм и толщина зуба  $k=31,4/2=15,7$  мм.

Сравнив эти данные с фактическими размерами, замеренными у ремонтируемого зубчатого колеса, можно определить величину износа зубьев.

Основными дефектами, которые наблюдаются в процессе эксплуатации зубчатых редукторных передач, являются износ рабочей поверхности зубьев, а в некоторых случаях и их поломка. Такие повреждения во многих случаях вызываются не соответствующим качеством материала и дефектами изготовления зубчатой передачи, дефектами, связанными с неправильной сборкой и ремонтом, а также недостаточной или неправильной смазкой редукторной передачи и усталостной поломкой зубьев ведущей или ведомой шестерни.

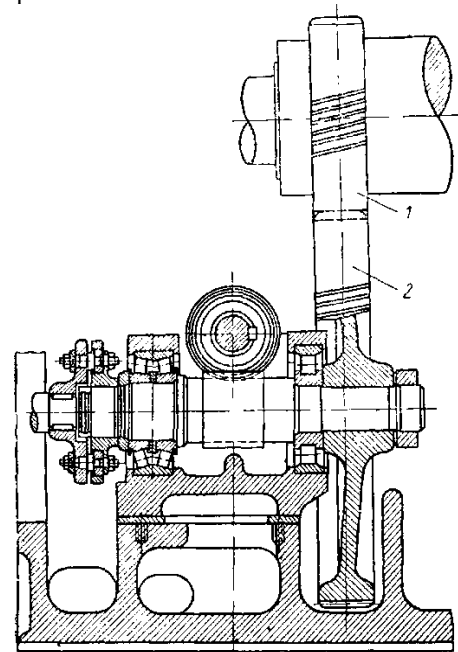
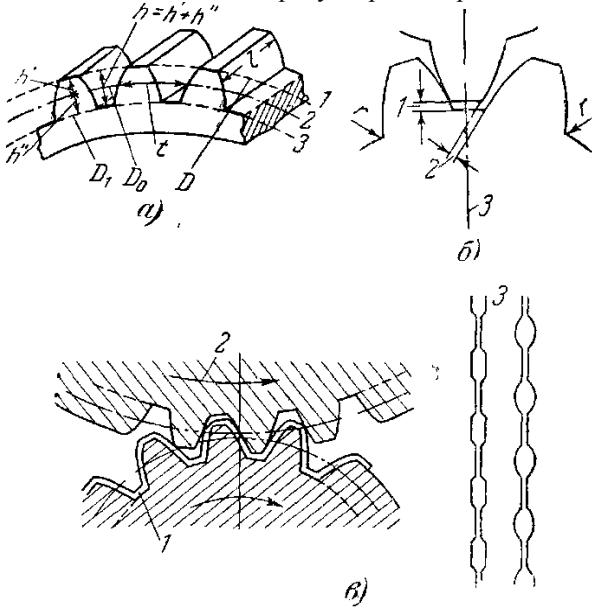


Рисунок 19.15. Редукторная передача от вала турбины к валу масляного насоса. 1 — шестерня на валу турбины, 2 — колесо на промежуточном валу передачи к масляному насосу и регулятору.

С целью своевременного обнаружения усталостных трещин, которые могут появиться особенно у ножек зубьев (при длительной работе турбины с вибрацией), при вскрытии необходимо в первую очередь осмотреть зубья шестерен передачи с помощью лупы. При обнаружении незначительных следов выкрашивания на поверхности зубьев необходимо установить за этим

надлежащий контроль; сравнение с записями состояния рабочей поверхности зубьев при предыдущем вскрытии и осмотре редукторной передачи должно показать, прогрессирует ли данный дефект, практика эксплуатации показывает, что во многих случаях начавшееся в начале эксплуатации незначительное выкрашивание в дальнейшем прекращается и не может служить причиной необходимости замены редукторной передачи.



**Рисунок 19.16.** Зубчатое зацепление. а — обод цилиндрической шестерни с прямыми зубьями. 1—окружность выступов 2 — начальная окружность, 3 — окружность впадин,  $h'$  — высота головки,  $h$  — высота ножки; б—зазоры в зубчатом зацеплении. 1—радиальный зазор, 2 — боковой зазор, 3—осевая линия, соединяющая центры шестерен, г—закругление у основания зуба; в — схема проверки зацепления прокаткой свинцовой проволокой, 1—укладка проволоки. 2 — направление поворота; 3— форма отпечатков.

Зубья собранной передачи должны иметь прилегание не меньше чем на 70—75% длины и высоты зуба, при меньшем контакте и правильной выверке передачи по осям и высоте рабочие поверхности зубьев должны быть подвергнуты шабровке в соответствии с отпечатками краски при прокатывании зубчатой передачи. При шабровке следует учесть, что в связи с тем, что торцевые края зубьев с обеих сторон скошены на глубину 0,05—0,1 мм, чтобы исключить приложение нагрузки на наиболее слабые их края, следы наработки зубьев обычно отстоят от их торцов на расстоянии 5—8 мм.

При выверке зубчатой передачи для обеспечения ее надежности необходимо проверить жесткость посадки ведущего зубчатого колеса на вал турбины (жесткость посадки определяется правильной подгонкой шпонки и натягом 0,05—0,07 мм), расстояние между осями подшипников, определяющее радиальный зазор 1 и величину бокового зазора 2 в зацеплении (рис. 19.16,б), радиальный зазор должен быть равен, как и для червячных передач,  $0,25m$ , где  $m$  — модуль заце-

пления или  $1/9$  общей высоты зуба, а боковой — в пределах 0,17—0,25 мм.

Величина радиального зазора измеряется в зацеплении по направлению осевой линии 3 с помощью щупа или по величине оттиска свинцовой проволоки, которая пропускается между зубьями шестерен (см. рис. 19.16,в), величина бокового зазора также измеряется щупом, прокаткой между зубьями свинцовой проволоки или замером игры в зацеплении при одном заторможенном зубчатом колесе. При замерах свинцовой проволокой последняя должна укладываться по всей длине впадины или зуба шестерни, что дает возможность промерить зазор по всей ширине шестерни. Отсутствие или недостаточные радиальные и боковые зазоры могут вызывать чрезмерный нагрев и заклинивание редукторной передачи.

При новой выверке или произведенной смене редукторной передачи следует через несколько часов после пуска турбины остановить ее и по следам приработки определить состояние редукторной передачи и правильность ее установки и выверки.

Заканчивая рассмотрение вопросов, связанных с ремонтом червячных и редукторных передач, следует указать, что продолжительность работы этих передач зависит не только от правильного подбора материалов, правильного их изготовления и установки, но и надлежащей эксплуатации, когда любые дефекты в работе после их выявления немедленно устраняются.

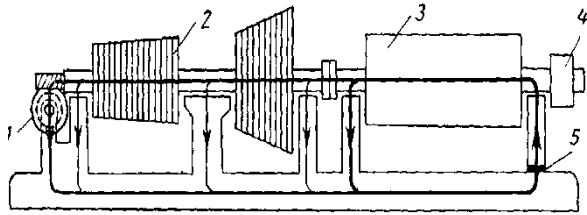
Как правило, на каждой электростанции должны быть продуманы вопросы монтажа новых и демонтажа износившихся червячных и редукторных передач. Необходимо иметь в наличии все приспособления и инструменты, требующиеся для снятия и постановки на место этих передач, чертежи с указанием зазоров, способа сборки, а также резервные комплектные передачи, изготовленные из соответствующих условиям работы материалов и проверенные по качеству изготовления и размерам.

### 19.9. ПОДШИПНИКОВЫЕ ТОКИ.

Из практики эксплуатации известны случаи возникновения подшипниковых токов, протекающих через подшипники и станины турбоагрегата. Токи могут протекать с вала генератора через вал турбины, ответвляться во все подшипники и червячную передачу и возвращаться в ротор через станину подшипника генератора со стороны возбудителя (рис. 19.17). Подшипниковые токи ведут к электроэрозионному, «осповидному» разъеданию шеек валов, деталей регулятора скорости, шеек и подшипников главного масляного насоса, к ускоренному старению масла, износу и выходу из строя червячной передачи регулятора турбины и др.

Подшипниковые токи возникают в связи с появлением электрического напряжения на роторе работающего генератора, которое вызывается причинами электромагнитного характера. Наиболее опасными для турбогенераторов являются

подшипниковые токи, появляющиеся в роторе вследствие несимметричности магнитного поля генератора (неравномерный воздушный зазор между ротором и статором генератора, наличие разбега в статорах некоторых генераторов, короткие замыкания во внешней цепи).



**Рисунок 19.17.** Схема протекания паразитных токов. 1—червячная передача, 2 — ротор турбины, 3— ротор генератора; 4 — возбудитель, 5 — изолирующая прокладка.

Особенно часто этими токами повреждается червячная передача, так как поверхность соприкосновения шестерни с червяком мала и сопротивление масляного слоя ничтожно. Из подшипников наибольшей опасности подвергается подшипник генератора со стороны возбудителя; кроме того, при неправильной установке водородных уплотнений возможно их активное разделение токами из-за соединения массы ротора генератора с корпусом подшипника.

Для исключения возможности возникновения и циркуляции подшипниковых токов производится изоляция от станины конца вала генератора со стороны возбудителя; для этого под весь корпус подшипника со стороны возбудителя устанавливаются прокладки из изолирующих материалов (прессшпан, миканит, бакелит, текстолит и др.) толщиной 3—5 мм (рис. 19.18,а). Кроме того, с помощью бакелитовых трубок с гетинаксовыми шайбами изолируются от станины стягивающие болты, установочные шпильки, маслопроводы подвода (рис. 19.18,б) и отвода масла на смазку подшипников. При наличии у генератора отдельного возбудителя, связанного с генератором муфтой, прокладывается также изоляция и под статор возбудителя.

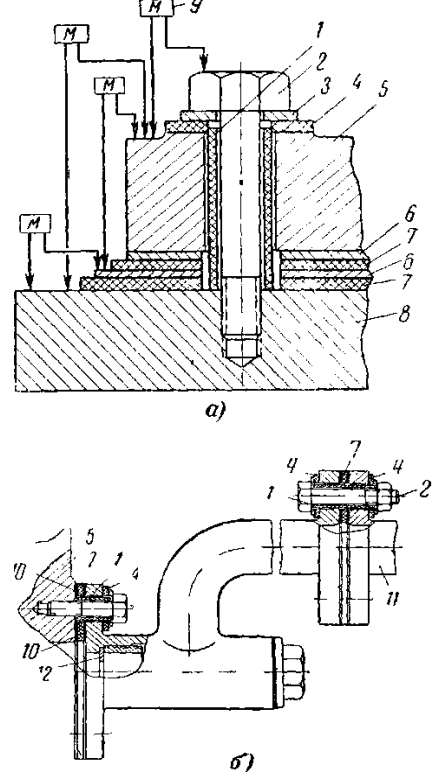
Изоляция вала от станины может нарушаться в эксплуатации, и для предотвращения аварии необходимо периодически производить проверку состояния изоляции, устранять случаи загрязнения краев изоляции, нарушения изоляции маслопроводов, болтовых втулок и установочных шпилек; кроме того, не следует прислонять к стулу подшипника инструмент или другие металлические предметы.

## 20. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА.

### 20.1. ГЛАВНЫЕ МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ.

Главный масляный насос турбины представляет собой один из самых ответственных ее узлов, так как малейшие перебои в его работе могут привести к тяжелой аварии с турбиной,

При ремонте обязательно следует производить проверку состояния изоляции корпуса подшипника и каждого крепежного болта по отношению к фундаментной плите (рис. 19.18,а). Измерение сопротивления изоляции под стулом подшипника производится мегомметром напряжением 100 В. Величина сопротивления изоляции подшипника генератора с полностью собранными маслопроводами доходит до нескольких мегом и во всяком случае не должна быть ниже 1 МОм.



**Рисунок 19.18.** Изоляционные прокладки у заднего подшипника генератора. а — изоляция корпуса подшипника и схема ее проверки, б — изоляция напорного маслопровода. 1-изоляционные втулки, 2—болты, 3 — стальная шайба, 4—изоляционные шайбы, 5—корпус подшипника, 6—стальные прокладки, 7—изоляционные прокладки, 8—фундаментная плита 9—мегомметр 10— прокладки из электрокартона, 11—напорный маслопровод, 12—шайба, ограничивающая расход масла на подшипник.

При нарушении изоляции турбоагрегат должен быть остановлен для ее восстановления, для проверки качества масла и состояния подшипников и деталей системы регулирования.

связанной с расплавлением опорных и упорных подшипников.

В паровых турбинах применяются три основные конструктивные разновидности главных масляных насосов: зубчатые, винтовые и центробежные.

Для обеспечения должной чистоты при выполнении работ по разборке и для предохранения

деталей масляных насосов от ударов забойн, цаппин и других повреждений необходимо масляные насосы разбирать на специально приспособленных стеллажах, а отдельные их детали укладывать на только для них предназначенные чистые деревянные подкладки.

После снятия масляного насоса необходимо снять и проверить состояние соединительной муфты; на ведущем валу полумуфта сидит на двух шпонках и с небольшим натягом (0,05—0,07 мм). Перед снятием ступица полумуфты должна быть подвергнута небольшому нагреву. Износ или наклеп, обнаруживаемый под снятой полумуфтой и на шпонках, говорит об отсутствии необходимого натяга в посадке полумуфты на вал; восстановление должного натяга полумуфты на вал производится при ремонте заменой полумуфты на новую или металлизацией поверхности вала, а также установкой новых соответственно подогнанных шпонок.

При наличии между масляным насосом и редуктором муфты пальцевого типа необходимо после снятия пальцев проверить их состояние, одновременность их участия в передаче вращающего момента и при наличии дефектов сменить их.

При наличии между масляным насосом и редуктором гибкой соединительной муфты со змеевидной пружиной, состоящей из четырех секторов, вставленных между зубцами обеих половин муфты, необходимо при ремонте обратить особое внимание на состояние зубцов и пружин. Неудовлетворительное качество и повышенная твердость пружин являлись неоднократной причиной их поломки в процессе эксплуатации; пружины с большой твердостью должны быть заменены пружинами с твердостью после отпуска, не превышающей 350–400 Нв.

Следы незначительной наработки на зубцах и пружинах и чистота маслоподводящих каналов малого сечения, имеющих в полумуфте, надетой на вал, говорят об удовлетворительном состоянии муфты.

**Зубчатые масляные насосы.** Применяемые в турбинах зубчатые главные масляные насосы (см. рис. 19.11, деталь 1) при правильных конструктивном выполнении и сборке обычно долгое время работают без перебоев. Эти насосы приводятся от вала турбины при помощи червячной или цилиндрической зубчатой передачи, понижающей число оборотов до 700—1500 об/мин.

Зубчатые масляные насосы, как и винтовые, являются самовсасывающими насосами объемного типа; их производительность пропорциональна числу оборотов. Закрытие выхода масла у таких насосов во время работы и прекращение его вытеснения приведет к поломке насоса или разрыву маслопровода, поэтому у этих насосов устанавливаются редукционные или перепускные (маслосбрасывающие) предохранительные клапаны (§ 20.3).

При ремонте турбины надо тщательно осмотреть и проверить зубчатые насосы, так как даже незначительный износ шестерен, корпуса,

крышек и втулок может настолько ухудшить работу насоса, что, помимо стуков и ненормальной работы, может значительно снизиться давление масла, создаваемое насосом. После снятия крышек при выемке шестерен необходимо проверить наличие маркировки на торцах зубцов, определяющей их взаимное положение в корпусе насоса.

Основным условием исправной работы масляного насоса является свободное вращение насоса без каких-либо заеданий и торможений при незначительной величине зазоров между шестернями, корпусом и крышками насоса.

Встречающиеся при ремонте масляного насоса дефекты обычно сводятся, во-первых, к увеличению зазоров выше допустимого, а также уменьшению зазоров между зубьями шестерен и корпусом насоса или между торцами шестерен и крышкой насоса и, во-вторых, к разработке валовых втулок шестерен. Признаками этих дефектов являются обнаруживаемые при вскрытии насоса натертости на торцах и вершинах шестерен и соответственно на боковых и торцевых поверхностях корпуса от зубьев шестерен, а также неравномерность и неодинаковость натертости по всей длине каждого зуба шестерен. Зацепление во всех зубьях шестерен должно быть одинаковым и равномерным по всей их длине; проверка зацепления производится по краске.

Зазоры между торцами шестерен и крышками корпуса должны исключать возможность задевания из-за неодинакового разогрева шестерен и корпуса насоса и должны быть в пределах 0,001—0,0013 высоты шестерни плюс 0,05 мм. Обычно этот зазор обеспечивается тем, что между корпусом насоса и его крышкой укладывается на шеллаке прокладка из восковки или синьки толщиной 0,15—0,25 мм. При необходимости изменить величину зазора изменяют толщину прокладываемой бумаги. Этот зазор измеряется путем укладки свинцовой проволоки 0,5 мм на торцы шестерен и на фланец корпуса и дальнейшей равномерной затяжки крышки насоса; после снятия крышки разность толщин соответствующих свинцовых оттисков, замеренных микрометром, показывает величину зазора.

Разбег в зацеплении зубьев шестерен (боковой зазор) и радиальный зазор в этом зацеплении (аналогично указанному на рис. 19.16,б) также проверяют оттиском свинцовой проволоки, получаемым при проворачивании собранного насоса, как это указывалось для червячных передач. В целях экономии времени эти зазоры надлежит проверять одновременно с проверкой зазора между торцами шестерен и крышками; нормально величина разбега в зацеплении должна быть в пределах 0,15—0,25 мм, а радиальные зазоры в зацеплении 1,5—2 мм.

Радиальные зазоры между торцами зубьев шестерен и стенками корпуса могут быть измерены шупом только при снятой крышке, вследствие чего эти замеры не дают достаточно точного результата и являются только ориентировочными. Нормально эти зазоры не должны превышать 0,15—0,25 мм на сторону и во всяком случае



должны быть больше зазоров между валиками шестерен и их втулками (см. ниже). В случае износа зубьев шестерен появляется шум во время работы насоса. Увеличенные зазоры между шестернями, крышками и корпусом сказываются на производительности насоса и создаваемом им давлении масла.

При ремонте необходимо обратить внимание на отсутствие рисок, царапин, забоин и заусениц на торцевых поверхностях шестерен и на поверхностях стенок и крышек корпуса, прилегающих к шестерням. Эти поверхности должны быть совершенно гладкими и подогнанными по краске.

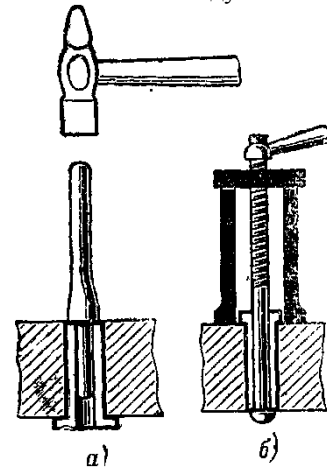
Наиболее частой неисправностью является увеличение зазора между торцами шестерен и крышками корпуса в результате того, что шестерни выработывают в крышке углубления. Для восстановления нормального зазора приходится шабрить крышку до вывода выработки; так как в некоторых случаях торцы шестерен также имеют выработку в виде кольцевых рисок, приходится и их шабрить. В связи с тем, что шабровка может привести к уменьшению высоты шестерен, чтобы получить равномерный зазор по всем шестерням, необходимо сшабривать их все на одинаковую высоту и, кроме того, соответственно сшабривать и плоскость разъема корпуса.

Если выработка достигает таких размеров, что зазоры между крышками корпуса и торцами шестерен превышают 0,25 мм, то масло будет перетекать через зазоры из нагнетательной камеры обратно во всасывающую и поступление его в магистраль, а следовательно, и производительность насоса упадет. Последнее вызывается также и выработкой в стенках корпуса, вследствие которой повышаются радиальные зазоры между торцами зубьев шестерен и стенками корпуса насоса. Если к этому времени и шестерни в результате износа имеют в своем зацеплении недопустимый разбег, вызывающий стуки в насосе, то приходится заменять изношенные части новыми, а чаще всего при этом меняется весь насос. Следует, однако, предупредить, что ни в коем случае нельзя допускать слишком малые торцевые и радиальные зазоры в шестернях масляного насоса.

При замене насоса и его ремонте следует проверять наличие и чистоту масляных канавок в крышках насоса. Отсутствие или засоренность этих канавок будет приводить к тому, что при заходе зуба одной шестерни во впадину другой остающееся во впадине масло, сжимаясь входящим зубом и не имея выхода в камеру насоса по линии канавок, будет вызывать распор шестерен в радиальном направлении. Это может привести к заклиниванию шестерен и к сработке стенок корпуса насоса.

При ремонте втулки осматриваются без их выпрессовки; в бронзовых втулках, имеющих баббитовую заливку, необходимо осмотреть состояние этой заливки; наличие натягивания баббита, а также достижение предельно допустимых зазоров требуют выпрессовки и перезаливки втулок.

При разработке бронзовых втулок, не имеющих баббитовой заливки, их заменяют новыми и запрессовывают с нормальными зазорами по отношению к валикам шестерен. Обычно зазоры во втулках при тщательной подгонке и шабровке в зависимости от диаметра шейки вала должны быть не больше 0,05—0,1 мм (на диаметр) и определяются только тем, чтобы валики шестерен вращались совершенно свободно без всяких заеданий и торможений. Положение валиков во втулках должно быть строго концентрично, так как это определяет концентричность положения шестерен в расточках корпуса и строгую параллельность их осей между собой.



**Рисунок 20.1.** Выемка втулок шестерен зубчатых масляных насосов. а—с помощью выколотки; б — с помощью съёмника.

Большая выработка втулок валиков, вызывая увеличение расстояния между центрами шестерен, может привести к износу торцевых поверхностей зубьев шестерен и стенок корпуса, при котором зазор между зубьями и стенками корпуса превысит допустимый (0,25 мм). В этом случае приходится менять насос, так как никакой ремонт зубьев шестерен и стенок корпуса, кроме их зачистки, недопустим.

Вынуть втулки из крышек для замены бывает иногда очень трудно, так как они загоняются туго. Для удаления втулок полезно произвести сначала смачивание стыковых поверхностей втулок керосином, после чего можно выбить втулки с помощью специальных медных выколоток (рис. 20.1,а). Еще лучшим способом является применение съёмника в виде скобы с болтом; после установки скобы (рис. 20.1,б) производится завинчивание гайки болта, который своей головкой захватывает и вытягивает втулку. Посадка втулок производится ударами свинцового молотка или обыкновенного молотка по медной выколотке; втулки должны быть надежно застопорены от возможного их сдвига и провертывания, которое может привести к перекрытию смазочных канавок.

Для смазки втулок и валиков шестерен обязательно должны быть предусмотрены во втулках специальные канавки, так как их отсутствие вызовет заедание валиков насоса во

втулках со всеми вытекающими отсюда последствиями. Эти канавки в новых втулках обычно выбирают напильником или крейцмейселем и заправляют шабером, хорошо закругляя кромки канавки.

При значительном износе валиков и невозможности вывести этот износ шлифовкой валик должен быть заменен новым. При замене следует обратить внимание на посадку шестерен на валки; посадка должна быть тугий и шестерни не должны иметь никакой качки на шпонках; наличие следов наработки на шпонках говорит об их неудовлетворительном состоянии и необходимости замены новыми.

**Винтовые масляные насосы.** Масляные винтовые насосы, получившие значительное применение в турбинах послевоенного выпуска, являются объемными насосами вытеснения непрерывного действия.

Винтовые насосы имеют один средний ведущий и два боковых ведомых винта; диаметр ведущего винта равен сумме диаметров ведомых винтов (рис. 20.2). Винты расположены в расточке бронзового сердечника, имеющего заливку баббитом Б-83; сердечник, вставленный в корпус насоса без особого натяга, стопорится от вращения плотно посаженным штифтом и под действием перепада давления между камерами нагнетания и всасывания прижимается к бурту, выточенному в корпусе насоса. Винты образуют по своей длине (вдоль оси) замкнутые полости, которые при работе насоса перемещают масло от камеры всасывания к камере нагнетания. Вращение насоса, который располагается в стуле переднего подшипника, производится от вала турбины через редукторную передачу.

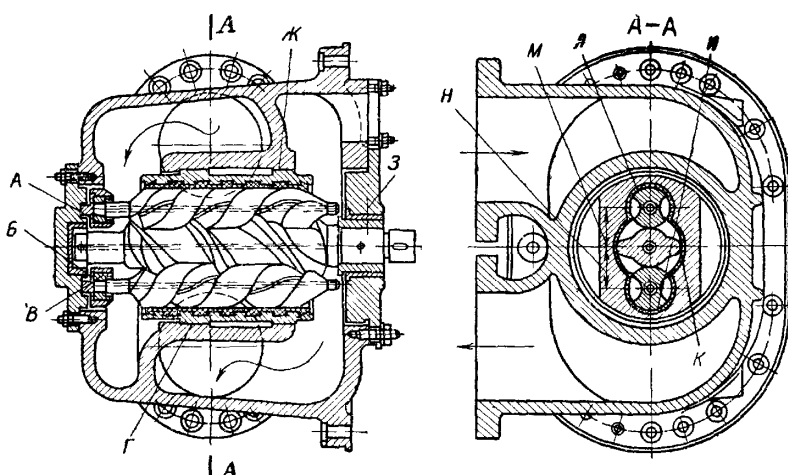


Рисунок 20.2. Винтовой масляный насос.

Винтовые насосы, наряду с высокой экономичностью, бесшумностью и долговечностью, способны подавать масло, начиная с самых малых оборотов, обеспечивая тем самым подачу масла на смазку подшипников при остановке турбины и отказе резервных масляных насосов. Ремонт винтовых насосов проще насосов других типов, так как из-за отсутствия практически изнашиваемых

деталей и узлов они не требуют запасных частей. При ремонте в основном производятся работы, связанные с разборкой, очисткой, осмотром, проверкой состояния деталей и узлов и замером зазоров в насосе.

Местные наработки на рабочих поверхностях винтов, которые иногда являются следствием неточности профиля или попадания вместе с маслом твердых посторонних частиц, должны быть зачищены и зашлифованы тонким оселком.

В винтовом насосе возникающее при работе осевое усилие, которое направлено от камеры нагнетания в сторону камеры всасывания, передается через пяты винтов бронзовым подпятником; средний бронзовый подпятник запрессован в крышку корпуса, а боковые подвижны и могут самоустанавливаться, но не вращаться. Проверка прилегания пят к подпятникам производится по следам натиров или по краске; распределение наработки или следов краски не по всей окружности подпятника показывает на неперпендикулярность торцевой поверхности подпятника по отношению к оси ведущего винта, исправление этого дефекта производится соответствующей шабровкой неправильно прилегающего места.

Радиальные зазоры (А, В) по пятам ведомых винтов должны находиться в пределах 0,1—0,15 мм, а ведущего винта (Б)—0,12—0,2 мм. Повышенный нагрев подпятников после пуска в работу, если не вызван попаданием каких-либо загрязнений, может возникать при недостаточности радиальных зазоров между пятой и подпятником.

Обычными способами, описанными для опорных подшипников, необходимо убедиться в плотности прилегания баббитовой заливки к сердечнику корпуса насоса. В случае необходимости при ремонте перезаливки сердечник с баббитовой заливкой вынимается полностью из корпуса насоса, и его заливка производится во всем аналогично заливке опорных подшипников.

Для расточки новой баббитовой заливки правильность установки сердечника на станке проверяется по глубоким концентричным заточкам, специально предусмотренным с обеих сторон сердечника вокруг каждого из отверстий для винтов. Установка перезалитого сердечника в корпус должна производиться плотно, но без какого-либо натяга между корпусом и сердечником; наличие натяга (Г, Ж) больше 0,03—0,05 мм может привести к уменьшению радиальных зазоров между винтами и расточками сердечника. Установленный в корпус сердечник во избежание проворачивания должен быть закреплен плотно посаженным штифтом.

При сборке винты вставляются в корпус только вертикально с одновременным контролем за отсутствием задеваний и повреждений бабби-

товой заливки сердечника и с обеспечением их взаимного положения одного относительно другого и относительно корпуса по меткам. Наличие этих меток обязательно должно проверяться перед выемкой винтов из корпуса при разборке после снятия крышки; при отсутствии этих меток и меток на подпятниках ведомых винтов их следует нанести, непосредственно при разборке, на поверхностях не участвующих в трении. При проверке отклонения между осями ведущего и ведомых винтов не должны превышать 0,03 мм; радиальные зазоры между ведомыми винтами и рубашкой насоса (И, Л) должны находиться в пределах 0,03—0,09 мм, а между ведущим винтом и рубашкой (К) — в пределах 0,04—0,1 мм.

Особое внимание должно быть уделено сборке крышки насоса и плотности фланцевых соединений корпуса насоса с маслопроводами; толщина устанавливаемой на эти фланцы бумаги или картона не должна превышать 0,25 мм.

Течь масла через фланцевое соединение крышки насоса, наблюдающаяся во время эксплуатации, должна быть устранена во время ремонта тщательной пришабровкой фланца крышки к поверхности корпуса.

Равномерная и плотная обтяжка крышки должна обеспечить правильную величину осевого разбега ведущего винта и легкость вращения винтов от руки. Величина осевого разбега ведущего винта при собранном насосе может быть определена, если в торец валика этого винта упереть ножку индикатора и нажимом на валик переместить ведущий винт сначала в одно крайнее положение до упора, а затем — в другое тоже до упора.

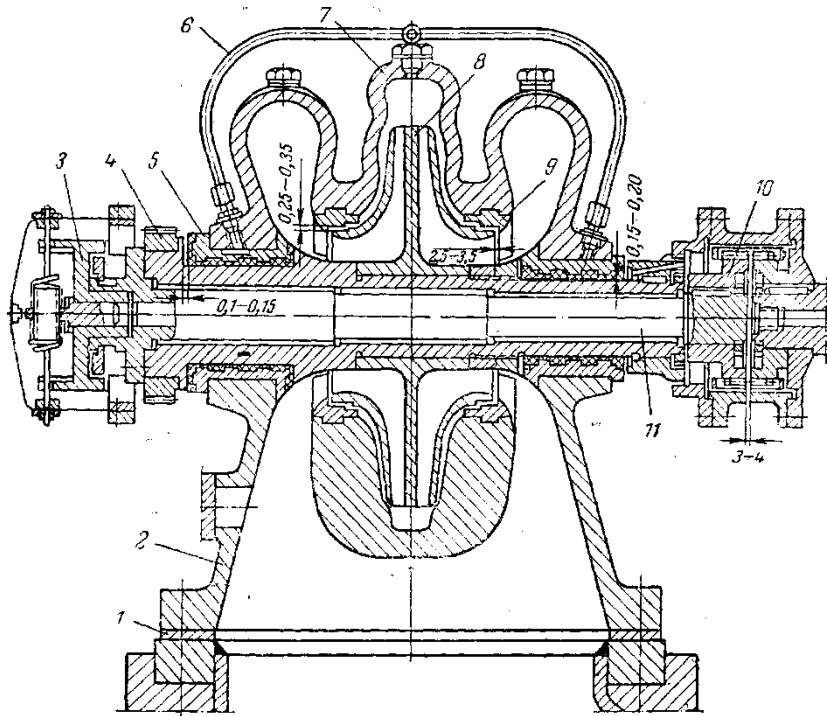
При сборке следует учесть, что любой небольшой присос воздуха на всасе вызывает шум и треск в насосе и приводит к нарушению его нормальной работы с понижением производительности. Причиной шума в насосе может быть также воздух, попадающий в насос вместе с маслом при пенообразовании в масляном баке,

если за время своего нахождения в баке он не успевает выделяться из масла. Пропуск масла через фланцы на нагнетании, кроме потери масла, представляет опасность в пожарном отношении.

Масляные насосы обычно собираются отдельно от турбины и затем уже в собранном виде присоединяются на болтах к корпусу переднего подшипника. После сборки шестерни или винты масляного насоса должны вращаться свободно, без всякого заедания. При соединении вала насоса с валом регулятора, производится ли это соединение на шпонке, специальных заточках или муфте, не должно быть никаких перекосов, вызванных неправильной центровкой, связанной с тем, что валы насоса и регулятора не лежат на одной прямой. Такой перекоп в соединении может вызвать неравномерную сработку втулок насоса и привести к заклиниванию насоса.

При выверке валов регулятора и масляного насоса допускается расцентровка не более 0,03—0,05 мм как по оси, так и по радиусу. Если все возможности исправления центровки исчерпаны, то как крайняя мера может быть применена подшабровка центрирующей расточки насоса и его соответствующее передвижение; в этом случае обязательна новая подгонка установочных болтов и контрольных шпилек насоса.

При разборке и сборке нужно соблюдать особую тщательность и чистоту, так как забоины и заусеницы, а также попадание песка и грязи при сборке совершенно недопустимы в условиях небольших зазоров между шестернями или винтами и корпусом. При сборке должна быть проверена чистота отверстий для выхода воздуха; закупорка последних может привести к образованию воздушных мешков и вызвать срыв подачи насоса. Также должна быть проверена чистота всех смазочных каналов в корпусе, крышках и втулках. Насос обязательно должен быть собран на контрольных шпильках, так как иначе возможен перекоп в шестернях или винтах.



**Рисунок 20.3.** Центробежный главный масляный насос турбины ЛМЗ. 1—металлическая подкладка; 2—нижняя половина корпуса; 3—всережимный регулятор скорости; 4—ведущая шестерня привода тахогенератора; 5—подшипник; 6—маслопровод подвода масла к подшипникам; 7—верхняя половина корпуса; 8—рабочее колесо; 9—уплотнение; 10—муфта со змеевидной пружиной; 11—торсионный вал.

**Центробежные масляные насосы.** Центробежные главные масляные насосы, применяемые в гидравлических системах регулирования и расположенные в корпусах передних подшипников, имеют большое преимущество по сравнению с зубчатыми и винтовыми насосами, так как они выполняются на полное число оборотов турбины, и поэтому их привод не требует применения червячной или редукторной передачи. Центробежный насос размещается или непосредственно на переднем конце вала турбины, или вал насоса располагается на своих подшипниках и соединяется с передним концом вала турбины с помощью гибкой муфты (рис. 20.3) или шлицевого валика, проходящего через пустотелый вал насоса.

Подпор во всасывающих патрубках масляных центробежных насосов, не обладающих свойством самовсасывания, а также снабжение маслом системы смазки подшипников турбоагрегата обеспечиваются масляструйными инжекторами, приемные камеры которых находятся ниже уровня масла в масляном баке.

В конструктивном отношении центробежные масляные насосы почти не отличаются от центробежных насосов, работающих на воде, поэтому способы разборки, ремонта и сборки центробежных масляных насосов практически мало чем отличаются от способов ремонта других вспомогательных водяных центробежных насосов турбоустановки, которые рассматриваются в гл. 22.

При ремонте производится полная разборка и чистка насоса, проверка состояния деталей, устранение причин возможных задеваний, замеры зазоров и положения деталей; после сборки насоса и уплотнения разъема корпуса бакелитовым лаком производится проверка центровки вала насоса с валом турбины и занесение полученных данных в формуляры ремонта.

Проверка осевого разбега ротора насоса, производимая по индикатору или шупу, должна

обеспечить его в пределах  $0,1—0,15$  мм. Зазоры в масляных уплотнениях достаточно большие (радиальный — между рабочим колесом и уплотнительным кольцом  $0,25—0,35$  на сторону и торцевой  $2,5—3,5$  мм}, и при любых режимах работы касания подвижных частей о неподвижные происходить не должно. Замеры зазоров в подшипниках и уплотнительных кольцах рабочего колеса производятся по свинцовым оттискам. Проверка состояния подшипников должна обеспечить верхние масляные зазоры в пределах  $0,15—0,2$  мм и боковые  $0,08—0,1$  мм.

При проверке центровки вала насоса с валом турбины должно быть учтено производимое заводом при монтажной центровке смещение вала насоса влево на  $0,08—0,1$  мм относительно оси вала турбины (если смотреть в сторону генератора) и вверх на  $0,15—0,2$  мм; такое смещение производится для учета всплывания ротора высокого давления во время работы на масляной пленке. Расхождение торцевых замеров по муфте не должно превышать  $\pm 0,05$  мм. Перемещение корпуса насоса в вертикальной плоскости при необходимости изменения центровки может быть произведено за счет изменения толщины металлических прокладок, установленных между насосом и корпусом подшипника; при горизонтальных перемещениях обязательно тщательное фиксирование нового положения контрольными шпильками.

Главные масляные насосы центробежного типа создают достаточное давление при достижении числа оборотов, равного  $70—75\%$  от нормального. Число оборотов, при котором вступает в работу главный масляный насос, должно быть при каждом пуске одинаковым. После пуска турбины из капитального ремонта время вступления масляного насоса в работу должно быть обязательно проверено и зафиксировано в формуляре; при отклонении от нормального должна быть ус-

тановлена причина более позднего вступления насоса в работу.

## **20.2. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ (ПУСКОВЫЕ) И АВАРИЙНЫЕ МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ.**

Вспомогательный масляный насос предназначается для смазки подшипников и для подачи масла в систему регулирования во время пуска, остановки турбины и вращения роторов валоповоротным устройством, когда главный масляный насос не создает необходимого давления и производительности из-за малых оборотов турбины. При отсутствии специального аварийного масляного электронасоса, обеспечивающего подачу масла в систему при аварийном падении в ней давления, эту функцию также выполняет вспомогательный масляный насос. Для указанных целей применяются вспомогательные масляные насосы вертикального и горизонтального типов с паротурбинным приводом или с приводом от моторов постоянного и переменного тока.

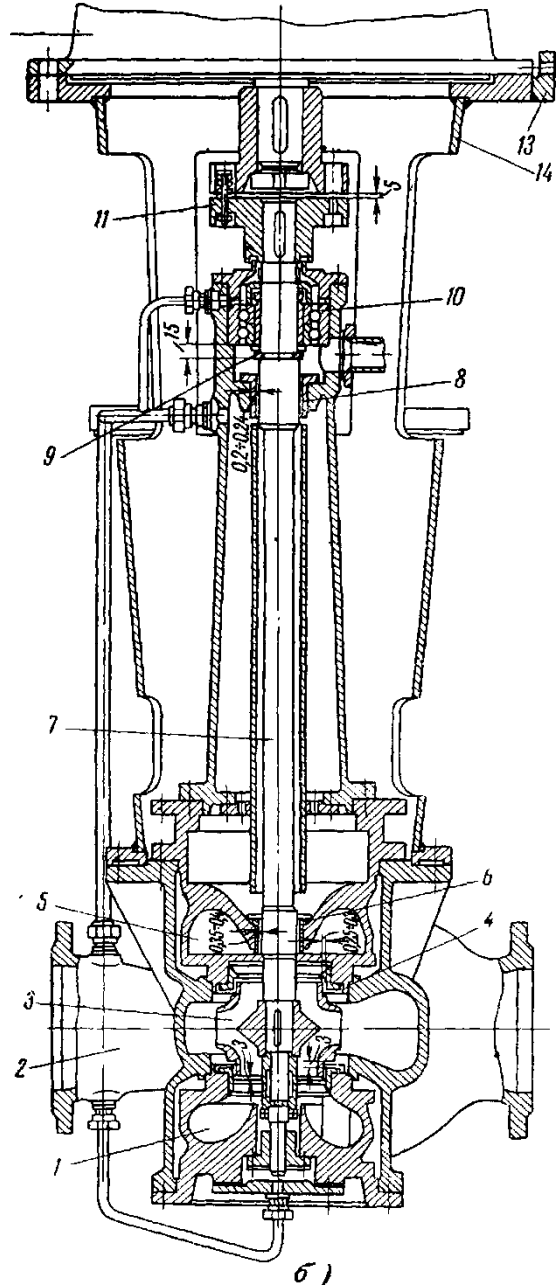
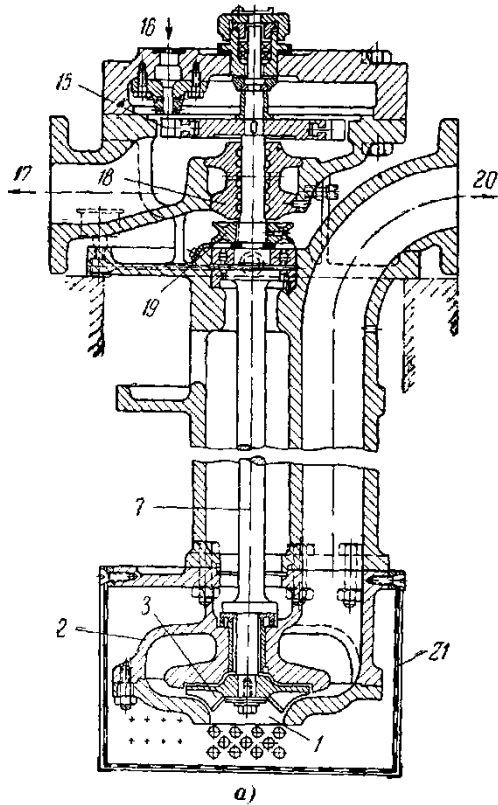
В настоящее время у турбин новых типов в качестве вспомогательных масляных насосов устанавливаются только центробежные электронасосы с моторами переменного тока и в качестве аварийных — центробежные электронасосы с моторами постоянного тока. В случаях неисправности вспомогательного масляного электронасоса с мотором переменного тока или при потере электростанцией напряжения смазка подшипников при останове турбины будет обеспечена аварийным насосом смазки; эти насосы имеют устройства для автоматического запуска при падении давления масла в системе смазки ниже минимально допустимого.

Масляный паротурбинный насос вертикального типа (рис. 20.4,а), устанавливаемый непосредственно на крышке масляного бака, имеет одновенечную паровую турбинку, работающую на выхлоп в атмосферу и находящуюся над баком, и центробежный одноступенчатый насос, который находится под постоянным заливом, так как погружен непосредственно в масло. При ремонте турбонасоса разболчивается фланец, крепящий насос к баку, после чего турбонасос снимается целиком и ремонтируется на свободной монтажной площадке.

Вспомогательный насос должен быть безусловно надежным агрегатом, готовым к работе в любой момент эксплуатации; поэтому при разборке, помимо чистки деталей, необходимо произвести тщательный контрольный осмотр их состояния. Проверка разработки уплотнений на валу турбинки на стороне, сообщаемой с маслом, а также состояния паротбойного кольца, должна установить невозможность попадания пара через масляный насос в масляный бак. Зазоры на диаметр между валом и втулкой парового уплотнения должны быть в пределах 0,1—0,2 мм, а между валом и втулкой масляной части 0,08—0,15 мм.

Выработка направляющих подшипников турбонасоса должна быть устранена соответствующим ремонтом или сменой на новые, так как указанный дефект, если учесть большое число оборотов, при котором работает турбонасос (до 4000 об/мин}, может вызвать значительную вибрацию вала, его искривление, задевание во вращающихся деталях и выход турбонасоса из строя. Вместе с тем следует помнить, что при установке новой бронзовой втулки недостаточность зазора может вызвать заедание вала в работе.

**Рисунок 20.4.** Вспомогательные масляные насосы вертикального типа. 1—с паротурбинным приводом, б—с приводом от электромотора; 1—камера всасывания; 2—корпус; 3—рабочее колесо, 4—уплотнение колеса; 5—верхняя камера всаса, 6—нижний направляющий подшипник, 7—вал; 8—верхний направляющий подшипник; 9—дистанционное кольцо, 10—опорно-упорный шарикоподшипник; 11—муфта, 12—вертикальный электродвигатель, 13—скоба для центрирования электродвигателя, 14—фонарь, 15—колесо турбины, 16—подвод свежего пара, 17—выхлоп отработавшего пара, 18—лабиринтное уплотнение, 19—пароотбойное кольцо, 20—выход масла, 21—сетка.



Сработка подпятников может привести к осадке всего вала насоса и к задеваниям диска паровой турбинки и диска масляного насоса. При сборке вала турбонасоса следует проверить, чтобы вал со всеми его вращающимися деталями опирался только на подпятник; перед сборкой желательно проверить вал на прогиб в центрах токарного станка.

У турбинки должно быть проверено состояние лопаточного аппарата: износ, коррозия, крепление и плотность посадки лопаток на диск; последнее может быть проверено легким постукиванием молоточком для выявления дребезжания, указывающего на наличие трещин и неплотности посадки лопаток на диск. При этой проверке особенно тщательно надо осмотреть замок и замковые лопатки, так как турбинка работает при очень неблагоприятных условиях, связанных с резкой переменной температурой пара, а следовательно, и резкими изменениями расширения частей турбины при ее быстрых пусках.

Зазоры между соплом и лопатками паровой турбинки и между диском и направляющим кожухом масляного насоса должны соответствовать заводским данным, так как их изменение может сказаться на производительности насоса; осевой зазор между соплами и лопатками в турбинке должен быть в пределах 1,5—2,5 мм, а радиальный зазор между лопатками и корпусом—0,75—1,2 мм.

Все отверстия у всасывающей сетки необходимо тщательно прочистить, так как засорение ее может повлечь не только снижение производительности, но и отказ в работе насоса и задевания ротора за неподвижные части.

По окончании сборки с тщательным закреплением всех болтов, гаек, шурупов, шплинтов и замков необходимо удостовериться перед погружением насоса в масло, что турбонасос легко и свободно поворачивается от руки.

Аналогично указанному производится разборка, ремонт и сборка масляных электронасосов вертикального типа; на рис. 20.4,б указаны поло-

жение отдельных деталей и величины осевых и радиальных зазоров, которые должны быть выдержаны при ремонте вертикального масляного электронасоса, устанавливаемого в системе смазки турбины К-300-240 ЛМЗ.

Замена масляных турбонасосов электронасосами значительно упрощает схему установки и повышает пожарную безопасность; повышается также экономичность эксплуатации, так как уменьшается количество паропроводов высокого давления, отсутствуют утечки пара, вызываемые работой турбонасоса на выхлоп в атмосферу и связанные с постоянным прогреванием и дренированием паропровода к турбонасосу. При электронасосах прокачка масла, проверка системы регулирования и защиты турбины могут производиться при отключенных паропроводах свежего пара.

Ремонт центробежных горизонтальных вспомогательных и аварийных масляных турбо- и электронасосов практически производится аналогично ремонту центробежных насосов, работающих на воде (§ 22.2), так как мало чем отличаются от них конструктивно.

При наличии резервного комплектного вспомогательного масляного насоса он должен храниться в таком состоянии, при котором его возможно в любое время без всякой дополнительной проверки установить взамен неисправного электро- или турбонасоса.

### **20.3. ИНЖЕКТОРЫ, РЕДУКЦИОННЫЕ И ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ.**

При ремонте требуется обязательный осмотр, чистка, проверка и приведение в надежное состояние: инжекторов, предназначенных для создания избыточного давления во всасывающем трубопроводе масляного центробежного насоса; инжекторов, подающих масло через маслоохладители к подшипникам турбоагрегата; редукционных (маслосбрасывающих) клапанов, имеющих в системах маслоснабжения с зубчатыми и винтовыми насосами, и обратных клапанов в системе маслоснабжения с центробежными насосами.

При ремонте инжекторов в основном производится их очистка от загрязнений и осмотр состояния сопел и диффузоров; при очистке особое внимание должно быть обращено на чистоту и исправное состояние фильтров-сеток, установленных перед инжекторами для предохранения сопел инжекторов от закупорки загрязнениями.

В редукционных клапанах, предназначенных для поддержания постоянного давления масла, как у предохранительных клапанов, тарелка (стакан) нагружена жесткой цилиндрической пружиной и масло подводится под клапан. При правильно отрегулированном редукционном клапане давление масла, создаваемое масляным насосом во время работы турбины, должно быть таким, каким его рекомендует поддерживать заводская инструкция.

Дефекты в редукционных клапанах в основном сводятся к загрязнению шлангом, к ослаблению пружин, закрывающих клапан, к ослаблению крепления корпуса и режее — к износам посадки клапана. Если дальнейшая затяжка пружины невозможна, то дефектная пружина подлежит замене; ослабление крепления корпуса, вызывающее вибрацию клапана, должно быть устранено с усилением этого крепления и вместе с тем обеспечена необходимая свобода температурных расширений, присоединенных к корпусу маслопроводов. Нарушение плотности посадки клапана устраняется аккуратной притиркой к своему посадочному месту или к замене клапана.

В системе маслоснабжения турбины с центробежным главным масляным насосом обратные клапаны находятся на напорной линии главного масляного насоса и на напорной линии вспомогательного масляного насоса. Проверка состояния обратных клапанов имеет своей целью предупредить их заедания в открытом положении.

Неисправность одного из этих клапанов, когда он своевременно не закроется, может привести к аварии с турбиной; например, при незакрывшемся обратном клапане на напорной линии главного масляного насоса масло, подаваемое вспомогательным масляным насосом, при остановке турбины будет вытекать через главный масляный насос в масляный бак и давление масла в системе маслоснабжения подшипников может настолько уменьшиться, что смазка подшипников прекратится полностью.

Обратные клапана выполняются главным образом в виде простой и надежно действующей захлопки-тарелки, которая шарнирно подвешена в корпусе клапана на верхней серьге; при потоке масла, направленном под тарелку, она поднимается и пропускает масло, при обратном его движении тарелка запирает поток масла, так как она падает под действием собственного веса и давлением масла прижимается к седлу. Ремонт обратных клапанов заключается обычно в их осмотре, чистке и при обнаружении износа в смене валikov шарнирных соединений. После сборки при закрытом клапане необходимо проверить пластинкой щупа толщиной 0,03—0,04 мм отсутствие зазоров в стыке между тарелкой и зеркалом клапана, которые должны быть притерты друг к другу.

Если во время эксплуатации давление масла начинает падать ниже нормальной величины, то этот факт, кроме неисправностей масляного насоса, редукционных, обратных и маслосбрасывающих клапанов, может быть вызван: неподходящим качеством масла (слишком низкой вязкостью), низким уровнем масла в масляном баке, разработкой подшипников и увеличением зазоров в них, течью в маслопроводах и, наконец, загрязнением масляных фильтров, находящихся на всасывающей стороне насосов.

Чрезмерное повышение давления масла, обнаруживаемое манометром, также свидетельствует о неисправности. Если в маслосистеме залито масло надлежащего качества, то неисправ-

ность может заключаться в закупорке напорных маслопроводов и, часто, в недостаточных зазорах в подшипниках или недостаточных диаметрах отверстий диафрагм перед подшипниками.

Следует оговориться, что чрезмерное повышение давления манометр будет показывать в тех турбинах, где у масляных насосов нет редукционных клапанов. При наличии же редукционных клапанов давление масла останется на нормальном уровне, но редукционный клапан будет пропускать значительное количество масла в бак; в последнем нетрудно убедиться, если проследить за стоком масла по сливному отростку от редукционного клапана, входящему в масляный бак. Дефекты, связанные с понижением и повышением давления масла по сравнению с нормальным, должны быть срочно устранены.

#### **20.4. РЕМОНТ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ.**

Масляная система турбоагрегата предъявляет к ремонту и уходу за ней ряд высоких требований. Опыт показывает, что срок службы масла зависит не только от качества свежезалитого масла и чистоты масляной системы, но и от состояния лабиринтовых уплотнений, от механической установки деталей, соприкасающихся с маслом, от перегрева отдельных потоков масла, от попадания воды и грязи в масляную систему и пр. Этими причинами могут вызываться также разьедание и образование раковин на поверхностях деталей системы регулирования, шеек валов и подшипников, соприкасающихся с маслом, если состояние изоляции стула подшипника генератора (§ 19.9) не допускает возможности протекания паразитных токов.

Для смазки подшипников и работы системы регулирования применяется легкое турбинное масло, имеющее стандартное обозначение «турбинное 22» («турбинное Л» ГОСТ 32-63). Согласно ПТЭ масло должно систематически проверяться лабораторными анализами по таким показателям, как удельный вес, кислотное число, стабильность, вязкость, температура вспышки, реакция водной вытяжки, скорость демульсации и др.

Учитывая большую емкость масляной системы (например, у турбины К-200-130 эта емкость 28 т) и затрату больших средств и рабочего времени на смену масла, должны быть приняты самые эффективные меры к тому, чтобы качество турбинного масла обеспечивало возможность длительной работы без его смены.

Одним из основных показателей качества масла является кислотное число, характеризующее старение масла, т. е. степень его окисления. Кислотное число не должно превышать 0,04 мг едкого кали КОН, который требуется для нейтрализации свободных кислот, содержащихся в 1 г масла.

Масло с кислой реакцией оказывает разъедающее действие на металлы, в частности на трубки маслоохладителей, теряет свои смазывающие свойства и выделяет значительные количества шлама.

Старение масла вызывается загрязнением масла паром, воздухом, пылью, летучей золой, волокнами обтирочных концов, смазкой для прокладок, продуктами разложения прокладок и прочими посторонними веществами; борьба с загрязнениями должна вестись путем повышения плотности масляной системы, тщательности и аккуратности чистки и сборки масляной системы и повышения качества ее эксплуатации.

Быстрое старение масла не только не позволяет во многих случаях переходить на удлиненные межремонтные кампании турбин, но на ряде электростанций не обеспечивает надежной работы и в течение года. Мероприятия по удлинению срока службы масел, кроме принятия указанных выше мер, должны включать и мероприятия конструктивного порядка, которые выполняемы силами электростанции и которые позволяют улучшить условия эксплуатации масел.

Как показала практика, старение масла происходит быстрее в тех установках, где из-за недостаточной емкости масляной системы высокая кратность циркуляции и где повышенному нагреву подвергаются отдельные даже небольшие потоки масла (местные перегревы масла). К такому дополнительному нагреву масла приводит неудовлетворительное состояние изоляции горячих частей турбины; в результате в маслопроводах регулирования и запорных органах откладывается шлам, который уменьшает надежность работы регулирования.

При ремонте необходимо производить тщательную изоляцию маслопроводов от действия высокой температуры и излучения нагретых частей турбины, а также установку водяных экранов при сильном нагреве от корпуса турбины стоек подшипников, по внутренним стенкам которых стекает масло. Желательна также установка внутри масляных камер подшипников, на небольшом расстоянии от их стенок, направляющих листов для стока масла.

Снижение времени пребывания масла в зоне высоких температур и снижение продолжительности контакта масла с горячим воздухом способствуют уменьшению окисления масла и должны достигаться созданием правильных и спокойных стоков масла из картеров подшипников.

С этой целью наиболее целесообразными являются следующие мероприятия: 1) присоединение сливного маслопровода к дну картера, а не сбоку, что совершенно исключает возможность подпора масла на сливе; 2) направление сливных трубопроводов в сторону масляного бака с уклоном 1:100; 3) присоединение сливного маслопровода к общей сливной масляной магистрали под острым углом, а не под углом 90°, как это выполнено на многих турбоустановках; 4) направление сливных маслопроводов не в сторону более нагретых частей турбины, что вызывает дополнительный нагрев масла, идущего на слив.

Важными факторами, оказывающими большое влияние на продолжительность и условия работы масла, являются также конструкции



узлов валоповоротного устройства, соединительных муфт и наличие отсосов паров масла и продуктов его окисления.

Вращающаяся со скоростью ротора турбины шестерня валоповоротного устройства не только интенсивно нагревается и нагревает окружающий воздух, но и энергично перемешивает этот воздух с маслом, стекающим из подшипников, и с маслом, захватываемым со дна камеры. При этом, чем больше диаметр шестерни, чем меньше расстояние между шестерней и дном камеры, т. е. чем меньше камера, а, следовательно, и меньше объем воздуха, заключенный в камере валоповорота, тем выше температура в этом узле (до 90—100° С), тем большая вероятность захватывания масла, перемешивания масла с воздухом и тем энергичнее происходит окисление масла. В некоторых конструкциях, где расстояние между шестерней и дном камеры уменьшено до 20—30 мм, шестерня практически купается в масле.

Возможность перемешивания масла с воздухом и окисления масла в ряде случаев удается уменьшить установкой специальных кожухов на шестерни валоповоротного устройства и на соединительные муфты, которые препятствуют захватыванию масла со дна камеры. Установка таких кожухов дает большой эффект при сферическом и наклонном дне картера, имеющего глубину, достаточную для обеспечения большого расстояния шестерни от дна картера (200—300 мм). При минимально допустимых по условиям надежности зазорах между кожухом и валом вентиляционное действие муфт и шестерен валоповоротного устройства почти исключается.

Для обеспечения удаления продуктов окисления и создания условий против образования разрежения картеры подшипников и валоповоротного устройства должны быть обеспечены дефлекторами диаметром 50—75 мм в зависимости от размеров картеров.

Отыскание источника усиленного ценообразования в масляном баке производится путем контроля за маслом через смотровые окна на сливных маслопроводах. После определения, какой из подшипников дает наиболее насыщенное воздухом масло, необходимо проверить по температурному режиму возможность уменьшения подачи масла на этот подшипник путем соответствующей регулировки сечения диафрагмы на опорной линии к этому подшипнику.

Значительному уменьшению ценообразования в масляном баке во многих случаях способствует устройство вытяжки масляных паров и создание в баке разрежения в 50—100 мм вод. ст. путем присоединения вентилятора к верхней точке масляного бака.

Не менее важным требованием, предъявляемым к маслу, является высокая дезмульгирующая способность, т. е. стойкость масла в отношении образования эмульсии (смеси масла с водой). Эмульсия образуется при непрерывном поступлении в масло значительных количеств воды.

Эмульгированное масло имеет низкие смазочные свойства, так как присутствие небольших

капелек воды разбивает сплошной масляный слой, чем нарушается надежность смазки и вызывается повышенная способность такого масла к поглощению кислорода. Масло приобретает желтоватый цвет, а на стенках масляных труб и в камерах подшипников прилипает грязь и всякие сгустки студенистого, слизистого и илистого вида, весьма вредные в системе смазки. Эти отложения, скапливаясь, с течением времени сужают, а иногда и закупоривают целиком проходы в масляных отверстиях и трубах, особенно на изгибах, поворотах и в местах изменения сечения, не говоря уже о сетчатых фильтрах. Подобные явления вызывают уменьшение количества масла, подаваемого на смазку, в особенности деталей, имеющих малый диаметр трубопроводов, подводящих смазку.

Отсюда ясно, что вода в турбинном масле является большим злом, с которым надо бороться всеми мерами; в первую очередь, необходимо применение масла, стойкого в отношении эмульсии, и принятие мер против попадания воды в масляную систему, главным источником которой могут быть недостаточно плотные лабиринтовые уплотнения и недостатки паро- и маслоотбойных щитков.

К числу мер, препятствующих попаданию пара из уплотнений в подшипники, кроме указанных ранее мероприятий по паро- и маслоотбойным щиткам (§ 16.5), относятся также предусматриваемые заводами и в некоторых случаях выполняемые силами электростанций увеличение расстояния между паротбойными щитками и подшипниками (до 100 мм) и установка на валу у переднего и заднего уплотнений ЦВД воздушных лопастей (импеллеров); с обеих сторон лопастей устанавливают также стальные отражатели, которые предотвращают утечки пара из уплотнений. Дефекты уплотнений вала турбинки вспомогательного масляного насоса вызывают попадание пара в масляный бак при работе турбонасоса, а неплотность его пускового вентиля — также и во время останова. Во избежание попадания конденсата в масло во время останова турбонасоса необходимо иметь на паровой подводящей линии два запорных вентиля (один из них регулируемый) и между ними дренаж; плотность этих вентилях должна проверяться при ремонте турбонасоса.

Одним из мероприятий, направленных на поддержание масла в эксплуатационном состоянии, является удаление из масла, как можно полное, поступающей воды и механических примесей; удаление производится 1 или 2 раза в сутки путем спуска воды и шлама из нижней отстойниковой части масляного бака и периодическим включением в непрерывную циркуляцию, параллельно с масляным баком турбины, центрифуги и фильтр-пресса, со сменой бумаги фильтр-пресса несколько раз в сутки.

Кроме указанных мероприятий по удлинению срока службы масел конструктивного и эксплуатационного порядка, которые выполняемы силами электростанций, в настоящее время широ-

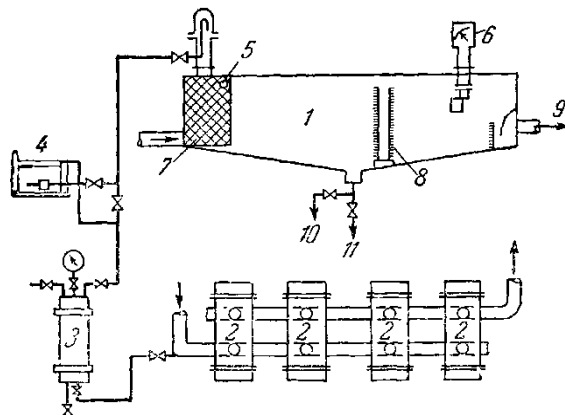
ко применяются восстановление первоначальных качеств и стабилизация эксплуатационного масла при помощи профилактической регенерации на работающей турбине и повышения стойкости масла против окисления с помощью антиокислительных присадок. Регенерация масла значительно удлиняет срок службы масла, предохраняет от выпадения шлама и тем самым устраняет или уменьшает необходимость разборки масляной системы при капитальных ремонтах.

Регенерация масла производится в аппарате, называемом адсорбером, который представляет собой небольшой отрезок трубы диаметром 600—700 мм и длиной 1500 мм с приваренным днищем, крышкой и сеткой днища. Адсорбер засыпается мелко измельченным адсорбентом (поглотителем) — силикагелем или алюмогелем, которые обладают способностью поглощения вредных органических продуктов разложения масла при его пропуске через адсорбер.

Адсорбер подключается к масляной системе с начала пуска в работу турбины вне зависимости от качества эксплуатируемого или свежего масла, залитого в масляную систему (рис. 20.5). Работа адсорбера будет эффективной, если проходящее через него масло не содержит влаги, поэтому перед включением адсорбера масло должно быть полностью очищено от шлама и влаги с помощью центрифуги и фильтр-пресса.

Качество производимой регенерации масла в работающей турбине (глубина регенерации) считается удовлетворительным при полном удалении из масла водорастворимых кислот (реакция водной вытяжки нейтральная) и снижения кислотного числа до 0,05—0,06 мг КОН. При этих условиях адсорбер может быть выключен из эксплуатации, и для поддержания стабильности турбинного масла (для замедления или практического прекращения химических реакций) могут быть применены антиокислительные присадки, называемые ингибиторами окисления (присадка ВТИ-8 и др.). Присадки обладают значительной способностью тормозить образование низкомолекулярных кислот в начальный период старения, что ведет к значительному удлинению срока службы масла.

Химический контроль за ходом регенерации турбинного масла, за пригодностью силикагеля к загрузке, за своевременностью перезарядки адсорбера, за необходимостью включения центрифуги и фильтр-пресса для очистки масла от механических примесей, шлама и влаги, а также за своевременностью введения антиокислительных присадок, за качеством очистки и промывки масляных систем турбин во время капитальных ремонтов и за проведением других мероприятий по обеспечению качественной эксплуатации турбинных масел осуществляется химическим цехом; замена отработанного силикагеля и добавки присадок производятся турбинным или ремонтным цехом по указаниям и наблюдениям химического цеха.



**Рисунок 20.5.** схема подключения адсорбера к масляной системе турбины. 1-масляный бак, 2-маслоохладители, 3-адсорбер, 4-фильтр-пресс, 5-ввод масла после центрифуги, 6-указатель уровня масла, 7-сетка для грубой очистки масла, 8-сетка для тонкой очистки масла, 9-всас масляного насоса, 10-присоединение центрифуги, 11-аварийный слив.

При ремонте турбины в случае анализа масла, указывающего ухудшение его качества за пределы допустимых норм и невозможности его восстановления средствами регенерации и антиокислительных присадок, масло подлежит смене с обязательной чисткой всей масляной системы турбины.

## 20.5. ЧИСТКА МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ

Для чистки всей масляной системы после спуска масла разбираются и подлежат тщательному обследованию, особенно в отношении скопления шлама, все узлы, детали, маслопроводы и арматура, работающие на масле. Необходимо иметь в виду, что оставшиеся в масляной системе грязь и всякого рода осадки ускоряют старение свежего вновь заливаемого масла, поэтому очистка масляной системы является ответственной операцией.

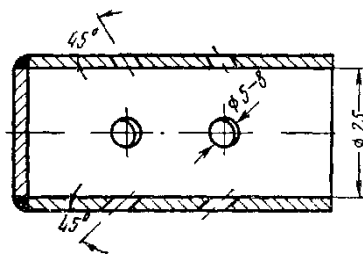
Удаление шлама и грязи может быть произведено механической очисткой или очисткой путем химического растворения. В первом случае после спуска масла производится тщательная протирка вручную масляных камер подшипников, масляного бака и каждого из разобранных маслопроводов отдельно (от одного фланца до другого) чистыми тряпками.

При чистке недоброкачественный обтирочный материал (грязный и волокнистый) может быть источником засорения масла из-за оставления на стенках труб волокон и ниток; поэтому при ремонте турбины и в особенности при чистке масляной системы запрещается пользоваться паклей и концами как обтирочным материалом; следует употреблять для этой цели специальные салфетки или мытые сортированные тряпки с подрубленными кромками.

Чистка отдельных участков маслопровода производится перемещением тряпичного тампона (пыжа) или, при сильном загрязнении круглой щетки (ерша) из стальной проволоки диаметром

0,4 мм; диаметр щетки берется в пределах на 5 мм больше диаметра маслопровода, а длина—не более 100 мм; перемещение тампона и щетки при чистке в обе стороны попеременно производится пеньковыми канатами или цепями.

После очистки отдельных частей масляной системы тряпками или щетками эти части необходимо продуть насыщенным паром давлением 3 ат или промыть горячим конденсатом, затем продуть сжатым воздухом для удаления остатков сконденсировавшегося пара и осушки, и, наконец, желательнее прополоскать свежим турбинным маслом.



**Рисунок 20.6.** Наконечник для продувки маслопроводов паром.

Для продувки маслопроводов паром или конденсатом обычно используется гибкий шланг, на конце которого насаживается короткий, заваренный с одного конца, наконечник из газовой трубы, имеющий в стенках ряд отверстий, расположенных под углом 45° к оси наконечника (рис. 20.6). Очистка внутренней поверхности трубы, при ее наклонном положении для свободного стока смываемой грязи, производится продвижением шланга вперед и его поворачиванием.

После продувки сжатым воздухом и промывки струей чистого турбинного масла, масляная пленка которого служит антикоррозийным покрытием внутренней чистой металлической поверхности трубы (легко окисляющейся без указанного покрытия), трубу до момента установки ее на место следует глушить с обоих концов деревянными пробками, обернутыми чистыми тряпками. Этот способ очистки имеет существенные недостатки; он очень громоздок, требует большого количества персонала, времени, не позволяет производить очистку труб малых диаметров и может не дать достаточно удовлетворительных результатов, если шлам полностью не удален, в особенности из узких мест, углов, щелей и из пор внутренней поверхности труб.

Более положительные результаты дает способ химического растворения с применением дихлорэтана и трихлорэтилена в качестве растворителей шлама при отсутствии в нем воды.

Дихлорэтан ядовит и представляет собой негорючую бесцветную жидкость с низкой температурой кипения (80° С) и резким тошнотворным запахом. Пары дихлорэтана воспламеняются при поднесении открытого огня (зажженной спички) и быстро гаснут. Чистка дихлорэтаном отдельных разобранных маслопроводов производится при выносе их из производственных поме-

щений на площади, где опасность пожара не угрожает персоналу и оборудованию; персонал, производящий чистку, должен быть предупрежден о принятии мер против отравления газами легко улетучивающегося дихлорэтана.

Чистка разобранных маслопроводов дихлорэтаном производится следующим порядком: в отрезки труб, заткнутые с одного конца деревянными пробками, наливается наполовину емкости труб из стеклянных бутылей через воронку дихлорэтан. После этого каждая труба затыкается пробкой также и с другого конца. Энергичного покачивания трубы в течение двух-трех минут, во время которых дихлорэтан переливается из одного конца трубы в другой, достаточно, чтобы растворить и удалить осадки шлама со стенок трубы. После этого дихлорэтан сливается обратно в бутылку или в другую подготовленную трубу. В связи с тем что дихлорэтан удаляет только органическую часть шлама и не удаляет различного рода минеральные загрязнения, для удаления последних необходима весьма интенсивная промывка водой.

Очищенный трубопровод промывается из шланга проточным горячим конденсатом с температурой 70—90° С до полного удаления остатков шлама и дихлорэтана, после чего остатки конденсата выдуваются сжатым воздухом или удаляются естественным стоком конденсата при вертикальном положении трубы. Чистка получается весьма удовлетворительной и эффективной, в особенности, если трубы после этого прополоскать свежим турбинным маслом тем же способом, каким производилось прополаскивание дихлорэтаном. Слитый из маслопроводов дихлорэтан может применяться повторно по несколько раз после соответствующих перегонки, отстоя и фильтрации.

Хороших результатов по очистке масляных систем от шлама можно добиться при правильном применении раствора тринатрийфосфата, которым производится промывка масляной системы. Для промывки лучше всего применять кипящий 5%-ный раствор тринатрийфосфата, что дает наиболее эффективную и тщательную промывку. Применение такого раствора может дать хорошие результаты и при промывке масляной системы без ее разборки, но трудности такой промывки заключаются в сложности поддержания высокой температуры раствора во все время промывки и необходимости предохранения от соприкосновения с раствором тринатрийфосфата вкладышей подшипников, так как этот раствор является опасным для баббита вкладышей.

После промывки и сушки система должна быть еще раз самым тщательным образом проверена для установления отсутствия грязи и посторонних предметов. В отстойниковой нижней части масляного бака должны быть прочищены отверстия, служащие для спуска масла, шлама и воды; необходимо также тщательно промыть и продуть сетчатые фильтры.

После чистки нужно обратить внимание на правильность работы указателя уровня масла

(рис. 20.7,*a*); если это не сделано ранее, нужно использовать возможность для установки контактов звуковой и световой сигнализации наивысшего и наименьшего уровня в баке, допускаемых при эксплуатации; питание контактов должно производиться переменным током напряжением 12—24 В.

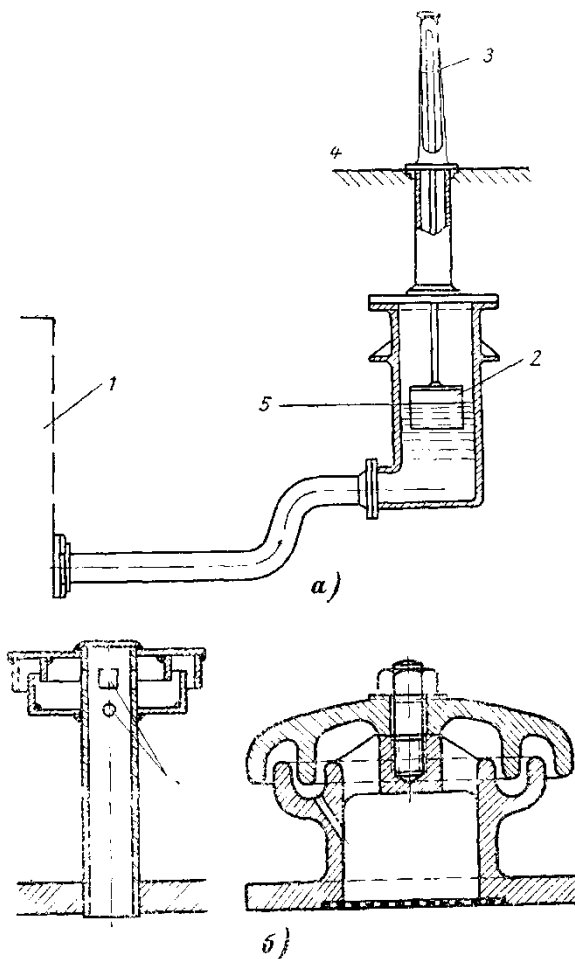
Масляный бак турбины является не только емкостью для масла, но он выполняет также функции отстойного бака (отстой воды и осаждение твердых частиц), сепаратора пены, бака для деаэрации (выделение воздуха из масла) и, наконец, опоры для некоторых трубопроводов и вспомогательного оборудования.

В случае отсутствия на масляном баке дефлекторов-выпаров (рис. 20.7,*б*) их следует при ремонте поставить на крышку бака после слива масла; эти дефлекторы служат для выпуска наружу скопляющихся в баке паров воды и воздуха, способствуя тем самым частичному выделению паров воды из масла и уменьшению окисления масла. Для тех же целей подобные выпары устанавливаются и на высших точках сливных маслопроводов из подшипников. Обычно время, в течение которого в масляном баке должно происходить выделение воздуха, отстаивание воды и осаждение твердых частиц, составляет 5—10 мин.

Для уменьшения пенообразования и уменьшения поглощения воздуха надо проверить, чтобы все сливы масла в масляный бак осуществлялись несколько выше уровня масла или на одной высоте с ним и имели отражающие устройства (щитки); исключение составляют сливы от зубчатых передач, редукторов, разгрузочных клапанов, регуляторов давления и систем сепарации, которые должны быть направлены под уровень масла в баке. Отверстие приемного патрубка масляного насоса должно отстоять от дна бака на высоте 15—30 см.

При сборке надлежит уделять внимание хорошему, плотному и тщательному соединению всех элементов масляной системы, отсутствию каких-либо натягов и перекосов маслопроводов, устранению причин наблюдавшихся в эксплуатации вибраций элементов масляной системы, а также должна быть проверена надежность крепления маслопроводов и других неподвижных и подвижных деталей масляной системы.

Значительная часть разрывов маслопроводов может быть объяснена явлением усталости материала в результате вибрации труб, при сильных вибрациях турбин в эксплуатации надлежит сейчас же после устранения причин вибраций производить проверку фланцев и креплений маслопроводов, так как вибрации вызывают расстройство фланцевых соединений и утечку масла. Все опоры и подвески, на которых подвешены трубы, должны быть отрегулированы так, чтобы трубы не получали прогибов или других вредных движений.



**Рисунок 20.7.** Поплавковый указатель уровня масла в масляном баке (*a*) и дефлекторы — выпары на крышке масляного бака (*б*). 1 — масляный бак, 2 — поплавок, 3 — стрелка указателя, 4 — уровень пола, 5 — уровень масла в баке, 6 — отверстия.

Участки маслопроводов, проходящие непосредственно у частей турбин, по которым проходит перегретый пар, необходимо хорошо изолировать. Хотя необходимость тщательной изоляции в целях уменьшения тепловых потерь и устранения теплоизлучения на маслопроводы сама собой понятна, все же приходится особо подчеркнуть, что если при разрыве или течи маслопровода струя попадает на неизолированную поверхность какой-либо детали, несущей перегретый пар, то воспламенение масла становится совершенно неминуемым. При этом возникает еще одна большая опасность, которая заключается в том, что течь через образовавшуюся трещину в маслопроводе может увеличиться настолько, что количество вытекающего через нее масла превысит количество, которое может подать масляный насос. В результате подшипники останутся без достаточного количества масла, и если из-за огня и дыма во время пожара машинист не успеет немедленно остановить турбину, то возможно повреждение всей турбинной установки.

Очевидно, что пожары в масляной системе могут привести к катастрофическим последствиям; при соблюдении же необходимых мер предосторожности опасность воспламенения масла

может быть значительно уменьшена. К числу этих мер относится предохранение от пропитывания изоляции маслом путем ее покрытия раствором жидкого стекла, установки предохранительных щитков-экранов, отделяющих маслопроводы от горячих поверхностей, и обшивки листовой сталью или алюминием тщательно изолированных паропроводов и всех горячих поверхностей на участках, соседних с элементами масляной системы (см. стр. 311); особенно это относится к фланцевым соединениям и сварным стыкам маслопроводов, из которых масло может попасть на горячие части, а также к фланцам паропроводов, из которых при повреждении прокладок струя пара может попасть непосредственно на масляный бак или маслопроводы.

Фланцы и сварные швы внешних маслопроводов высокого давления должны быть закрыты кожухами, охватывающими их и участки труб длиной 100—120 мм от шва. Сами маслопроводы, если они проходят вблизи горячих даже хорошо изолированных поверхностей, следует заключать в защитные кожухи или трубы из листовой стали толщиной 3 мм, с зазором между кожухом и маслопроводом не менее 15 мм, с изолированными сальниками в местах выхода труб из кожухов и со сбросными трубами соответствующего сечения, направленными в дренаж.

После каждого ремонта фланцев и паропроводов следует не забывать ставить на место фланцевые колпаки, щитки и кожухи, закрепляя их от возможного сползания со своих мест. Во избежание пожара производить какие-либо работы, связанные с заменой и ремонтом арматуры на маслопроводах и с разборкой деталей регулирования при работающей турбине или работающем масляном насосе, категорически запрещается.

Для повышения безопасности и надежности эксплуатации на многих турбинах (ВТ-25-4, ВПТ-25-3, ВК-25-1 и ряде других), по согласованию с заводами-изготовителями, осуществлен перевод турбин на работу с давлением масла за главным масляным насосом 7 ат, вместо первоначально принятого заводами давления 12 ат.

Более радикальным мероприятием по повышению пожарной безопасности являются:

1. Применение ЛМЗ в качестве рабочей жидкости для гидравлической системы регулирования турбины К-300-240 специального синтетического огнестойкого масла «Иввиоль» ВТИ, имеющего температуру самовоспламенения выше температуры свежего пара и допускающего применение в системе регулирования более высокого давления масла (до 45 кг/см<sup>2</sup>). Независимая от системы смазки подшипников масляная система регулирования турбины К-300-240 состоит из масляного бака, маслоохладителей, двух рабочих центробежных вертикальных масляных насосов с приводом от электродвигателей переменного тока и одного аварийного — с электродвигателем постоянного тока, трех аккумуляторов давления и соответствующих маслопроводов, связывающих это оборудование с блоками регулирования.

Масло «Иввиоль» обладает некоторой токсичностью, опасной для обслуживающего персонала, поэтому утечка этого масла недопустима. При ремонте указанного оборудования, помимо нормальных работ, связанных с его ревизией, необходимо обратить особое внимание на обеспечение плотности системы, кроме шабровки зеркал фланцев, установки прокладок соответствующей толщины на тонком слое бакелитового лака (для фланцев напорного и импульсного маслопроводов—из электрокартона толщиной 0,1 мм, для сливного—0,3 мм), должны быть проведены гидравлические испытания давлением до 90 кг/см<sup>2</sup> (сливные маслопроводы до 10 кг/см<sup>2</sup>), изолирование и обшивка маслопроводов металлическими листами во избежание попадания масла на горячие части. Некоторая токсичность негорючего масла «Иввиоль» требует также обеспечения рабочих мест противогазами и неуклонного соблюдения в процессе ремонта и эксплуатации всех мер предосторожности и техники безопасности предусмотренных специальной инструкцией.

2. Применение ХТГЗ для системы регулирования турбины К-300-240 в качестве рабочей жидкости конденсата вместо турбинного масла; подача воды из напорной линии конденсатных насосов к главным сервомоторам с высоким давлением, кроме полного обеспечения пожарной безопасности, дает возможность при тех же перестановочных силах уменьшить размеры регуляторов и сервомоторов и повысить быстродействие процессов регулирования.

По окончании чистки и полной сборки масляной системы масляный бак перед пуском турбины заполняется свежим или профильтрованным маслом. При заливке должны быть приняты меры против попадания грязи и песка, в особенности, если масляный бак заполняется маслом из бочек. На отверстие, через которое производится заливка масла, должен быть поставлен противень с дном из чистой медной сетки с числом отверстий 400 на 1 см<sup>2</sup> и двойным слоем марли или воронка с такой же сеткой и марлей.

Лучшим способом перекачки масла из бочек или цистерны в масляный бак является перекачка масла центрифугой или насосом через фильтр-пресс в указанный выше противень или воронку, вставленную в люк сливного отсека масляного бака при поставленных в бак штатных сетках, покрытых несколькими слоями марли.

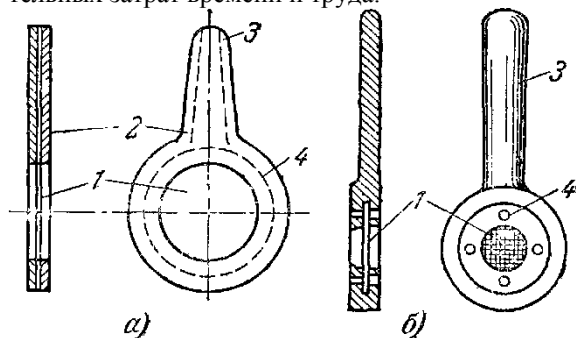
Для предохранения подшипников от попадания грязи, оставшейся после чистки масляной системы (кусочки шеллака, ворсинки обтирочного материала), желательно непосредственно перед каждым подшипником на фланце горизонтального участка маслопровода, удобном для его разборки и сборки, устанавливать матерчатые или медносетчатые фильтры с количеством ячеек в зависимости от толщины проволоки 200—800 на 1 см<sup>2</sup>. Фильтры вкладываются между двумя пресс-шпановыми прокладками, смазанными шеллаком и скрепленными проволокой (рис. 20.8,а) или в специальные металлические рамки с креплением на винтах или заклепках (рис. 20.8,б);

и те и другие фильтры должны иметь хвостовики для удобства установки во фланец, а главное, для избежания их оставления незамеченными по окончании чистки.

После заливки масла включается в работу пусковой масляный насос, и масло прокачивается через эти фильтры и сетки масляного бака. В период прокачки систематически (первое время обычно через 30—40 мин) производится ревизия и очистка фильтров и сеток. Прокачивание масла производится до полного прекращения осаждения грязи на фильтрах и сетках. После удаления фильтров у подшипников производится еще 1—2 ч. Прокачивание масла до полного прекращения загрязнения сеток в масляном баке.

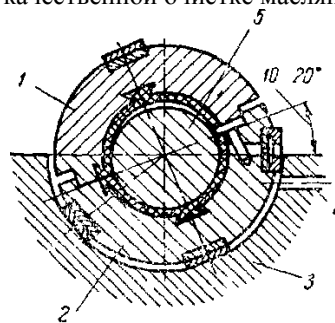
При этом способе очистки в связи с тем, что роторы не вращаются и сопротивление протеканию масла из-за сеток у подшипников велико, скорости протекания масла в маслопроводах значительно ниже, чем это имеет место в эксплуатации. При малых скоростях возможно оставшиеся в маслопроводах тяжелые твердые частицы песка, окислы и стружки могут не быть захвачены маслом, особенно на вертикальных участках маслопроводов. Поэтому, несмотря на то, что при этом способе прокачивания масла после окончания ремонта не требуется производить ревизию подшипников и регулирования, часто применяется способ очистки масляной системы с прокачкой масла без установки фильтров на маслопроводах к подшипникам и к системе регулирования.

В этом случае прокачивание масла производится при неустановленных верхних половинах вкладышей, плотно закрытых чистой тканью боковых зазорах нижних половин вкладышей и выключенных маслопроводах регулирования из контура маслопроводов, по которым прокачивается масло. Маслопроводы регулирования включаются в этот контур после того, как основные загрязнения уловлены на фильтрах и в масляном баке и масло достаточно очистилось. При этом способе очистки скорости протекания масла через подшипники и масляную систему значительно выше и эффект очистки может быть достигнут больший, чем в первом случае; однако по окончании очистки масла данным способом гарантировать от возможно отложившихся в масляных зазорах вкладышей загрязнений может только вскрытие подшипников для осмотра и очистки их камер, деталей и вкладышей, что требует значительных затрат времени и труда.



**Рисунок 20.8.** Сетки для фильтрации масла перед пуском турбины из ремонта. 1—сетка, 2—прокладки, 3—хвостовик; 4—скрепляющие проволоки, винты или заклейки.

Наиболее эффективным по качеству и по затратам времени и труда способом очистки является Прокачивание в течение 7—8 ч масла, подогретого до 40—50° С без установки сеток, помимо вкладышей, имеющих установочные колодки, и при открытой системе регулирования (вынутые золотники регулирования и установка его деталей так, чтобы окна проточной части имели наибольшее открытие). Этот способ требует сборки подшипников с вкладышами, повернутыми на угол в 10—20°. Такое положение вкладышей (рис. 20.9) при закрытых крышках обеспечивает открытие отверстий подвода масла непосредственно на слив масла в картеры подшипников, минуя вкладыши; благодаря такому повороту вкладыши предохраняются от загрязнений, большие скорости способствуют более быстрой и качественной очистке масляной системы.



**Рисунок 20.9.** Поворот вкладыша при прокачивании масла. 1—верхняя половина вкладыша, 2—нижняя половина вкладыша, 3 — расточка корпуса подшипника, 4—подвод масла, 5—шейка вала.

Для увеличения скорости протекания масла при любом способе очистки масляной системы, перед началом прокачивания масла вспомогательным масляным насосом, необходимо также полностью открыть дроссели или вынуть имеющиеся дроссельные шайбы на подводах к подшипникам и системе регулирования; предварительно должно быть проверено наличие точной маркировки по номерам подшипников и замеров открытия дросселей, которое должно обеспечивать в эксплуатации температуру масла по выходе из подшипников не выше 65° С и примерно одинаковые температурные перепады на всех подшипниках (разность температур выходящего и входящего масла в пределах 10—12° С).

При любых способах очистки масла следует на весь период прокачки масла включать в работу центрифугу и фильтр-пресс до получения удовлетворительных результатов по удалению шлама и механических примесей.

После окончания прокачки масла и тщательной обтирки деталей турбины, маслопроводов и площадок у турбины от следов масла, а также установки на место дросселей или дрос-

сельных шайб масляная система турбоустановки может считаться готовой к пуску.

## 20.6. МАСЛООХЛАДИТЕЛИ.

Для ремонта из корпуса маслоохладителя после разборки водяных камер вынимается вся трубная система. Чистка трубок со стороны воды (внутренняя поверхность трубок) при мягких отложениях производится обычно с помощью шомполов, имеющих на конце резиновые и волосяные щетки или обмотку из тряпок, после чего трубки промываются водой под давлением. Для этой же цели при твердых отложениях может быть применен под руководством химического цеха химический способ очистки трубок с помощью раствора соляной кислоты с пассиватором.

Наибольшую трудность представляет собой чистка маслоохладителя с масляной стороны. Между трубками за время эксплуатации накапливается трудно удаляемый обычными способами шлам, что объясняется теснотой расположения трубок. Обычными способами чистки трубок с масляной стороны (наружная поверхность трубок) являются промывка из брандспойта горячим конденсатом (60—70° С) или обдувка трубок насыщенным паром.

На некоторых электростанциях чистка секций маслоохладителей производится погружением в ванну с 5—8%-ным раствором едкого натра (каустическая сода), который обладает хорошим моющим свойством; такая чистка не может быть рекомендована, если не будет обеспечено полное удаление остатков щелочи. Промывка остатков щелочи производится горячим конденсатом до получения безусловно нейтральной реакции промывочных вод. Более быстрым и эффективным способом является погружение трубного пучка маслоохладителя после продувки его паром в ванну с кипящим 5%-ным раствором тринатрийфосфата, где он выдерживается в течение 10—15 мин, затем пучок трубок подвергается самой тщательной промывке, при которой должны быть полностью удалены остатки тринатрийфосфата.

Эффективно применение и дихлорэтана при циркуляции через заполненный им маслоохладитель при помощи центробежного электронасоса (рис. 20.10). По этой схеме в неразобранный маслоохладитель 1 с помощью переносного центробежного электронасоса 2 производительностью 8—10 м<sup>3</sup>/ч. закачивается дихлорэтан из бака 3. Полнота заливки масляной камеры контролируется по открытому пробному крану 4, обычно имеющемуся на крышке маслоохладителя для спуска воздуха. После заливки дихлорэтана производится переключение схемы согласно рис. 20.10,б, и насос 2 включается для циркуляции дихлорэтана в маслоохладителе в течение 0,5-1 ч. После спуска загрязненного дихлорэтана обратно в бачок 3 маслоохладитель заполняется горячим конденсатом (60—70° С), который прокачивается через маслоохладитель по той же схеме; при этом несколькими сменами конденсата добиваются полного удаления остатков грязи и следов дихло-

рэтана из маслоохладителя, после чего конденсат полностью сливается.

После промывки для предохранения чистой металлической поверхности трубок от окисления последние следует ополоснуть турбинным маслом.

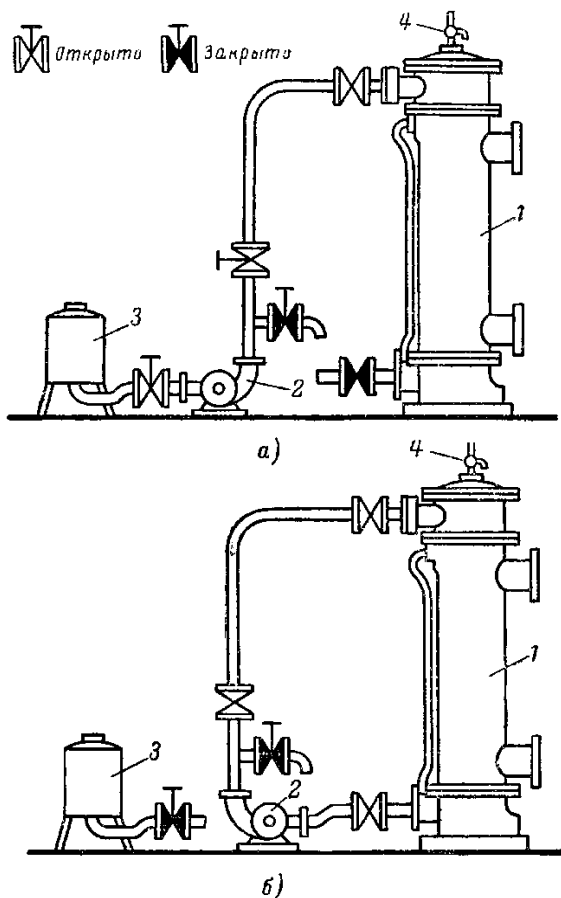
После чистки маслоохладитель должен быть подвергнут гидравлическому испытанию, так как повреждения трубок происходят иногда при чистке их шомполами, при выбивании из трубок застрявших мелких камней и щепы, а также при постепенном разъедании материала трубок (обесцинкование—см. § 21.4).

Для испытания вместо нижней водяной камеры маслоохладителя при его сборке ставится специально приспособленный для этой цели фланец и снимается верхняя крышка верхней водяной камеры; такая сборка маслоохладителя дает возможность осматривать обе трубные доски при опрессовке. Ручной пресс присоединяется к одному патрубку масляной камеры, а другой патрубок заглушается, после чего прессом поднимают давление в маслоохладителе на 0,5 ат выше рабочего давления масла. Тщательным осмотром выявляются все дефектные трубки, неплотности в местах вальцовки трубок и в анкерных болтах. Неплотности в местах вальцовки устраняются подвальцовкой этих трубок, а неплотности в анкерных болтах—подмоткой под шайбы болтов льна, пропитанного белилами или суриком, разведенным на вареном масле.

Дефектные трубки заменяются новыми. При отсутствии трубок и в случаях срочной необходимости включения маслоохладителя в работу неисправные трубки временно заглушаются деревянными пробками с небольшим конусом. Пробки должны иметь правильную круглую форму и выполняться из хорошего материала (бук, береза); при этом пробки во избежание их расшатывания не должны иметь длинных высывающихся концов. Несоблюдение этих условий может привести к выскакиваниям пробок в эксплуатации и к утечке масла через дефектные трубки. Число заглушенных трубок не должно превышать 10% от всего числа трубок; при ремонте все поврежденные и заглушенные трубки должны быть сменены.

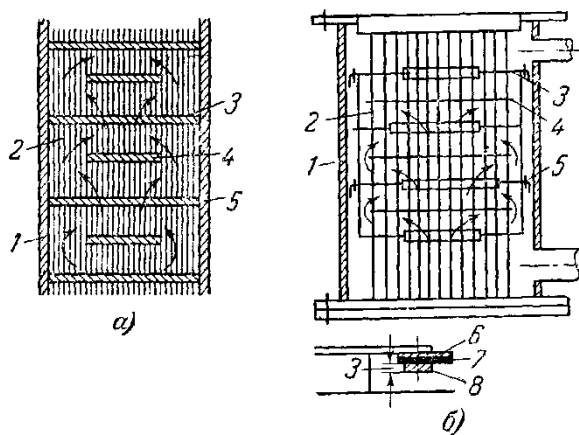
Новые трубки должны быть длиной на 5 мм больше расстояния между внешними поверхностями трубных досок с тем, чтобы над каждой трубной доской выступал конец трубки в 2—3 мм. Трубки не должны иметь вмятин и забоин, а их концы должны быть хорошо закруглены и запилены от заусениц; несоблюдение этих условий может вызвать застревание трубок в промежуточных перегородках, находящихся между трубными досками. После зачистки гнезд в трубных досках наждачной шкуркой трубки заколачиваются на место легкими ударами деревянного молотка и тщательно развальцовываются. При развальцовке следует наблюдать, чтобы ролики вальцовки были хорошо округлены и не подрезали трубок. В случае необходимости припайки трубок после вальцовки трубную секцию во избежание короб-

ления при пайке погружают в воду так, чтобы вода не доходила до трубной доски на 80—100 мм. После вальцовки трубок и их пайки должно быть произведено повторное гидравлическое испытание.



**Рисунок 20.10.** Чистка маслоохладителя с циркуляцией растворителя. а — схема заливки растворителя в маслоохладитель, б — схема циркуляции растворителя через маслоохладитель 1 — маслоохладитель, 2 — электронасос, 3 — бак с растворителем, 4 — воздушный краник.

Гидравлическое испытание в эксплуатации при оставленной турбине может быть для ускорения произведено без выемки трубной секции. Для этого снимается крышка верхней водяной камеры и заливается водяная часть маслоохладителя водой до уровня верхней трубной доски, после чего запуском вспомогательного масляного насоса создается нормальное давление с масляной стороны. Эта проверка никакой опасности для трубок не представляет, а вместе с тем любая неплотность трубок или сальников при этом точно обнаруживается по появляющимся на поверхности воды следам масла.



**Рисунок 20.11.** Устранение увеличенных зазоров между корпусом и перегородками трубной секции маслоохладителя. 1—корпус маслоохладителя, 2 — трубная секция, 3 — большая перегородка, 4 — малая перегородка, 5 — место уменьшения зазора, 6—латунная сетка, 7—маслоупорная резина, 8—кольцо.

В случае, если при исправном и чистом маслоохладителе в процессе эксплуатации наблюдается его неудовлетворительная работа, при которой за маслоохладителем держится высокая температура масла, необходимо при ремонте проверить, не являются ли причиной этого внутренние протечки масла через щели между отдельными перегородками и кожухом.

Наличие кольцевого зазора между большими перегородками трубной системы и корпусом, превышающего 1—1,5 мм на сторону, приводит к ухудшению работы маслоохладителя, так как часть масла движется по периферии трубного пучка и выходит горячей через верхний патрубок корпуса. Это вызывает снижение скорости основного потока масла, движущегося между трубками, ухудшение теплопередачи и общее ухудшение охлаждающей способности маслоохладителя. Устранение увеличенных зазоров между корпусом и перегородками для обеспечения расчетных перепадов температур (10—12° С) может быть достигнуто путем кольцевой наварки каждой большой перегородки в местах повышенного зазора (рис 20.11,а) или установкой уплотнительных колец с применением маслоупорной резины между корпусом и промежуточными перегородками (рис. 20.11,б).

Определение мест и величины наварки производится при строго вертикальном выводе трубной секции из корпуса и проверке зазоров между внутренней поверхностью корпуса и большими перегородками на выходе их из корпуса; места и величина наварки размечаются маслом непосредственно на каждой перегородке.

Наплавленные места перегородок подлежат опиловке, если при медленном опускании трубного пучка в корпус и замерах полученных зазоров обнаруживаются места задеваний или недостаточных зазоров, вызывающих отклонения трубного пучка от строго центрального расположения в корпусе, при всех условиях величина зазоров устанавливается минимальной, расчи-



танной на беспрепятственный ввод и вывод трубной секции из корпуса.

При сборке маслоохладителя после ремонта особое внимание должно быть уделено тщательной установке трубной секции и укладке прокладок между нижней и верхней водяными камерами и трубными досками, так как при небрежной установке прокладок эти соединения могут являться источниками утечки масла. Кроме того, в конструкции маслоохладителя ЛМЗ типа МП-37

очень важно убедиться в наличии и надлежащей установке и уплотнении мундштука в кожухе на входе масла, без которого маслоохладитель работать не может.

Одновременно с ремонтом маслоохладителя необходимо разобрать, прочистить, проверить на плотность и пригнать все задвижки на трубопроводах к маслоохладителю во избежание их пропусков и заеданий в эксплуатации.

## Часть третья: РЕМОНТ КОНДЕНСАЦИОННОГО И РЕГЕНЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВ.

### 21. РЕМОНТ КОНДЕНСАТОРОВ.

#### 21.1. ЧИСТКА КОНДЕНСАТОРОВ.

Конденсатор является аппаратом, который служит для создания при определенных условиях нагрузки турбины и температуры охлаждающей воды глубокого вакуума в выхлопном патрубке турбины и возвращения чистого деаэрированного конденсата для питания паровых котлов. Требования к высокому качеству конденсата в особенности возрастают в блочных установках с бесепараторными котлами.

При ремонте конденсаторов основными работами являются: чистка трубок, устранение присосов воды и воздуха в паровое пространство конденсаторов и замена трубок.

Степень загрязнения внутренней поверхности трубок конденсаторов зависит от жесткости воды, наличия в ней органических и механических примесей, температуры и скорости охлаждающей воды, а также от нагрузки конденсатора, периодичности чистки и т.д.

На различных электростанциях в зависимости от местных условий периодичность чистки колеблется в самых широких пределах (от 3—4 раз в месяц и чаще до одного раза в год и реже). Например, если при охлаждении конденсаторов речной водой содержащиеся в ней микроорганизмы образуют на внутренних стенках труб слизистый и илистый осадок в виде мягкого шлама, число часов работы между чистками летом уменьшается, а зимой увеличивается; весной до и после половодья, когда вода приносит с собой большое количество всякого рода механических примесей, очистку приходится производить чаще, некоторые электростанции в периоды половодья вынуждены проводить чистку конденсаторов, особенно трубных досок, почти каждую ночь.

Различные свойства охлаждающей воды и вызываемые ими различные по составу и твердости отложения на трубах породили большое разнообразие способов чистки трубок конденсаторов, дающих положительный эффект в одних условиях и являющихся непригодными для других. Выбор способа чистки трубок для каждого конденсатора должен производиться, исходя из конкретных местных условий качества охлаждающей воды, необходимости максимального ускорения чистки с достижением ее высокого качества и, наконец, экономических соображений.

Чистка трубок конденсаторов выполняется двумя способами; механическим и химическим. К числу наиболее известных механических способов чистки трубок относятся.

1) непрерывная чистка трубок при работе турбины под нагрузкой с помощью циркулирующих через трубки резиновых шариков;

2) периодическая очистка трубок, без остановки турбины сильными струями воды с помощью сопел, устанавливаемых в водяных камерах конденсаторов;

3) простреливание через трубки давлением воды или сжатого воздуха резиновых, волосяных, проволочных или металлических ершей;

4) чистка трубок шомполами;

5) промывка трубок струей воды или сжатого воздуха с примесью песка или летучей золы;

6) промывка трубок за счет повышения скорости воды, вводимой с давлением до 10 ат с помощью особых стационарных приборов или смесью воды и воздуха, вводимой с помощью специальной головки;

7) высушивание трубок.

Наиболее распространенным способом механической чистки, особенно при мягких отложениях ила и шлама, является непрерывная чистка трубок конденсаторов по схеме рис. 21.1 с помощью резиновых шариков, циркулирующих по трубкам при нормальной работе турбины. Этот способ, помимо повышения вакуума и соответствующей экономии топлива, освобождает персонал от очень трудоемкой работы по чистке конденсаторов турбин.

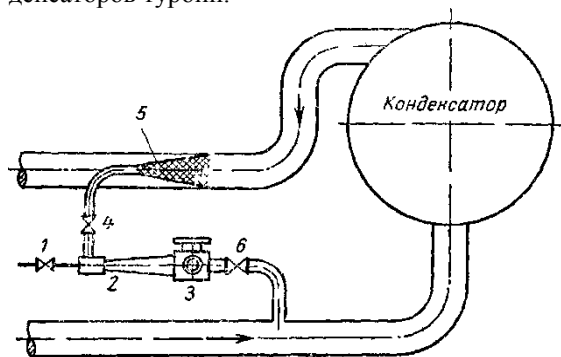


Рисунок 21.1. Схема установки для непрерывной очистки трубок конденсаторов резиновыми шариками.

1—задвижка на подводе воды, 2 — струйный насос, 3 — загрузочный бачок с окнами для контроля работы установки, 4 — задвижка на выходе из установки, 5 — шарикоулавливающая конусная сетка, 6 — задвижка на входе в струйный насос.

Во время ремонта продолжает применяться очень трудоемкая механическая чистка трубок путем проталкивания через трубки давлением воды, сжатого воздуха или вручную шомполами (в зависимости от характера загрязнений) резиновых, волосяных и металлических щеток и ершей (рис. 21.2).

При мягких отложениях через трубки давлением воды прогоняются резиновые шарики (рис. 21.2,а) и резиновые цилиндрики (рис. 21.2,б). При более твердых отложениях применя-

ются наборные цилиндрики (рис. 21.2,в), которые обычно изготавливаются в цехе, из листовой резины толщиной 3—4 мм, нарезанные из этой резины отдельные кольца-поршеньки 2 диаметром, соответствующим диаметру трубки, нанизываются на болтики 1 длиной 80—100 мм с прокладкой между ними шайб или отрезков газовой трубки 3. Для повышения эффективности чистки резиновые и наборные цилиндрики соединяются последовательно с волосяными щетками (рис. 21.2,г) При твердых отложениях применение указанных цилиндриков не дает должного эффекта, так как они часто застревают в трубках, в этих случаях применяется простреливание трубок проволочными щетками (рис. 21.2,д) или металлическими ершами (рис. 21.2,е)

Для подвода воды под давлением 3—8 ат и простреливания указанных цилиндриков или ершей применяются «пистолеты» различного типа. «Пистолет», изображенный на рис. 21.3,а, имеет два мундштука, и подвод воды от магистрали резиновым шлангом к «пистолету» открывается одним поворотом рукоятки пробкового крана; наличие двух мундштуков позволяет ускорить производство работ. В трубки закладываются одновременно все имеющиеся в наличии резиновые цилиндрики или металлические ерши (не менее 100 шт) и затем их, после прижатия мундштуков к двум трубкам одновременно, простреливают через трубки напором струи воды.

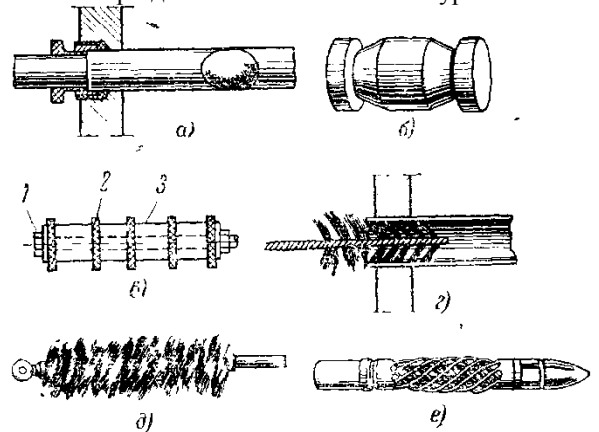
«Пистолет» (рис. 21.3,б) при вводе мундштука в трубку и нажиме на него открывает имеющийся в «пистолете» клапан и вода под давлением простреливает заложенный в трубку резиновый или металлический цилиндрок. После вылета цилиндрика из трубки и при выводе мундштука «пистолета» из трубки для установки его в следующую трубку клапан давлением воды закрывается автоматически.

При очень твердых отложениях или при сильном засорении очистка трубок простреливанием вообще неприменима, так как не снимает со стенок трубок этих отложений и вызывает застревание цилиндриков и ершей в трубках. В этих случаях трубки приходится предварительно очищать шомполами с укрепленными на концах щетками или ершами, типов указанных на рис. 21.2. Вместо проталкивания шомполов вручную в некоторых случаях применяются приспособления для моторного привода шомполов, однако в связи с громоздкостью и малой производительностью они не находят широкого применения.

Применение всех указанных способов механической очистки трубок требует большой затраты труда, длительной остановки турбины на чистку и создает неудобные и тяжелые условия труда рабочих, занятых на чистке. Особенно эти условия становятся тяжелыми, когда используется возможность отключения по воде половины двухпоточного конденсатора непрерывного действия и чистка трубок производится при работе турбины под нагрузкой. При работе в течение нескольких часов в водяных камерах конденсаторов рабочие непрерывно подвергаются дей-

ствию воды, что зимой усугубляется сквозным ветром в конденсаторе и низкой температурой воды.

Эффект, достигаемый этими способами чистки, также не всегда удовлетворителен, так как на трубках остается пленка слизи, способствующая быстрому повторному зарастанию конденсатора. К недостаткам этих способов, в особенности при применении шомполов и металлических ершей, следует также отнести появление на внутренних стенках трубок царапин (рисок) и продольных борозд иногда глубиной до 0,5 мм, вследствие чего в эксплуатации такие трубки подвергаются усиленной коррозии. В настоящее время чистка трубок с помощью шомполов применяется только на малых турбинах, а простреливание—при длительных остановках турбины.



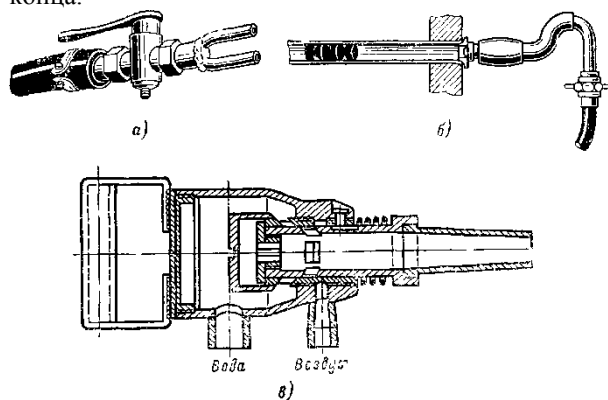
**Рисунок 21.2.** Щетки и ерши для чистки трубок конденсаторов. а — резиновый шарик б — резиновый цилиндрок в — наборный резиновый цилиндрок, г — волосяная щетка, д — проволочный ерш, е — металлический ерш.

Продувку трубок песком посредством водяной или воздушной струи под большим давлением, даже если песок смешивается с летучей золой, особо рекомендовать к применению не следует; этот способ, хотя и дает хорошие результаты, но приводит к износу трубок и требует больших затрат, не окупающихся улучшением работы конденсатора.

Промывка трубок за счет повышения скорости воды производится или водой с повышенным давлением (до 10 ат), вводимой с помощью особых стационарных устройств, или смесью воды и воздуха с помощью специальной головки (рис. 21.3,в). Эти промывки дают положительный результат только в начальной части трубки, так как по мере прохождения струи воды по длине трубки скорость воды быстро падает и соответственно ухудшается и качество чистки.

Одним из эффективных способов чистки трубок как с мягкими, так и жесткими отложениями является заполнение парового пространства холодной водой и продувка трубок насыщенным паром давлением в 4—6 ат, подводимым к трубкам суживающимся соплом по изолированному трубопроводу диаметром 25—32 мм с компенсаторами в горизонтальной и вер-

тикальной плоскостях. Этот способ при правильном его применении пригоден также для чистки трубок подогревателей и обеспечивает очистку трубок до металлического блеска. При вводе сопла в каждую трубку и пропуске струи пара все мягкие отложения и отложения в виде накипи отделяются от трубок и выносятся с их другого конца.



**Рисунок 21.3.** «Пистолеты» для чистки трубок конденсаторов.

Отделению накипи от поверхности трубок способствуют разность тепловых расширений и большая скорость пара, поэтому эффективность очистки повышается при непрерывном прокачивании воды через паровое пространство, что недопускает ее нагрева. Этот способ чистки требует тщательной, с точки зрения техники безопасности, подготовки и проведения всех работ; в частности, необходимо обеспечить хорошую изоляцию трубопровода в местах, где с ним соприкасаются руки; при вводе сопла в трубку паровой вентиль должен открываться полностью только после небольшого его открытия, при котором можно убедиться, что трубка не забита; учитывая большую скорость выхода пара из трубок, должны устанавливаться на выходе пара из трубок отбойные щитки и т.д.

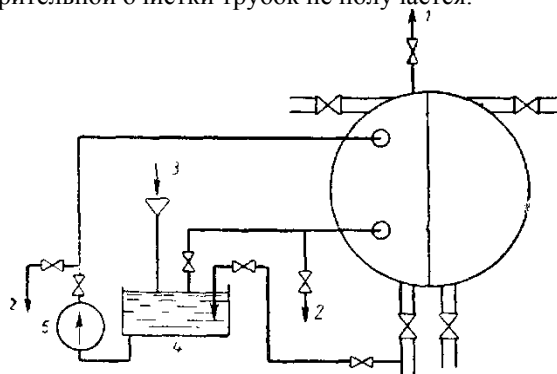
При всех указанных способах лучшие результаты получаются при чистке трубок против хода воды в конденсаторе, так как на выходной части трубок откладывается большая часть слизи и грязи.

Эффективным способом чистки трубок является способ высушивания (термический способ), который применяется при мягких биологических отложениях. Этот способ состоит в том, что через открытые с двух сторон люки в крышках конденсаторов, после очистки трубных досок от крупных отложений (мусор, щепа и пр.), все трубки для удаления воды продуваются воздухом, поступающим от компрессора через резиновые шланги с наконечниками, вставляемыми в трубки. После удаления из трубок воды через водяную камеру со стороны входа воды переносным вентилятором или шлангами от компрессора прогоняется теплый воздух, который, пройдя по всем трубкам, выходит через водяную камеру со стороны слива циркуляционной воды. Благодаря циркуляции воздуха отложившаяся на трубках

слизь подсыхает, органические отложения отмирают и значительно сокращаются в объеме. Высохшая пленка или коробится и сама отслаивается от стенок трубок в виде тонких сухих пленочек-листочков, легко удаляемых при пуске циркуляционной воды.

Этот способ требует полного высушивания трубок, на что нужно достаточно время, поэтому такое, почти естественное, подсушивание применяется преимущественно при длительных остановках турбин на ремонт. Ускорение процесса высушивания может быть достигнуто путем заполнения парового пространства конденсатора горячим конденсатом с температурой 65—70° С и продувки трубок воздухом, подогретым до 50—55° С; все остальные операции проводятся так же, как указано выше. Термический способ чистки может быть применен и на работающей турбине, при поочередном отключении каждой половины конденсатора (см. ниже) и ускорении подсушки путем снижения вакуума на турбине до температуры 50—55° С на выхлопе.

Для уменьшения простоев турбин, связанных с чисткой трубок конденсаторов, большинство современных турбин имеют конденсаторы, выполненные по воде двухпоточными; это дает возможность, при отключении по воде и по воздуху одной половины конденсатора и частичном снижении нагрузки турбины, производить чистку трубок одним из описанных выше способов — сначала одной половины конденсатора, а затем после включения в эксплуатацию этой половины произвести аналогичную работу по второй половине конденсатора. При отключении воды на одну половину конденсатора в трубках второй половины конденсатора поток воды движется с повышенной скоростью, увлекая за собой частицы грязи; однако только за счет этого недостаточно большого повышения скорости воды удовлетворительной очистки трубок не получается.



**Рисунок 21.4.** Схема принудительной циркуляции раствора для чистки трубок конденсатора. 1—воздушник, 2 — отбор пробы, 3 — заливка реагента, 4 — бачок для раствора, 5—перекачивающий насос.

Перед чисткой необходимо убедиться в плотности конденсатора, так как после спуска воды из водяной камеры конденсатора, намеченного к чистке, через неплотную вальцовку, сальник или поврежденную трубку вместо воды начнет засасываться воздух. Проверка плотности

производится во время спуска воды путем наблюдения за падением вакуума и в случае резкого снижения вода вновь открывается на отключенную часть конденсатора.

При снижении вакуума в допустимых пределах можно открыть люки конденсатора и до начала чистки произвести его уплотнение на ходу. Пропускающие вальцовочные соединения должны быть подвальцованы, сальники подтянуты, а в случаях повреждений самих трубок последние забиты с обеих сторон деревянными пробками.

К числу способов химической чистки трубок конденсаторов относятся промывка раствором каустической соды (едким натром) и промывка раствором соляной кислоты.

Чистка каустической содой применяется при мягких отложениях. В водяную камеру конденсатора после ее заполнения водой вводится раствор каустической соды концентрацией 2% (по весу), относя к количеству воды, заполняющей водяную камеру конденсатора; вода подогревается паром низкого давления, вводимым в конденсатор через специальные штуцеры. Для циркуляции раствора одновременно с подогревом до температуры 60—65° С производится прокачивание воды в водяном пространстве конденсатора в течение 2—3 ч по схеме рис. 21.4.

При жесткой охлаждающей воде и наличии твердых отложений производится химическая чистка трубок при помощи слабого раствора технической соляной кислоты; концентрация раствора в конденсаторе не должна превышать 2—3%, а для уменьшения корродирующего действия соляной кислоты на стальные поверхности конденсатора в качестве пассиватора применяется столярный клей, формалин и другие вещества в концентрации 1—2 г/л раствора.

Соляная кислота должна заливаться в конденсатор в виде заранее приготовленного раствора. Промывка производится так же, как и промывка каустической содой, с принудительной циркуляцией и с подогревом воды до 50—60° С. В процессе промывки должен производиться контроль концентрации раствора, которая в начале циркуляции быстро падает, поэтому приходится добавлять свежие порции кислоты. Водяное пространство конденсатора, почти полностью заполненное водой (до уровня выше верхнего ряда трубок), должно быть тщательно отключено от всех магистралей задвижками, чтобы избежать утечки раствора через неплотности. Весь процесс промывки длится обычно 3—4 ч и определяется тем, что в процессе растворения отложений концентрация залитого раствора соляной кислоты снижается и последний доливадается до тех пор, пока снижение концентрации не приостановится. По окончании чистки и отключении циркуляции производится промывка трубок нормальным пуском охлаждающей воды через конденсатор.

Практика и лабораторные исследования показали, что применение каустической соды и соляной кислоты при указанной выше концентрации для чистки конденсаторов при пра-

вильном и тщательном ее проведении достаточно эффективно и безопасно. Потери металла конденсатора и его трубок, в особенности, если принять во внимание большие периоды между чистками и непродолжительность времени чисток, ничтожно малы. При лабораторном исследовании глубина разрушения латуни трубки за одну чистку за 8 ч при 10%-ной соляной кислоте и подогреве до 80° С составила 0,002 мм, а при 5%-ной 0,0006 мм. Поэтому разъедание трубок, если и имеет место, то настолько незначительное, что не может являться препятствием для применения этих способов, так как трубки требуют замены вследствие износа, местных изъязвлений и выщелачивания цинка значительно раньше, чем может сказаться действие слабых растворов каустической соды или соляной кислоты.

Несмотря на указанное, следует учесть, что при неправильном выборе концентрации раствора и неправильном ведении процесса чистки, когда концентрация раствора, в особенности при применении соляной кислоты, неравномерна в различных частях конденсатора (без применения циркуляции), возможны неприятные последствия, связанные с быстрым разъеданием металла трубок и стальных поверхностей.

Там, где осадки носят слизистый и илистый характер с большим количеством органических веществ, в эксплуатации с большим успехом применяется хлорирование циркуляционной воды, как предупредительное мероприятие против биологического загрязнения трубок (убивает микроорганизмы и тем самым предупреждает их размножение). Особенно большое значение хлорирование имеет там, где в воду попадает много водорослей и загрязнений растительного происхождения (стебли, листья и пр.).

Таким образом, применение хлорирования способствует уменьшению содержания органических веществ, не дает возможности приставания водорослей, ила и грязи к стенкам трубок и тем самым обеспечивает длительное поддержание трубок конденсаторов в чистом виде. Кроме улучшения вакуума, хлорирование сводит к минимуму простои турбин для чистки конденсаторов и избавляет персонал от наиболее грязной, неприятной и трудоемкой работы по чистке.

Предохранение от солевых отложений в трубках конденсаторов производится путем химической обработки охлаждающей воды дымовыми газами, отходящими от котлов. Такая обработка носит название рекарбонизации охлаждающей воды и основана на обогащении охлаждающей воды углекислотой, содержащейся в дымовых газах. Для этой цели дымовые газы, забираемые из дымовой трубы, пропускаются через золоуловители и нагнетаются водяным инжектором или вентилятором под слой воды в приточный канал; подача производится через развитую систему трубок с отверстиями, что обеспечивает увеличение поверхности контакта газа с водой и лучшее их перемешивание. Рекарбонизация циркуляционной воды является высокоэффективным и дешевым способом борьбы с солевыми отло-

жениями в трубках конденсаторов, не требующим применения специальной аппаратуры и доставки со стороны каких-либо реагентов.

Для этих же целей применяется фосфатирование охлаждающей воды путем присадки в нее таких недефицитных фосфатных реагентов, как гексаметафосфат натрия, суперфосфат, тринатрийфосфат, а также продувочные воды котлов, которые содержат в избытке соли фосфата.

При капитальном ремонте, кроме чистки трубок, производится чистка сборника конденсата и водоуказательных стекол конденсаторов (§ 23.3), ремонт хлораторной установки, ремонт задвижек на входе и выходе охлаждающей воды, чистка приемных и сливных колодцев и по возможности чистка водоводов от отложений и обрастания. Чистку водоуказательных стекол от «мутных» налетов следует производить мягкими тампонами, а не ершами, так как образующиеся царапины на стеклах вызывают их быстрый выход из строя (растрескивание).

## **21.2. ПЛОТНОСТЬ КОНДЕНСАТОРОВ.**

Повреждения трубок конденсатора и пропуски в вальцовочных соединениях трубок ведут к проникновению сырой охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора, где она, примешиваясь к конденсату, идущему на питание котлов, вызывает недопустимое ухудшение его качества.

Согласно ПТЭ качество конденсата турбин должно отвечать исключительно высоким нормам. Обеспечить высокое качество конденсата конденсаторы могут только при условии сохранения в процессе длительной эксплуатации высокой водяной плотности. Особенно важное значение гидравлическая плотность конденсаторов имеет для котлов электростанций высоких и сверхвысоких параметров пара; в этих установках недопустимы присосы циркуляционной воды в конденсаторах, составляющие даже сотые доли процента по отношению к расходу конденсата; например, для турбин К-150-130 присос пресной воды не должен превышать 3—5 л/ч.

Возможность появления неплотности при наличии многочисленных соединений трубок с трубными досками, а также в сварных швах никогда не исключена, поэтому следует путем систематического контроля за качеством конденсата (химический анализ конденсата на жесткость, щелочность, окисляемость или измерения проводимости конденсата) своевременно определять протечки циркуляционной воды.

Определение мест присоса охлаждающей воды в конденсатор производится различными способами. Одним из наиболее распространенных способов является гидравлическая опрессовка, которая производится путем заполнения парового пространства конденсатора конденсатом после остановки турбины и спуска воды из водяных камер. Заливка конденсатом производится до патрубка, соединяющего конденсатор с турбиной, а при наличии контроля до нижнего уровня лопаток

последней ступени ЦНД. Повреждения трубок и течи вальцовочных соединений трубок определяются по струйкам и каплям, стекающим по трубным доскам.

Заливка конденсата в паровое пространство конденсатора до его горловины создает избыточное давление, которое составляет только 10—20% от рабочего, поэтому такая опрессовка позволяет определить лишь места сравнительно больших неплотностей; особенно это относится к верхней части трубных досок, где давление воды совсем небольшое, вследствие чего могут остаться не выявленными значительные неплотности.

Лучших результатов можно достичь, если создать над залитым в паровое пространство конденсатом дополнительное давление до 1 ат путем подвода сжатого воздуха от компрессора. Создание такого давления затрудняется необходимостью заглушить отверстия вестовых труб (при их наличии), уплотнить хомутами с резиновыми прокладками выходы вала из концевых лабиринтов, жестко закрепить от подъема атмосферный клапан и т.д. Такая опрессовка требует значительных затрат времени и труда и может дать вполне удовлетворительные результаты при совмещении ее с описываемой ниже гидравлической опрессовкой горячей водой и осушением трубных досок.

Для большей эффективности определения мест неплотностей гидравлическую опрессовку следует производить заливкой в паровое пространство горячей конденсата с температурой около 70° С, что исключает «потение» и ускоряет осушку трубных досок; более горячая вода может привести к расстройству вальцовочных соединений трубок, а более холодная вода не позволит произвести осушку трубных досок.

После заполнения парового пространства горячей водой и открытия люков водяных камер конденсатора ускорение процесса осушки трубных досок производится путем их обдувки сжатым воздухом из нескольких гибких шлангов диаметром не менее 19 мм. Обдувка производится, начиная с верхних трубок вниз одной трубной доски до полного ее осушения и с расчетом, чтобы выдуваемая из трубок вода вытекала у другой трубной доски, а не смачивала уже осушенные места данной трубной доски.

При сухой трубной доске легко обнаруживаемая неплотность вальцовочного соединения трубки устраняется подвальцовкой. Если обнаружена течь не из-под вальцовочного соединения, а из самой трубки, такая трубка глушится с данной стороны деревянной пробкой.

По окончании сушки и уплотнения одной трубной доски аналогичная сушка и уплотнение производятся на противоположной трубной доске. При течи воды из трубки, ранее заглушенной с одного конца, необходимо эту дефектную трубку полностью и надежно заглушить с обеих сторон деревянными пробками, имеющими конусность около 10°, или стальными пробками, имеющими конусность около 5°. Стальные пробки хорошо раздают трубки и могут применяться и при не-

возможности устранить течь подвальцовкой; однако из-за трудностей удаления стальных пробок при смене трубок применение их нежелательно. Для заглушки поврежденной трубки с обоих концов деревянными пробками последние следует делать из бука, так как после смачивания такая пробка сидит плотно и не может самопроизвольно выскочить во время работы.

При тщательном выполнении способ гидравлической опрессовки с помощью горячего конденсата, особенно при одновременном создании добавочного давления сжатым воздухом и осушении трубных досок, дает хорошие результаты по определению и устранению даже незначительных неплотностей; поэтому при наличии возможности остановки турбины на время, позволяющее полностью осушить трубные доски (6—8 ч) и особенно при достаточно длительных остановках турбины на ремонт, следует применять этот способ выявления неплотностей трубок конденсаторов.

Современные двухпоточные конденсаторы при небольшой неплотности дают возможность производить опрессовку каждой половины конденсатора на ходу при сниженной нагрузке; однако такая опрессовка требует длительных поисков неплотностей по отклонению пламени свечи и не позволяет обнаружить небольшие, а тем более капиллярные неплотности, как это требуется на установках с сверхвысокими и сверхкритическими параметрами пара; этим способом обнаруживаются обычно присосы порядка 80—100 л/ч и только при особо тщательном проведении могут быть обнаружены присосы не менее 40—50 л/ч; кроме того, способ поиска неплотностей открытым пламенем на турбоустановках с генераторами, имеющими водородное охлаждение, пожароопасен, поэтому вообще должен быть исключен полностью.

Для повышения чувствительности опрессовки и отыскания даже весьма малых неплотностей применяется так называемый люминесцентный способ контроля плотности конденсаторов. Этот эффективный способ основан на добавлении к воде, заливаемой для опрессовки в паровое пространство конденсатора, водного раствора вещества—люминофора, обладающего свойством свечения под действием невидимых для глаза ультрафиолетовых лучей.

В условиях электростанций в качестве источника ультрафиолетовых лучей применяется полевой люминесцентный светоскоп типа «Полюс» (завод «Геологоразведка», Ленинград) или ультрафиолетовый излучатель конструкции Свердловэнерго, который может быть изготовлен силами электростанции.

Медленное передвижение такого излучателя на расстоянии 150—200 мм вдоль поверхности трубной доски конденсатора, залитого водным раствором люминофора (см. ниже), дает возможность при затемненной водяной камере отыскивать даже самые малые неплотности по их яркому желто-зеленому свечению.

В качестве люминофоров применяются флуоресцеин или уранин, которые представляют собой мелкий порошок темно-красного цвета. Для приготовления водного раствора необходимое весовое количество люминофора определяется из расчета 7—12 г на 1 м<sup>3</sup> воды, заливаемой в паровое пространство конденсатора. Водный раствор люминофора предварительно готовится в металлическом баке емкостью 100—150 л. Готовый уранин сначала растворяется в 15—20 л воды, а затем уже бак полностью дополняется водой. При изготовлении водного раствора из флуоресцеина, учитывая его плохую растворимость в воде, сначала в 15—20 л воды растворяется концентрированный раствор едкого натра в количестве, равном подсчитанному весу флуоресцеина, а затем в этот раствор добавляется флуоресцеин и после полного перемешивания бак заполняется водой.

Для обеспечения хорошего перемешивания приготовленный водный раствор люминофора должен заливаться из бака в паровое пространство конденсатора одновременно с подачей туда воды для опрессовки. Хорошего перемешивания можно достичь также после заполнения парового пространства конденсатора водой, спуска в нее всего приготовленного концентрированного раствора люминофора и включения на 15—20 мин конденсатного насоса по схеме циркуляции конденсата через холодильники пароструйного эжектора.

При наличии больших неплотностей следует перед заливкой водного раствора люминофора в паровое пространство конденсатора произвести обычную, описанную выше гидравлическую опрессовку конденсатора путем заливки в него воды до горловины.

Водный раствор люминофора легко смывается с металлических поверхностей, не вызывает их коррозии и не ядовит. Однако производить после окончания опрессовки спуск водного раствора люминофора из конденсатора в замкнутую циркуляционную систему охлаждения (градирни, брызгальные бассейны) не следует; это может затруднить повторное использование люминесцентного способа опрессовки конденсатора, так как даже незначительные концентрации люминофора в воде будут давать свечение на трубных досках при облучении их ультрафиолетовыми лучами.

### **21.3. ПОВРЕЖДЕНИЕ ТРУБОК.**

Для трубок конденсаторов, работающих на пресной воде, в большинстве установок применяется латунь Л68; для трубок конденсаторов приморских электростанций применяется латунь ЛЮ70-1, которая обладает более высокой коррозионной стойкостью, чем латунь Л68. Трубки конденсаторов современных мощных турбин изготавливаются из высококачественного сплава МНЖ-5-1 (94% меди, 5% никеля и 1% железа) или из специальных сортов латуни с добавками мышьяка и олова или алюминия.

Повреждения трубок, вызывающие неплотность конденсатора с водяной стороны, кроме неудовлетворительного качества вальцовочных соединений, чаще всего вызываются язвенной коррозией и вибрацией трубок.

Как правило, следует установить порядок, чтобы места обнаружения поврежденных трубок отмечались на чертеже трубной доски конденсатора. По этим отметкам нетрудно определить, где повреждение трубок происходит наиболее часто; такая фиксация мест повреждений помогает выяснению причин этого явления (коррозия, вибрация, влияние дренажей, дефекты в трубной доске и пр.).

Причина коррозии трубок, которая проявляется в различных формах, в значительной части связана с тем, насколько материал, из которого они изготовлены, соответствует условиям работы. Наиболее часто встречающимися видами разъедания латунных трубок являются различные виды обесцинкования (сплошное, местное, пробковое, межкристаллитное), действие которого сказывается в том, что латунь теряет цинк с внутренней поверхности трубки; это легко обнаруживается по характерному виду излома—пористое поврежденное место красно-бурого цвета, представляющее уже не латунь, а губчатую красную медь.

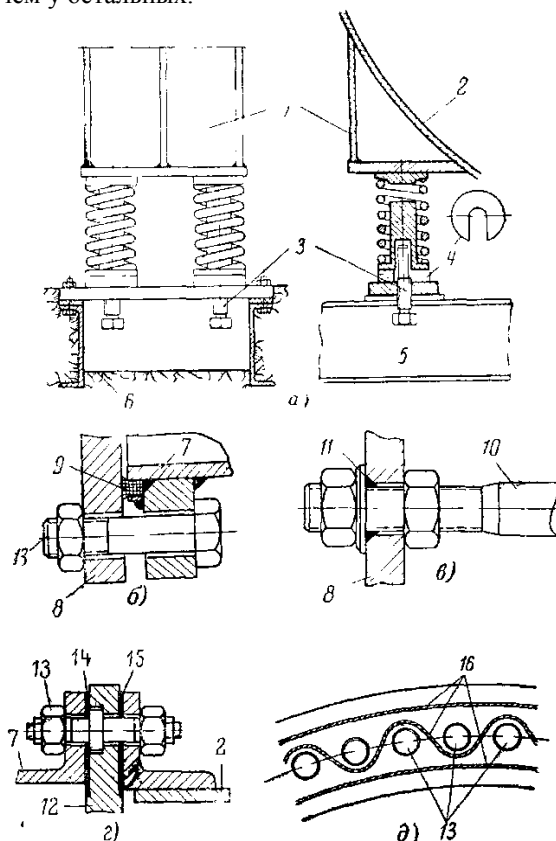
Лучшим способом борьбы с обесцинкованием в условиях эксплуатации является поддержание трубок конденсатора в чистоте, а при смене трубок—применение новых латунных трубок с примесью мышьяка и фосфора. Для предохранения стенок конденсатора от разъеданий в ряде случаев применяется установка в водяных камерах протекторной защиты в виде специальных цинковых пластин, имеющих хороший электрический контакт с трубными досками.

Повреждения трубок при вибрациях вызываются трением трубок в местах прохода через промежуточные перегородки и расстройством их вальцовочных соединений. При обнаружении этих явлений необходимо принятие срочных мер по устранению причин вибрации, так как иначе по истечении некоторого времени обязательно обнаружатся дефекты в вальцовочных соединениях, а также большое количество трубок со сквозными отверстиями и работа конденсатора будет ненадежной.

При конструировании конденсаторов основными средствами борьбы с вибрацией и повреждениями трубок от перетирания в промежуточных перегородках являются: увеличение числа этих перегородок с уменьшением свободного пролета трубок до 35—40 диаметров, уменьшение зазоров между трубкой и стенкой отверстия в промежуточных трубных перегородках до минимально возможной величины (0,2—0,3 мм на диаметр) и установка трубных перегородок с расчетом смещения их отверстий на 3—6 мм вверх по отношению к отверстиям в трубных досках.

В условиях эксплуатации причиной возбуждающей вибрации трубок конденсатора, кро-

ме недостаточной отстройки частоты собственных колебаний трубок от частоты возмущающей силы, совпадающей с числом оборотов турбины, может быть действие парового потока. Под действием сил парового потока (ударное действие капель влаги) вибрируют, главным образом периферийные (верхние) трубки конденсатора. Вибрационное расстройство периферийных трубок устраняется прокладыванием деревянных распорок (дубовых) между рядами трубок; в некоторых случаях для этих же целей и для борьбы с эрозией производится установка периферийных трубок с толщиной стенок на 0,5—1,5 мм больше, чем у остальных.



**Рисунок 21.5.** Конструктивные детали конденсатора. а — пружинная опора конденсатора ЛМЗ, б — крепление крышки к водяной камере, в — крепление крышки к анкерным связям, г — крепление водяной камеры и трубной доски к корпусу конденсатора, д — прокладка асбестового шнура во фланец между водяной камерой и трубной доской. 1-лапа конденсатора, 2-корпус конденсатора, 3-отжимающий болт, 4-установочная шайба, 5-фундаментная балка, 6-цементная заливка, 7-водяная камера, 8-крышка водяной камеры, 9-резиновый шнур, 10-анкерная связь, 11-подмотка, 12-трубная доска, 13-стяжной болт, 14-резиновая прокладка, 15-парусина, 16-асбестовый шнур.

Причиной выхода из строя трубок может являться также вибрация конденсатора при его неправильном закреплении на пружинных опорах. Натяжение опорных пружин конденсатора (рис. 21.5,а) должно быть так отрегулировано, чтобы вес пустого конденсатора (без воды) воспринимался не выхлопным патрубком, соединяющим ЦНД с конденсатором, а пружинами. Во время работы турбины пружины служат для ком-



пенсации тепловых расширений металла по высоте, а вес воды (охлаждающей и конденсата), находящейся в конденсаторе, воспринимается через выхлопной патрубок ЦНД опорами турбины, прижимая их к рамам

Сжатие или ослабление пружин производится при монтаже согласно заводским данным отжимающими болтами, которые проходят сквозь плиту под нижние тарелки пружин. После произведенной регулировки пружин с расчетом их равномерной нагрузки и с натягом, равном весу пустого конденсатора, соответственно должны быть изменены толщины установочных шайб и затем ослаблены отжимающие болты, иначе вес конденсатора через пружины будет передаваться на фундаментные плиты не через установочные шайбы, а через отжимающие болты, что недопустимо.

#### 21.4. ЗАМЕНА И РАЗВАЛЬЦОВКА ТРУБОК.

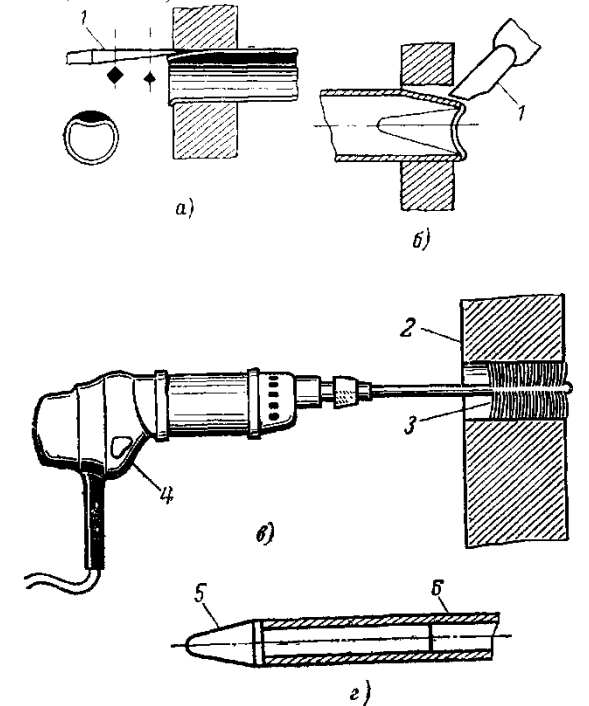
Заглушивание трубок пробками следует производить только до тех пор, пока количество поврежденных и заглушенных трубок не станет настолько значительным (10—15%), что работа конденсатора может заметно ухудшиться.

При поражении более значительного количества трубок, при коррозии, обесцинковании трубок и других дефектах, ведущих к частым остановкам турбины для опрессовки и заглушки трубок конденсаторов, следует произвести частичную или полную замену трубок новыми с обязательным устранением причин, порождающих выход трубок из строя. Замену поврежденных трубок новыми следует приурочивать ко времени капитального ремонта агрегата.

При замене трубок в большинстве конструкций для доступа к концам трубок после развертывания крепежа фланцевого соединения (рис. 21.5,б) можно ограничиться снятием только верхней крышки с водяной камеры; эти крышки имеют еще обычно опоры на связях (рис. 21.5,в), которые проходят через водяные камеры и их концы заварены в трубные доски, в этих конструкциях необходимо снять также гайки со шпилек анкерных связей и откатить крышку с водяной камеры, соединенной с корпусом конденсатора.

В некоторых конструкциях конденсаторов приходится снимать водяную камеру целиком; фланцевое соединение водяной камеры 7, трубной доски 12 и корпуса конденсатора 2 осуществляется так, как показано на рис. 21.5,г, такое соединение дает возможность снять и откатить водяную камеру после отвертывания гаек со стяжных болтов 13 только со стороны водяной камеры, благодаря чему плотность соединения трубной доски и корпуса конденсатора, стянутых буртиком стяжного болта 13 и гайкой, не нарушается. При откатывании крышки или водяной камеры необходимо принять меры предосторожности, чтобы не попортить резиновой прокладки или толстого резинового шнура прямоугольного сечения, обычно применяемых в этих фланцевых соединениях.

При обратной установке на место крышки или водяной камеры после окончания смены трубок необходимо прографитить с обеих сторон резиновые прокладки или шнур и проследить за правильностью их укладки во фланцевом соединении, так как обычно эти прокладки, ввиду большого диаметра, выполняются составными из нескольких отдельных частей, имеющих между собой стыки. В случае, если вместо резиновой прокладки во фланцевое соединение ставится асбестовый шнур, он должен быть проложен так, как показано на рис. 21.5,д, с обязательной предварительной обмазкой фланца мастикой, составленной из сурика, белил и вареного масла, слоем толщиной в 1,5—2 мм.



**Рисунок 21.6.** Подготовительные работы по смене трубок конденсатора. а, б—обжимки (1) для отгиба концов развальцованных трубок; в — чистка отверстий в трубной доске (2) проволочным ершом (3) с приводом от электродрели (4); г—приспособления-конус (5) для вставки трубок (6) в конденсатор.

Латунные трубки закрепляются в трубных досках или развальцовкой или сальниковыми уплотнениями. Общепринятой для конденсаторов современных турбин является развальцовка трубок в трубных досках с обеих сторон. Двусторонняя развальцовка трубок в трубных досках обеспечивает значительно большую гидравлическую плотность, чем их двустороннее сальниковое крепление в трубных досках с сальниковыми резиновыми или металлофибровыми набивками. Компенсация разности расширений развальцованных трубок достаточно хорошо достигается путем небольшого изгиба трубок, предусмотряемого конструкцией конденсатора.

Добиться при сальниковых уплотнениях трубок плотности конденсаторов, обеспечивающей качество питательной воды, отвечающее современным требованиям, не представляется

возможным даже если ниппели затягивать очень сильно; а вместе с тем при таком зажиме трубок теряется назначение сальников как компенсаторов удлинения трубок.

На электростанциях, где испытывались значительные трудности в связи с неплотностью конденсаторов, имеющих сальниковые уплотнения трубок, переделкой этих уплотнений на развальцовку трубок удалось добиться хороших результатов в повышении плотности конденсаторов. Такая переделка обычно выполняется путем замены латунных ниппелей в существующих трубных досках на специально выточенные плотные стальные втулки, в которых производится нормальная развальцовка трубок; стальные втулки устанавливаются в трубную доску на резьбе с уплотнением свинцовыми белилами.

Практика такой переделки, в случаях затруднений с удалением старых латунных ниппелей и необходимостью вырубания многих из них с последующим восстановлением резьбы, показывает по объему работ и затратам целесообразность замены старых трубных досок и промежуточных перегородок новыми (отпадают работы по снятию старых ниппелей, изготовлению и установке на место большого количества новых стальных втулок с нарезкой); это тем более целесообразно, что дает возможность модернизировать расположение трубок в старых конденсаторах и тем самым улучшить работу всего конденсатора.

Удаление негодных трубок из конденсаторов с развальцованными трубками требует известной сноровки и аккуратного исполнения для того, чтобы при выколачивании трубок не были испорчены отверстия в трубных досках.

Концы трубок, негодных к дальнейшему использованию, необходимо обмять перед их вытаскиванием; это обмятие можно произвести обжимками, показанными на рис. 21.6, а, б, которыми производится сгибание каждого конца трубки в двух-трех местах по окружности. Далее трубки выбиваются из отверстий трубных досок медной цилиндрической оправкой с диаметром, несколько меньшим, чем диаметр отверстия в трубной доске.

Для достижения высокой длительной прочности трубок и плотности вальцовочных соединений трубок, сохраняющейся годами, все работы, связанные с проверкой качества новых трубок, с очисткой сопрягаемых поверхностей, с удалением окисного слоя, с подготовкой инструментов и проведением вальцовочных работ, с регулированием степени и длины раздачи трубок, необходимо проводить с особой тщательностью и аккуратностью.

Новые трубки из латуни Л68 перед установкой в конденсатор должны быть проверены аммиачной пробой на отсутствие в стенках трубок остаточных напряжений. При неудовлетворительных результатах трубки подлежат отжигу, который в условиях электростанции обычно производится перегретым паром. Пар

пропускается через выполненный в виде подогревателя с крышками отрезок стальной трубы диаметром 500—600 мм и длиной, соответствующей длине конденсаторных трубок, после заполнения этого подогревателя конденсаторными трубками с достаточными промежутками между ними отжиг производится паром с температурой 290—300° С в течение 50—60 мин.

Перед установкой новых трубок производится зачистка отверстий в трубной доске до металлического блеска; снятие ржавчины и заусениц производится посредством наждачной шкурки, накрученной на деревянный стержень, или для ускорения—проволочным ершом, укрепленным на валу электродрели (рис. 21.6, в). Трубки по всей длине должны быть протерты мягкими чистыми тряпками, а их концы зачищены по окружности до блеска на длине, равной их диаметру.

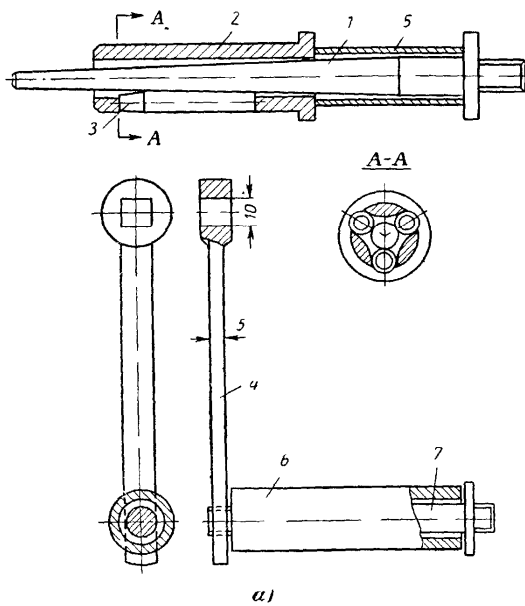
Наличие ржавчины, масла, влаги, пыли и грязи в отверстиях трубных досок или на концах трубок влечет за собой недоброкачественное соединение, которое, обладая достаточной прочностью, не будет плотным. Никакие последующие подвальцовки не смогут уничтожить течи через такое дефектное соединение, в котором из-за отсутствия чистоты и гладкости контактируемых поверхностей возникает пропуск воды и коррозия поверхности гнезда.

Новые трубки, внешний диаметр которых должен быть на 0,15—0,3 мм меньше диаметра отверстий в трубных досках, необходимо проверить по длине с расчетом, чтобы после установки в конденсатор они выступали из обеих трубных досок на 2—3 мм. Кроме того, концы трубок не должны иметь вмятин и заусениц, которые могут помешать их установке в конденсатор при указанных малых зазорах. При полной смене трубок необходимо также проверить состояние отверстий в промежуточных перегородках и наличие у этих отверстий, как и у трубных досок, раззенковки.

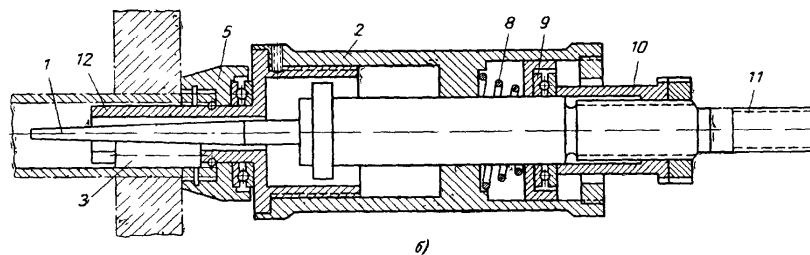
Некоторым затруднением при установке длинных трубок являются небольшие прогибы, которые дают трубки после их продвижения на некоторое расстояние от трубной доски и осевые несоответствия отверстий в трубных досках и промежуточных перегородках, достигающих 5—8 мм. Такое смещение отверстий выполняется обычно заводом при монтаже промежуточных перегородок для изгиба трубок в целях компенсации их температурных расширений и некоторого подъема середины трубок по отношению к концам; этот подъем обеспечивает более надежное прилегание трубок к промежуточным перегородкам и хороший сток воды, который предотвращает застой воды в трубках при остановках турбины и облегчает отыскание повреждений трубок. Учитывая сказанное, продвижение трубки производится с опорой по нижним рядам трубок, как по направляющим, и с медленным поворачиванием трубки вокруг оси при одновременном ее поступательном движении. Для того, чтобы трубка попала в отверстие задней трубной доски, ее следует с этой стороны направлять оправкой.

Значительное ускорение продвижения трубок может быть достигнуто при применении приспособления 5 с конусом на конце, устанавливаемого в трубку 6 (рис. 21.6,з) и способствующего ее беспрепятственному продвижению через промежуточные перегородки и попаданию в отверстие второй трубной доски.

Для ускорения работы по замене отдельных поврежденных трубок можно до удаления поврежденной трубки вставлять в нее круглый стальной стержень на 1—1,5 мм меньше внутреннего диаметра трубки и длиной несколько больше длины заменяемой трубки; после ослабления вальцовки и удаления поврежденной трубки трубка вставляется на место по указанному направляющему стержню.



**Рисунок 21.7.** Развальцовка трубок в трубной доске. а—ручная вальцовка; б—головка пневматической вальцовки: 1—конус; 2—корпус; 3—ролик; 4—рукоятка; 5—ограничитель, 6—труба; 7—болт; 8—пружина; 9—обойма подшипника; 10—резьбовая втулка; 11—хвостовик привода; 12—сепаратор.



Развальцовка концов трубок производится вальцовками различной конструкции; от правильной конструкции вальцовки зависит получение качественного соединения. Обычно применяется ручная вальцовка с подвижным конусом и коническими роликами (рис. 21.7,а) или самоподающая вальцовка с пневмо- или электроприводом.

Пневматическая вальцовка состоит из пневматического двигателя мощностью 0,5 л.с. и головки (рис. 21.7,б). Головка с одной стороны присоединяется к приводу на резьбе с помощью хвостовика 11, а с противоположной имеет сепаратор 12, который вводится в подлежащую развальцовке трубку. При вводе сепаратора в трубку до упора ограничителя 5 в торец трубной доски и нажатия на рукоятку конусная игла 1 (конусность 0,06) передвигается вперед, ролики 8 расходятся до

соприкосновения со стенками трубки, а пружина 8 сжимается. Развальцовка начинается с момента включения пневмопривода подачей на него воздуха из сети давлением 4—5 ат. При перекачивании ролики разжимают трубку и одновременно медленно поворачивают сепаратор; при этом конусная игла затягивается вперед до тех пор, пока обойма подшипника 9 не сожмет до предела пружину 8 и не упрется в корпус 2. По окончании развальцовки вывод вальцовочной головки из трубки производится ее подачей за ручку на себя, что вызывает переключение реверса пневмодвигателя, благодаря чему ролики под действием пружины 8 освобождают трубку.

Независимо от привода, поверхности роликов и конуса вальцовки должны быть гладкими; концы роликов должны иметь большое и плавное закругление, благодаря чему раздача трубки будет производиться на глубину меньшей, чем толщина трубной доски, так как трубки должны вальцеваться не на всю толщину трубной доски, а только на 0,85—0,9 ее толщины.

При смазке роликов вальцовки тавотом во время работы надо следить за тем, чтобы тавот не попал в соединение трубок с гнездом. При несоблюдении этого условия можно испортить завальцованные трубки, так как в этом случае, результаты

получаются худшие, чем даже при развальцовке загрязненных концов. Поэтому нельзя рекомендовать заблаговременную чистку гнезд и трубок и смазку их маслом во избежание ржавления; зачистку трубок и гнезд надлежит вести параллельно с процессом развальцовки.

Во избежание подрезки трубок, возникновения концентрации напряжений в месте перехода от развальцованного участка трубки к неразвальцованному и исключения перевальцовки трубок при вальцевании производится регулирование величины развальцовки; эта величина определяется при пробном вальцевании и регулируется в пневматической вальцовке — резьбовой втулкой 10, а в ручной (рис. 21.7,а)—длиной дистанционной втулки 5 между буртиком конуса и корпусом вальцовки.

При вальцевании нельзя допускать утонения трубки больше чем на 4—6% и удлинения выступающего конца трубки больше чем на 0,5—0,6 мм; такое вальцевание достаточно для получения надежного соединения трубки с трубной доской; поэтому повертывание конуса нельзя производить с силой, которая вызовет подрез или расплющивание металла трубок.

Такие особенности вальцевания трубок, как небольшая толщина трубных досок и самих трубок, а также очень большое число мест вальцевания (до 25000—40000 для конденсаторов современного мощного турбоагрегата) при трудностях контроля за качеством вальцевания требуют особой тщательности проведения работ и должной квалификации вальцовщика.

Перевальцовка трубок, ведущая к недопустимому уменьшению толщины стенки, к образованию кольцевых рисок на внутренней стенке вальцованной части трубки, а также чрезмерная глубина вальцевания и другие дефекты вальцевания приводят к появлению значительных напряжений в материале трубок и к такому ослаблению стенки, при которых достаточно воздействия каких-либо дополнительных напряжений, особенно вибрационного характера, чтобы вызвать появление кольцевых трещин и обрывов трубок в местах перехода от вальцованной к невальцованной части трубок.

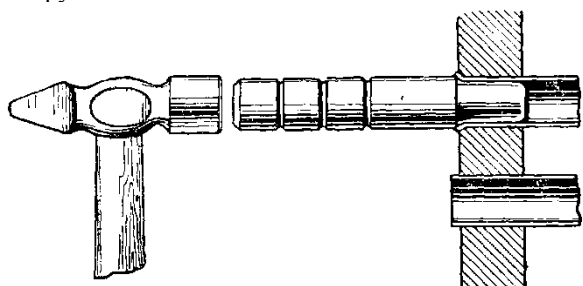


Рисунок 21.8. Разбортовка трубки галтельной оправкой.

После вальцевания для обеспечения плавности входа воды края трубки следует несколько разбить, что может быть выполнено легкими ударами молотка по специальной галтельной оправке (рис. 21.8). По окончании развальцовки и разбортовки производится опрессовка конденсатора; трубки, имеющие течь в вальцовке, развальцовываются дополнительно.

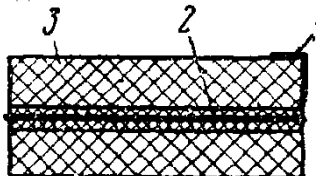


Рисунок 21.9. Стержень для электровзрывной запрессовки трубок конденсатора.

Новым перспективным способом закрепления трубок в трубных досках является освоенный на Невском машиностроительном заводе имени В.И. Ленина электровзрывной способ запрессовки

трубок. Закрепление трубок производится с помощью вставляемых в трубки заподлицо с их срезом специальных взрывных стержней разового действия диаметром 6—7 мм и длиной, равной длине запрессовки трубки. Взрывные стержни состоят из проволоки 1 с большим удельным омическим сопротивлением диаметром 0,2—1 мм, спрессованного вокруг нее воскообразного покрытия 2 (полиэтилен, парафин, церезин, озокерит и др.) и переходной втулки 3 (рис. 21.9). При воздействии на стержень импульса тока большой мощности от генератора импульсных токов проволока и воскообразное покрытие стержня мгновенно и полностью испаряются (взрываются), что вызывает образование большого объема паров и создает в зоне взрыва очень большое давление, достаточное для запрессовки трубок с высокой плотностью и прочностью соединения

## 21.5. УПЛОТНЯЮЩИЕ ПОКРЫТИЯ ТРУБОК.

Надежная и высокая плотность конденсаторов, достигаемая при монтаже и установке новых трубок в конденсаторах, по ряду причин в процессе длительной эксплуатации нарушается; фактические присосы охлаждающей воды в конденсаторах с двусторонне развальцованными трубками, несмотря на меры по их уплотнению, принимаемые в процессе эксплуатации, значительно превышают нормы; особенно это относится к конденсаторам паротурбинных установок со сверхвысокими и сверхкритическими параметрами пара.

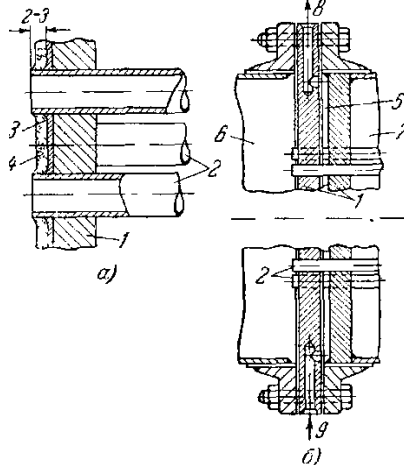
Одними из главных причин, вызывающих понижение плотности конденсаторов в процессе длительной эксплуатации, являются: динамические и термические напряжения, возникающие в трубках конденсаторов при изменениях режима работы; нарушения плотности вальцовочных соединений, возникающие при замене поврежденных трубок из-за ухудшения состояния поверхности и нарушения формы отверстий в трубных досках, вызываемых выемкой и повторными вальцеваниями.

Для достижения высокой длительной плотности конденсаторов большое применение получил довольно простой и технологический способ дополнительной герметизации вальцовочных соединений трубок, предложенный ВТИ. Этот способ заключается в нанесении на трубные доски со стороны водяных камер водостойких, уплотняющих покрытий (мастик) из материалов, хорошо сцепляющихся с трубной доской и выступающими концами трубок (рис. 21.10,а); кроме предотвращения протечек охлаждающей воды через неплотности в вальцовочных соединениях трубок с трубными досками, эти же покрытия применяются и для уплотнения соединений анкерных болтов с трубными досками, трубных досок с корпусом конденсатора и др.

Уплотняющие покрытия образуют хороший перекрывающий слой над всеми вальцовочными соединениями, обладающий долговечностью, эластичностью и стойкостью к воздей-

ствиям, которым он может подвергаться в водяных камерах конденсаторов (вибрации, износ от воздействия содержащихся в охлаждающей воде и движущихся с ней твердых примесей и др.). Такой перекрывающий слой благодаря своей водонепроницаемости закрывает имеющиеся неплотности в многочисленных вальцовочных соединениях.

К числу рекомендуемых ВТИ уплотняющих покрытий относятся битумное покрытие по фенольно-формальдегидной грунтовке и цинково-битумное, наносимое на слой специальной краски и несколько слоев специальной мастики.



**Рисунок 21.10.** Мероприятия по повышению плотности конденсаторов, а — вальцовочные соединения с уплотняющим покрытием б—схема установки двойных трубных досок, 1—трубная доска, 2 — охлаждающие трубки, 3 — грунтовка 4 — герметизирующее покрытие, 5—камера гидравлического уплотнения, 6—водяная камера, 7 — паровое пространство, 8—воздушная линия, 9—линия от напорного бачка уплотняющего конденсата.

Указанные покрытия могут выполняться не только при монтаже новых конденсаторов, замене трубок новыми, но и при ремонте действующих конденсаторов с развальцованными трубками, без их реконструкции, в которых не представляется возможным довести другим путем плотность до требуемых норм.

Тщательное проведение подготовительных работ, которые для всех указанных выше покрытий являются одинаковыми, определяет качество и долговечность покрытий. К числу подготовительных работ относятся:

1) снятие крышек водяных камер, подвод освещения с взрывобезопасной арматурой, устройство лесов, подмостей и вытяжной вентиляции, подвод сжатого воздуха для пескоструйной очистки, обдувки и осушки трубных досок, обеспечение пескоструйщиков брезентовыми костюмами, респираторами или противогазами и др. Для устранения попадания на трубные доски влаги и масла подвод сжатого воздуха должен быть произведен через масловодоотделитель. Устройство вытяжной вентиляции должно обеспечивать необходимые условия для возможности работы людей в водяных камерах

путем удаления песка и пыли при пескоструйных работах, удаления вредных выделений при нанесении покрытий и путем подвода свежего воздуха;

2) гидравлическая опрессовка конденсатора желательно с применением люминесцентного способа контроля плотности и тщательное устранение обнаруженных неплотностей;

3) проведение пескоструйной очистки трубных досок и выступающих концов трубок с помощью пескоструйного аппарата нагнетательного типа и с применением сухого горного кварцевого песка с величиной зерен 1—2 мм (расход песка из расчета 200—250 кг на 1 м<sup>2</sup> площади трубной доски). Особо качественно должны быть очищены сопряжения трубок с трубными досками; после пескоструйной очистки и обдувки сжатым воздухом для удаления пыли и песка очищенные поверхности трубных досок должны иметь ровный серый цвет без каких-либо следов коррозии, загрязнений и ржавчины;

4) обезжиривание трубных досок и концов трубок путем их промывки малярными кистями или чистыми тряпками, смоченными уайт-спиритом, бензином марки Б-70 или ацетоном, не содержащими растворенных жиров. Во избежание быстрого окисления очищенной поверхности металла необходимо производить пескоструйную очистку и обезжиривание трубных досок непосредственно перед нанесением первого слоя грунтовки и покрытия.

Перед нанесением битумного покрытия в качестве грунтового слоя, который наносится на трубные доски, применяется фенольноформальдегидная грунтовка ФЛ-03-К; потребность грунтовки на один слой определяется из расчета 0,25 кг на 1 м<sup>2</sup> поверхности трубной доски; грунтовка ФЛ-03-К обычно поставляется в готовом (разбавленном) виде и лишь перед применением в нее добавляется сикатив № 63 и 64 в количестве, не более 5% от веса грунтовки.

Нанесение грунтовки на всю поверхность трубной доски производится в два слоя малярными кистями путем окрашивания равномерным тонким слоем без пропусков и подтеков, особенно в местах сопряжения трубок с трубными досками; при этом каждый слой грунтовки до нанесения последующего должен сушиться в течение 18-24 ч.

Водостойкая битумная мастика № 580, представляющая собой смесь битума и асбестового волокна с добавлением растительных масел, поставляется в готовом, не растворенном виде. Перед нанесением на трубную доску эта мастика должна иметь консистенцию жидкой сметаны, поэтому она разбавляется в металлической посуде небольшими порциями уайт-спирита и размешивается деревянной мешалкой.

Потребность битумной мастики на один слой покрытия определяется из расчета 0,5 кг на 1 м<sup>2</sup> поверхности трубной доски; равным этому количеству принимается и потребность уайт-спирита для разбавления мастики. Битумная мастика в случае необходимости может использо-

ваться в течение длительного периода времени с дополнительным введением в нее растворителя, состоящего из смеси 1:1 ксилола и уайт-спирита.

Битумное покрытие производится путем нанесения обычными малярными кистями битумной мастики в четыре-пять слоев на грунтованные и высушенные указанным выше путем поверхности трубных досок и выступающих концов трубок; при нанесении мастики не следует допускать образования воздушных пузырьков, которые могут появляться при небрежном нанесении слоев битумной мастики. Каждый последующий слой мастики должен наноситься только после сушки предыдущего слоя покрытия в течение 4—5 ч при комнатной температуре (18-23° С); последний слой покрытия должен сушиться в течение трех суток при закрытых водяных камерах.

После окончания всех работ и соответствующей выдержки для высыхания битумного покрытия производится контрольная опрессовка конденсатора, желательна с применением повышенного давления воды в паровом пространстве конденсатора и люминесцентного способа контроля плотности.

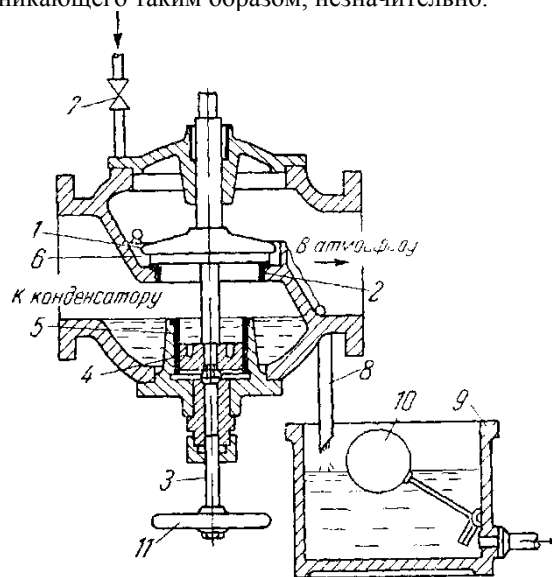
Описанное уплотнение вальцовочных соединений, произведенное с помощью уплотняющих покрытий на битумной основе, является мероприятием надежно обеспечивающим плотность конденсаторов в течение многих лет. Практика эксплуатации показывает, что даже при нежелательных упрощениях в технологии нанесения битумных покрытий, которые были сделаны на некоторых турбоустановках, когда очистка досок производилась не пескоструйными аппаратами, а щетками и вместо битумной мастики № 580 был применен битум № 5, были все же получены удовлетворительные результаты.

В настоящее время имеются турбоустановки ХТГЗ, в которых для достижения высокой длительной плотности применено гидравлическое уплотнение трубок путем установки с каждой стороны конденсатора вместо одной двух трубных досок с зазором между ними в 10—30 мм (рис. 21.10,б); трубки вальцуются в каждой трубной доске, благодаря чему между каждой парой трубных досок образуются уплотнительные камеры — гидравлические затворы, которые заполняются конденсатом; давление в этих затворах при помощи специального напорного бачка поддерживается несколько выше давления охлаждающей воды в водяных камерах конденсатора. Нарушение вальцовочного соединения во внутренней доске вызывает проникновение чистого конденсата из гидравлического затвора в паровое пространство конденсатора; гидравлический затвор непрерывно пополняется конденсатом из напорного бачка, соединенного посредством автоматического регулятора уровня поплавкового типа с напорной линией конденсатного насоса. Нарушение вальцовочного соединения в наружной доске вызывает проникновение конденсата в водяную камеру.

Такая конструкция полностью исключает возможность попадания охлаждающей воды в паровое пространство конденсаторов при любых нарушениях вальцовочных соединений (но не в случаях разрыва самих трубок). Однако изготовление и эксплуатация таких конденсаторов связаны с рядом технических трудностей (сборка на месте монтажа, замена поврежденных или изношенных трубок, обнаружение неплотных соединений во внутренних досках и др.), вследствие которых они не имеют широкого применения.

## 21.6. УСТРАНЕНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА В ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЕ.

Присосы воздуха, вызывающие повышение общего давления в конденсаторе и ухудшающие его работу, могут происходить через фланец горизонтального разъема ЦНД, фланцевые соединения воздушных линий, компенсатор сальникового типа между турбиной и конденсатором (телескопическое соединение), концевые лабиринты ЦНД, выхлопной атмосферный клапан, подогреватель низкого давления или через сальники клапанов, арматуры и других присоединений, работающих под вакуумом; воздух проникает и с паром из котельной, хотя количество воздуха, проникающего таким образом, незначительно.



**Рисунок 21.11.** Выхлопной атмосферный клапан. 1—тарелка клапана, 2—бронзовое седло, 3—шток клапана, 4—поршень буферного устройства; 5—стакан, 6—желобок для заливки конденсата, 7 — подвод конденсата, 8 — сливная трубка, 9—бачок, 10—поплавок, 11—ручной привод клапана.

Во время ремонта необходимо разобрать, очистить и проверить плотность закрытия выхлопного атмосферного клапана (рис. 21.11); этот клапан, установленный на атмосферной трубе, присоединяется к горловине конденсатора и предназначается для защиты конденсатора и выхлопного патрубка ЦНД от повышения давления выше атмосферного, что может произойти при срыве вакуума по аварийным причинам (срыв работы циркуляционных насосов, резкое наруше-

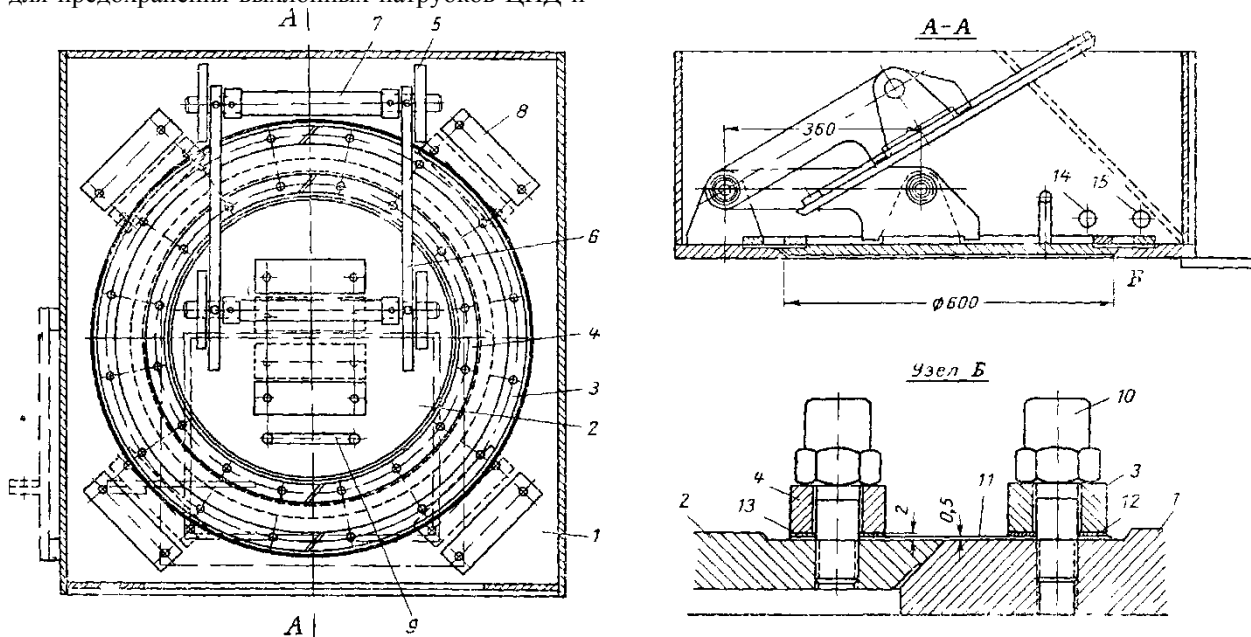
ние плотности конденсаторов и др.). В случае обнаружения неплотности клапана (большой расход уплотняющего конденсата) необходимо проверить состояние тарелки 1 и плотность прижатия к бронзовому седлу 2, укрепленного на тарелке баббитового кольца. Одновременно с проверкой чистоты напорного 7 и сливного 8 трубопроводов конденсата необходимо проверить состояние поршня 4 буферного устройства, закрепленного на штоке 3 и служащего для предотвращения ударов клапана о седло при посадке, и исправность действия ручного привода на открытие клапана маховичком 11, который в аварийных случаях служит для срыва вакуума и удержания клапана в открытом состоянии.

Мощные современные турбины не рассчитаны на работу с выхлопом пара в атмосферу, даже в течение короткого времени, так как это вызовет сильный нагрев ЦНД и конденсатора и нарушит плотность вальцовочных соединений трубок конденсаторов. Взамен атмосферных клапанов у этих турбин предусмотрены предохранительные клапаны-диафрагмы, предназначенные для предохранения выхлопных патрубков ЦНД и

связанных с ними конденсаторов от повышения давления в них сверх атмосферного; они устанавливаются на коробе, приваренном к горловине цельносварного конденсатора, или встроены в выхлопные патрубки цилиндров низкого давления.

Предохранительный клапан представляет собой сочетание отбрасывающейся тарелки 2 и кольцевой диафрагмы из паронита 11 толщиной 0,5 мм в виде «разрывной» заглушки (рис. 21.12). При возникновении незначительного повышения давления в конденсаторе над атмосферным, паронитовая прокладка разрывается, тарелка отбрасывается в сторону, выхлопная часть ЦНД и конденсатор сообщаются с атмосферой и избыточный пар выпускается прямо в машинный зал.

Возможность присасывания воздуха в конденсатор через паронитовую диафрагму не исключена, поэтому при ремонте необходимо проверять состояние паронитовых диафрагм, плотность прилегания тарелок, а в процессе эксплуатации регулярно смазывать солидолом шарнирные соединения в ушках 5 тарелок.



**Рисунок 21.12.** Атмосферный клапан-диафрагма. 1—седло клапана; 2—тарелка клапана; 3, 4—прижимные кольца, 5—ушко (4 шт), 6—рычаги, 7—валики; 8—протекторные цинковые пластины, 9—ручка, 10—колпачковые гайки, 11—кольцевая паронитовая прокладка, 12, 13 картонные прокладки, 14, 15 — трубопроводы для заливки и дренажа короба, в котором размещен клапан.

Эксплуатация предохранительных клапанов-диафрагм показала надежность их действия и высокую воздушную плотность; на ряде электростанций в целях ликвидации излишних мест присоса воздуха через систему громоздких атмосферных труб и атмосферных клапанов на конденсационных турбинах среднего давления эта система заменена указанными предохранительными клапанами-диафрагмами.

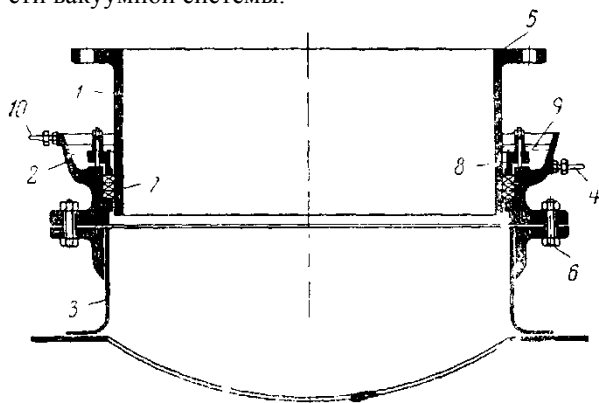
При наличии между турбиной и конденсатором эластичного соединения в виде компенсатора сальникового типа (рис. 21.13), последний обычно уплотняется прографиченным плетеным асбестовым шнуром и реже круглой резиной со-

ответствующей толщины. Для устранения возможных в эксплуатации присосов воздуха необходимо во время ремонта поднять нажимное кольцо и проверить состояние набивки; если в качестве набивки применен шнур и он не пересох, его можно поднять, обмять, прографитить и вновь поставить на место; в противном случае набивка сальника должна быть заменена повой из прографиченного плетеного асбестового шнура. После перебивки сальника и проверки чистоты трубопроводов подвода и отвода конденсата на сальник необходимо по сливу конденсата в открытую воронку проверить исправное действие сальника.

В целях уменьшения количества мест возможных присосов воздуха при капитальных ремонтах все излишние фланцевые соединения трубопроводов, работающих под вакуумом, должны быть заменены на сварные соединения, а остающиеся—уплотнены резиновыми прокладками. Также должны быть сняты все излишние задвижки, вентили и дренажи, а на остающейся арматуре, по возможности, сальниковые уплотнения заменены на гидравлические.

Учитывая большое влияние на содержание кислорода в конденсате, которое оказывает плотность конденсатосборников и всасывающих линий до конденсатных насосов, целесообразно отключить от конденсатосборников все дренажи и арматуру, сальники которой могут быть источником подсосов воздуха и подключить их на бочку конденсатора.

В эксплуатации воздушную плотность, а следовательно, и присос воздуха через все указанные выше элементы установки следует периодически проверять снятием кривой падения вакуума на ходу турбины. На ряде станций эта проверка производится под нагрузкой путем кратковременного закрытия задвижки на воздушной линии от конденсатора к эжектору; при этом замеряется скорость падения вакуума в миллиметрах ртутного столба за 1—2 мин. На хорошо уплотненном конденсаторе при нагрузке турбины около 75% от номинальной падение вакуума не должно превышать 1—2 мм рт.ст./мин. При скорости падения вакуума выше этих норм надлежит принять меры к отысканию воздушной неплотности вакуумной системы.



**Рисунок 21.13.** Телескопический сальниковый компенсатор. 1—подвижной патрубков, 2—чаша гидравлического затвора; 3 — горловина конденсатора, 4 — трубка для слива конденсата из уплотнения, 5—фланец жесткого соединения с турбиной, 6—жесткое соединение с конденсатором, 7—сальниковая набивка, 8 — нажимное кольцо уплотнения сальника; 9 — конденсат, 10 — подвод конденсата.

Отыскание неплотности связано с большими трудностями и с затратами значительного времени, особенно, если отыскание производится такими несовершенными способами, как-то: на свечку, на слух (свист), и все же пока место присоса не обнаружено, поиски его не должны прекращаться.

Способом, значительно облегчающим и ускоряющим процесс отыскания мест неплотностей вакуумной системы и безопасным для водородных установок генераторов, является применение при нормальном режиме работы турбоагрегата очень чувствительного переносного галоидного течеискателя типа ГТИ-3. Этот прибор, состоящий из выносного шупа и измерительного блока, которые соединены между собой гибким кабелем необходимой длины, предназначен для обнаружения неплотностей в любых вакуумных системах способом их опрессовки галоидосодержащим газом (фреоном, четыреххлористым углеродом, хлороформом и др).

В условиях электростанций подозреваемые в присосе воздуха места обводятся капиллярным наконечником, из которого вытекает газ, например, фреон (расход 60 г/ч); наконечник следует проводить медленно (30—50 мм/сек) в непосредственной близости к проверяемым на воздушную плотность местам после включения течеискателя, подготовленного к работе согласно заводской инструкции.

Через имеющиеся неплотности фреон поступает вместе с всасываемым воздухом в паровое пространство конденсатора, а оттуда удаляется эжектором в атмосферу; измерительный прибор улавливает появление в этом воздухе мельчайших следов фреона и сигнализирует показаниями стрелки и звуковыми сигналами о наличии неплотности.

После обдувки каждого участка и отсутствия показания на приборе подача фреона через наконечник закрывается и после выдержки в 1 мин делается переход к следующему подозреваемому участку. Такие выдержки необходимы в связи с тем, что время от момента попадания фреона в вакуумную систему до получения сигнала на шкале измерительного блока может составлять от 10 до 30 сек.

Участок, где обнаружена неплотность, отмечается мелом, после чего проверяется следующий участок; в некоторых случаях участок с обнаруженной неплотностью приходится разбивать на несколько более коротких участков с непрерывным контролем за показаниями прибора при обдувке фреоном каждого из них. Все обнаруженные неплотности фиксируются на специальном формуляре для их устранения при первой же остановке турбины.



## 22. НАСОСЫ, ЭЖЕКТОРЫ И СИСТЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ.

### 22.1. ПЛАНИРОВАНИЕ, ПОДГОТОВКА И РЕМОНТ НАСОСОВ.

Циркуляционные, конденсатные, перекачивающие и другие насосы конденсационного устройства обычно ремонтируются одновременно с капитальным ремонтом турбоагрегата. При наличии резерва их ремонт можно производить в промежутках между ремонтами главных турбин, конечно, если от этого не страдает надежность работы последних; например, ремонт конденсатного насоса может производиться после замены его запасным, предварительно отремонтированным и проверенным в работе.

Планирование и проведение капитальных и текущих ремонтов питательных насосов должны вестись наравне с основным оборудованием по установленному графику и в строго определенные сроки. В соответствии с ПТЭ капитальный ремонт питательных насосов должен производиться через 12—15 тыс.ч. работы; ремонт насоса допускается ранее установленного срока при снижении его производительности примерно на 10%.

Циркуляционные, конденсатные и питательные насосы обычно имеют моторный привод; при наличии запасного привода от паровой турбины или запасного насоса с приводом от паровой турбины паровые приводы обязательно должны ремонтироваться одновременно с насосами, даже, если они работали редко, так как период их простоев, в особенности при неплотности пусковых вентилей, является самым опасным в смысле коррозии.

При разборке, ремонте и сборке должны соблюдаться аккуратность, порядок в работе и тщательность в пригонке и выверке отдельных деталей насоса, так как только при этих условиях насос будет долгое время работать надежно и бесперебойно. Обычно на станциях к ремонту насосов подходят с более грубыми приемами, чем к ремонту турбин, от чего следует категорически отказаться. Работы ломом, зубилом, бородком и молотком должны быть также запрещены, как и на ремонте главной турбины, и должны быть заменены работой блоком, съемником, шабером и соответственно подобранными ключами.

Все операции по разборке и сборке таких деталей, как рабочие колеса и защитные валовые втулки, требуют особой аккуратности и чистоты во избежание нанесения на них забоин и царапин, которые могут приводить к заеданиям по посадочным местам, к изменениям зазоров, к нецентricности посадок и др. После разборки эти детали подлежат тщательной очистке от загрязнений, притирке насухо и, в необходимых случаях, покрытию на время ремонта антикоррозийной смазкой.

Перед началом ремонта насоса необходимо снять напряжение с электродвигателя, отключить

линии, остающиеся в работе, от нагнетательного и всасывающего патрубков насоса, снять все вспомогательные трубопроводы, присоединенные к насосу, а также все контрольно-измерительные приборы, приборы защиты (датчики осевого сдвига и т.д.) и другие приборы и механизмы, мешающие производству работ.

Отключение трубопроводов производится путем проверки закрытия соответствующей запорной и регулирующей арматуры, установки на запорной арматуре цепей с замками, а в необходимых случаях и постановки заглушек; открывшиеся отверстия для предохранения от попадания в них каких-либо предметов и грязи должны быть закрыты картонными, паронитовыми или металлическими заглушками.

К разборке насоса можно приступать после полного его остывания до температуры помещения, развешивания предупредительных плакатов, выполнения всех мероприятий по технике безопасности, а также подготовки рабочих мест для проведения ремонтных работ. Подготовка заключается в установке стеллажей и козел для снимаемых узлов и деталей, раскладке полного комплекта специального, универсального и простого слесарно-монтажного инструмента, измерительного инструмента и, в случае необходимости, подготовке специального стенда для разборки и сборки ротора в вертикальном положении, как, например, показано на рис. 22.6 для питательного насоса ПЭ-430-200.

Перед разборкой насоса необходимо производить такие проверочные замеры положений, состояния и зазоров, как: осевое положение ротора и величина его сдвига, центровка насоса с промежуточным валом или гидромуфтой, зазоры в направляющих шпонках наружного корпуса и др.

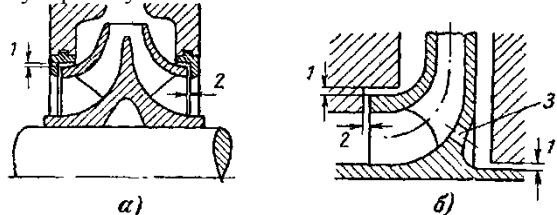
В процессе разборки насоса необходимо проверять наличие рисок и меток, определяющих места взаимного расположения деталей, а также наличие маркировки на одинаковых по размерам деталях (шпильки, вкладыши, рабочие колеса, секции внутреннего корпуса и др.). Такие детали в процессе предыдущего ремонта и последующей эксплуатации прирабатывались одна к другой, поэтому изменение мест их установки при сборке не допускается. Маркировка и другие метки не должны наноситься на посадочные, уплотняющие и стыковые поверхности деталей.

### 22.2. НАСОСЫ КОНДЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА.

Одноступенчатые и многоступенчатые циркуляционные и конденсатные насосы горизонтального и вертикального типов при правильном ремонте и эксплуатации работают вполне надежно. В одноступенчатых насосах уравнивание осевых давлений достигается симметричностью

давлений воды на рабочие колеса благодаря двустороннему всасу. При необходимости подачи конденсата под более высоким давлением применяются конденсатные насосы двух-, трех- и даже четырехступенчатые.

В большинстве конструкций насосов из-за невозможности на практике достичь полного уравнивания осевых давлений имеются упорные подшипники, гребенки, галтели или уплотнительные кольца с торцевым зазором по отношению к рабочему колесу (рис. 22.1). Величина осевого давления, воспринимаемого этими упорными приспособлениями, в очень большой степени зависит от качества сборки и подгонки отдельных деталей насоса. Небольшой прогиб вала, неточная пригонка, даже сильные царапины и износ отдельных деталей в эксплуатации вызывают изменение осевого давления и неудовлетворительную работу насоса.



**Рисунок 22.1.** Зазоры в уплотнениях рабочих колес центробежных насосов. 1—радиальный зазор, 2—торцевой (осевой) зазор; 3—разгрузочное отверстие.

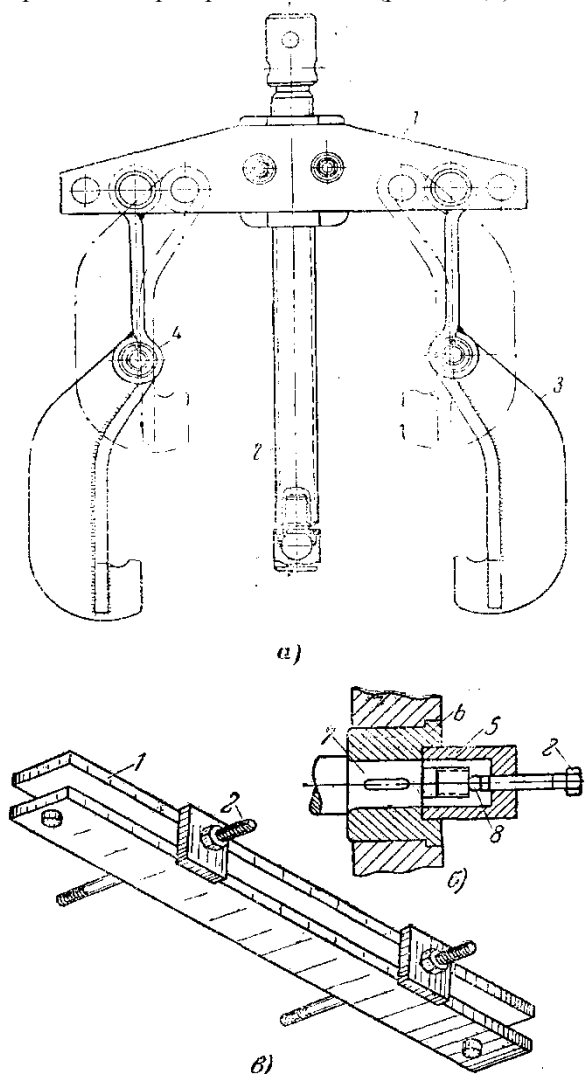
Разборка циркуляционных и конденсатных насосов начинается с разъединения болтов соединительной муфты между насосом и электромотором или приводной паровой турбиной. Если это требуется по ходу ремонта, с вала насоса снимается соединительная полумуфта; при этом полумуфту следует снимать стяжным приспособлением (рис. 22.2,а) во избежание порчи полумуфты и вала с рабочим колесом, а не сбивать кувалдой. В некоторых конструкциях посадка полумуфты на вал производится с небольшим натягом (до 0,003—0,004 от диаметра вала); в этих случаях снятие полумуфты с вала производится указанным стяжным приспособлением после предварительного нагрева полумуфты автогенной горелкой. Обратная посадка производится после подогрева полумуфты в масле или кипящей воде.

После спуска масла из камер подшипников через специальные пробки разбираются подшипники и сальники (набивка вынимается изогнутыми крючками), разбалчивается и снимается крышка насоса (при разьеме в горизонтальной плоскости) и вынимается вал с рабочими колесами.

Снятие крышки насоса производится после подрыва на 2—3 мм с помощью отжимных болтов; вал насоса из корпуса надо вынимать без ударов; то же самое относится и к снятию рабочих колес с вала, которое можно произвести, пользуясь приспособлением, конструкция которого показана на рис. 22.2,б; втулка 5 приспособления ввертывается в ступицу рабочего колеса

насоса и при вращении отжимного болта 2 с запрессованным на его конце шариком 8, который упирается в торец вала 7, стягивает колесо с вала. Если все же приходится прибегать к сколачиванию, то необходимо пользоваться свинцовым молотком, молотком из красной меди или закрывать обработанную поверхность свинцовой или медной пластиной; при этом надо наносить удары по торцевым поверхностям по возможности ближе к центру, а не по краю детали, что может приводить к перекосам.

Далее производится выемка половинок направляющих аппаратов из крышки и нижней части насоса. При затруднениях с выемкой цельных направляющих аппаратов из корпуса насоса, не имеющего горизонтального разьема, могут быть применены траверсы с винтами (рис. 22.2,в).



**Рисунок 22.2.** Стяжные приспособления для снятия, а—различных деталей с валов; б—рабочих колес, в—направляющих аппаратов циркуляционных насосов: 1—траверса; 2—отжимной винт; 3—крючки-захваты; 4—удлинительные звенья для крючков; 5—втулка; 6—ступица рабочего колеса; 7—вал; 8—шарик.

При наличии в насосе одинаковых деталей и симметричных частей, которые при сборке могут быть установлены на место различными сторонами, надлежит при разборке пометить эти де-

тали номерами или керном (верх, низ, передняя или задняя сторона).

Все детали насоса, в особенности рабочие колеса и направляющие аппараты, валовые втулки и валы, сальники и подшипники, должны быть осмотрены, чтобы установить нет ли эрозии, коррозии, трещин или поломок лопаток; при производстве ремонта необходимо проверять зазоры и заменять запасными детали, не подлежащие ремонту.

Рабочие колеса центробежных насосов обеспечивают подачу и напор жидкости и подвергаются воздействию больших динамических нагрузок от давления жидкости на лопатки, от центробежных сил и вибраций при наличии неуравновешенных сил. Кроме того, иногда наблюдается усиленный износ рабочих колес и внутренних стенок насосов из-за разъемов, вызываемых кавитацией<sup>2</sup>.

Работа насоса при кавитации обычно сопровождается шумом и треском — от самого легкого до громких ударов; разъедание внутренних поверхностей насоса (эрозия) начинается с выкрашивания отдельных зерен металла с поверхности, а затем быстро распространяется вглубь.

Образование кавитационных разъемов в условиях эксплуатации может происходить из-за слишком низкого уровня воды над осью насоса, чрезмерно большого сопротивления трубопровода между насосом и конденсатором (сложная конфигурация трубопровода, загрязнение сеток на всасе насоса и пр.), а также из-за неудовлетворительной конструкции рабочего колеса насоса и неплотности фланцев на соединительном трубопроводе между насосом и конденсатором.

При устранении указанных дефектов, а также при поддержании внутренних стенок насоса возможно более гладкими и при плавном скруглении кромок лопаток явление кавитации не наблюдается или во всяком случае интенсивность его значительно ослабляется. Рабочие колеса, подверженные кавитационному и эрозионному износу, подлежат замене, если прочность их лопаток окажется недостаточной или если вследствие этих причин насос снизил свою производительность.

При замене рабочих колес должны быть обеспечены: 1) правильность формы и размеров каналов и равномерность распределения лопаток по окружности колеса; 2) чистота поверхности внутренних каналов и отсутствие в них пригара

---

<sup>2</sup> Кавитацией называется явление образования и скопления выделяющихся из воды пузырьков пара и воздуха на отдельных участках внутренних поверхностей насоса. Выделение пузырьков пара и воздуха происходит вследствие снижения давления в этих местах ниже давления, соответствующего давлению паров жидкости при имеющейся температуре. При этом возникают мгновенные и быстро чередующиеся процессы сжатия отдельных пузырьков пара и воздуха и отрывы воды от поверхности стенок. Это явление приводит к коротким и весьма интенсивным гидравлическим ударам, быстро разрушающим поверхность металла.

земли, напылов металла и других дефектов; 3) точность размеров и чистота поверхности посадочного отверстия, защитных поясков и других частей колеса в соответствии с чертежными данными; 4) concentricность поверхности уплотнительных поясков (или запрессованных на них защитных колец), а также наружного диаметра колеса по отношению к внутреннему посадочному отверстию; 5) балансировка колеса.

В циркуляционных насосах и насосах водоструйных аппаратов повреждения рабочих колес могут происходить также при попадании в насос с циркуляционной водой посторонних твердых предметов, например, обломков дерева, прошедших через приемные сетки, а в некоторых случаях даже и камней, уносимых в насос потоком воды при разрушении стенок канала. Эти повреждения выражаются в трещинах и поломках лопаток, в сильном износе лопаток (при уносе песка с циркуляционной водой) и, наконец, даже в прогибе вала при заклинивании в рабочем колесе твердых и тяжелых предметов.

В большинстве случаев при указанных дефектах бронзовые рабочие колеса могут быть заварены, после чего они должны быть соответственно обработаны и зачищены для устранения неровностей. Заварка должна производиться после расчистки трещины или места разъедания и равномерного подогрева всего рабочего колеса; в качестве наплавляемого материала при заварке следует пользоваться латунной проволокой или палочками диаметром 3—4 мм, отлитыми из бронзы, однородной с материалом колеса. После наварки должно быть обеспечено медленное и равномерное охлаждение как навариваемых лопаток, так и самих колес. Наваренные лопатки должны быть обработаны с закруглением входных кромок и устранением шероховатости поверхности.

Во избежание ржавления вал насоса должен быть очищен от грязи и ржавчины и смазан тавотом или техническим вазелином. Часто после разборки обнаруживается износ шеек вала в виде кольцевых довольно глубоких выработок под сальниковой набивкой, которые ведут к присосу атмосферного воздуха и к потере производительности насоса. Этот износ происходит при применении набивки несоответствующего качества, при неправильной набивке и перетяжке сальников, а также при старении набивки, теряющей свои смазывающие свойства, вследствие вымывания водой жировых веществ; в последнем случае набивка делается жесткой и быстро изнашивает вал.

При наличии на валу сальниковых втулок с изношенной поверхностью втулки заменяются новыми. При отсутствии втулок вал или заменяется новым или изношенное место наваривается электросваркой, а в некоторых случаях—автогеном. Наварка должна производиться с большой осторожностью, чтобы местным нагревом не вызвать изгиба вала; после наварки производится проточка и шлифовка наваренных шеек на токарном станке, а также проверка правильности линии вала. Если в чертеже не оговорена ве-

личина допустимого биения вала, то для валов диаметром до 50 мм допускается биение до 0,03 мм, а для валов диаметром больше 50 мм— до 0,05 мм.

Валы для насосов обычно изготавливаются из конструкционных углеродистых сталей 35, 40 и стали Ст5, и только валы для кислотоупорных и некоторых других типов изготавливаются из легированных хромоникелевых нержавеющей сталей 12Х13 (ЭЖ2) и др.

При замене рабочего колеса или вала новым во избежание перекашивания рабочего колеса на валу шпонкой необходимо проверить расточку втулки колеса с тем, чтобы посадка колеса на вал была тугая; такой же должна быть и пригонка на вал соединительной муфты, которая для надежности крепится еще стопором на втулке. Стальные шпонки должны пригоняться так, чтобы рабочие колеса или полумуфты находили на них без всякого усилия, но вместе с тем и не имели боковой качки. Во избежание одностороннего радиального натяга верхняя плоскость шпонки не должна касаться рабочего колеса, для чего шпонка должна быть выполнена по высоте с зазором порядка 0,5 мм.

После посадки рабочего колеса и муфты на вал желательно установить вал на токарный станок для проверки отсутствия радиального и осевого биения колеса и муфты. Далее обязательно провести статическую балансировку собранного вала на проверенных параллелях—призмах; найденная величина статического небаланса обычно снимается путем спиливания или сшабривания той части рабочего колеса, которая является более тяжелой.

В ряде случаев при ремонте обнаруживаются такие дефекты, как несовпадение по разьему крышки с корпусом насоса (негерметичность), значительные неровности в межлопаточном пространстве рабочих колес и т.п. Если полностью не удастся устранить припиловкой и шабровкой несовпадение разьема крышки с корпусом, получающиеся из-за перекосов и неудовлетворительной пришабровки фланцев, приходится фланцы разьема собирать на резиновых или клингеритовых прокладках толщиной 0,5—1,5 мм; эти прокладки промазываются тавотом или салом.

При обнаружении свищей допускается высверливание с нарезкой в отверстиях резьбы и ввертыванием в них заглушек на сурике; трещины могут быть заварены специальными электродами после засверловки концов трещин и с принятием мер против коробления.

Литейные и кавитационные шероховатости рабочих поверхностей дисков и внутренних полостей корпусов насосов, а также наличие на их поверхности значительных неровностей и отдельных «шишек» вызывают дополнительные гидравлические потери.

Выведение при ремонте указанных шероховатостей и неровностей производится шлифовкой с помощью специальных приспособлений с вращающимся шлифовальным кругом, насаженным на гибкий вал, с приводом от электродвигателя или от электродрели; обработка доступных мест может производиться также путем опиловки и последующей шлифовки наждачной бумагой, а отдельных «шишек»— с предварительным срубанием зубилом. Для указанных целей применяется также покрытие рабочих колес и внутренних полостей насосов эпоксидными компаундами.

Тщательная обработка во время ремонта рабочих поверхностей деталей проточной части центробежных насосов, используемых в большом количестве в турбинных цехах, включая и питательных насосов, не требует больших затрат труда и времени, но эффективно повышает надежность эксплуатации насосов, повышает их к.п.д. и дает значительную экономию электроэнергии на привод этих насосов.

Проверка и ремонт других деталей насосов сводится: 1) к осмотру и очистке с помощью стальной щетки корпуса насоса от ржавчины, осадков и грязи; 2) к осмотру масляных камер подшипников и промывке их керосином и маслом; 3) к проверке отсутствия выработки и заусениц у смазочных колец при кольцевой смазке подшипников и их свободного вращения в прорезях вкладыша; 4) к проверке отсутствия выработки во вкладышах и к промерам зазоров между вкладышами и валом, которые для диаметра вала до 90 мм должны быть в пределах 0,1—0,2 мм, а при больших диаметрах, согласно данным табл. 17.1; при зазорах, превышающих указанные, вкладыши с баббитовой заливкой подлежат пере-заливке и после расточки—пригонке с шабровкой.

Для распределения масла по всей длине вкладыша выполняются продольные канавки на уровне плоскости разьема; канавки в нижней части вкладыша, как препятствующие образованию масляной пленки, делать не следует. Маслоудерживающие кольца и кольца, предохраняющие от попадания пыли в подшипники, должны иметь зазоры по отношению к валу не более 0,5 мм. Выбор консистентной смазки для набивки шарикоподшипников, имеющихся у насосов, должен производиться с учетом рабочей температуры подшипников.

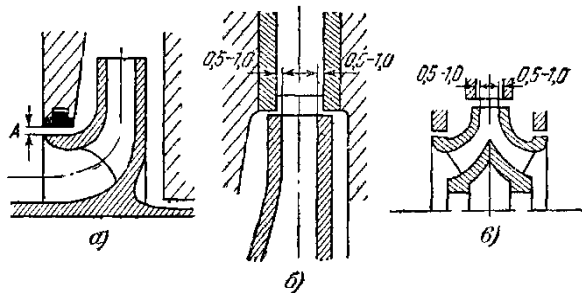
При наличии между рабочим колесом и корпусом уплотнительных колец, препятствующих возврату воды под давлением обратно к всасывающей стороне насоса, необходима проверка зазора *A* (рис. 22.3,а); этот зазор должен обеспечивать свободное вращение рабочего колеса и в зависимости от его размеров и конструкции насоса обычно устанавливается в пределах 0,4–1,0 мм. При износе уплотнительные кольца подлежат замене.

Разные по конструкции насосы имеют существенные различия в процессе сборки; эти различия, в частности, зависят от наличия или отсутствия горизонтальных или вертикальных разьемов. Наличие таких разьемов у горизонтально разьемных насосов позволяет полностью собирать основной узел насоса — ротор (на вал надеваются все детали вплоть до установочных колец

и фанарных колец водяного уплотнения) и в таком виде ротор целиком вставлять в корпус. Такая возможность значительно упрощает общую сборку и облегчает выверку и установку правильных осевых и радиальных зазоров между рабочими органами и корпусами насосов.

После сборки направляющих аппаратов и укладки собранного вала в нижнюю часть корпуса насоса на подшипники необходимо проверить радиальные зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами или при отсутствии последних — внутренними расточками корпуса. Эти зазоры должны быть в пределах, указываемых заводскими данными, величина этих зазоров определяется конструктивными различиями насосов, диаметрами рабочих колец и колеблется в пределах от 0,5 до 3 мм. Кроме того, следует проверить, чтобы рабочее колесо заняло по отношению к направляющему аппарату такое положение, при котором ось канала рабочего колеса совпала бы с осью канала направляющего аппарата, т.е. чтобы внутренние стенки канала рабочего колеса выступали над стенками направляющего аппарата с каждой стороны на одинаковое расстояние (рис. 22.3, б, в); при неправильном положении рабочего колеса струя воды, выбрасываемая лопатками рабочего колеса, будет ударяться о стенки направляющего аппарата, что, помимо износа, вызовет падение производительности и напора насоса.

Затяжка фланцевых соединений разъема насоса и присоединенных к нему трубопроводов должна производиться равномерно и последовательно, без зазоров в разъеме и без перекосов, создающих вредные напряжения в корпусе насоса.



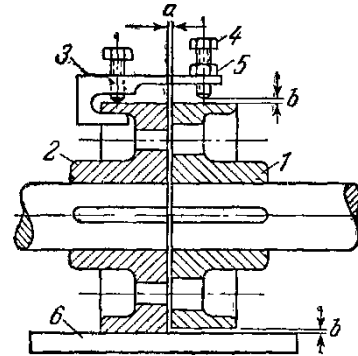
**Рисунок 22.3.** Замеры положения рабочих колес насосов. а — зазор между уплотняющим кольцом и рабочим колесом насоса, б, в — правильное положение рабочего колеса относительно направляющего аппарата.

Набивка сальников должна быть заменена новой (§ 2.5); окончательная подтяжка сальника производится при пробной работе насоса так, чтобы вода вытекала из сальника небольшой струйкой; при этом сам сальник должен быть достаточно холодным; при значительной утечке воды сальник необходимо подтянуть на ходу.

После сборки насоса, убедившись путем проворачивания вала в легкости его вращения без всяких задеваний в корпусе насоса, следует произвести центровку по муфтам, соединяющим насос с электромотором или приводной турбиной.

Центровка производится после предварительной установки «на глаз» насоса и мотора на одной оси и закрепления их на фундаменте болтами. Обычно у небольших электронасосов центровка выполняется путем проверки с помощью щупа осевого зазора а между полумуфтами при сдвинутых в осевом направлении до отказа валах мотора и насоса, а также радиального зазора б под линейкой, приложенной на обе полумуфты или под болтом скобы, укрепленной на ободе одной полумуфты (рис. 22.4). Проверка центровки по линейке является упрощенной и может приводить к ошибкам, в особенности при недостаточно точной обработке поверхностей полумуфт.

Более точная центровка достигается укреплением на полумуфтах скоб с измерительными болтами—указателями радиального и осевого зазоров (см. рис 22.13). Замеры этих зазоров должны производиться в четырех положениях (сверху, снизу и с боков), под углом в 90°; при одновременном поворачивании валов двигателя и насоса на один и тот же угол измерения осевых зазоров должно производиться, как указано на рисунке, в двух диаметрально противоположных точках, а радиальных — в одной. Такое одновременное поворачивание валов дает правильную центровку вне зависимости от качества обработки полумуфт и их насадки на валу, так как взаимное положение точек промеряемых на полумуфтах остается неизменным.



**Рисунок 22.4.** Центровка валов насоса и двигателя по муфте. 1—полумуфта насоса, 2—полумуфта двигателя, 3 — скоба на полумуфте двигателя, 4 — измерительный болт, 5—контргайка, 6—линейка.

При правильной центровке осевые и радиальные зазоры по указателям в четырех положениях должны быть равными, что свидетельствует о совпадении осей. При числе оборотов насосных агрегатов 1500—3000 об/мин и жестких муфтах допускаются отклонения центровки 0,04—0,06 мм, а при упругих — 0,06—0,08 мм; при зазорах, превышающих указанные допуски, их выравнивают, устанавливая под опоры электродвигателя прокладки соответствующей толщины и передвигая его в горизонтальном направлении в необходимую сторону.

При пробном пуске должны быть проверены работа подшипников, сальников, отсутствие вибраций, создаваемый насосом напор и пр. Причинами вибрации могут быть: неуравновешенность ротора, плохое закрепление и игра

подшипников в рамовой расточке, плохая центровка агрегата, задевания в насосе и пр. При отсутствии дефектов насос может быть допущен к эксплуатации.

Если во время работы насоса возникнут какие-либо явления, указывающие на неисправность (шумы, сутки, вибрации, нагрев отдельных частей, увеличенный расход энергии), насос должен быть немедленно остановлен для выяснения причин ненормальной работы. Выявление причины, вызывающей ненормальную работу насоса, должно производиться методом последовательного исключения возможных причин.

### 22.3. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ.

Питательные насосы являются одними из наиболее ответственных агрегатов теплосиловой установки, так как надежность ее работы во многом зависит от бесперебойной работы этих насосов. С повышением давления пара питательные насосы стали еще более сложными и дорогостоящими агрегатами, которые оказывают значительное влияние и на экономичность эксплуатации установки.

Если учесть, что установленная мощность питательных насосов составляет 5—10% от установленной мощности современной электростанции, а потребляемая ими электроэнергия составляет до 50% всей энергии собственных нужд, то такие агрегаты, имеющие привод мощностью от 4000 до 9000 и даже до 1000 кВт (блок 300 МВт), уже нельзя рассматривать как вспомогательное оборудование.

В этих условиях питательные насосы требуют особого внимания к своей эксплуатации и ремонту; по каждому питательному насосу, так же как это ведется по основным турбоагрегатам электростанции, необходимо вести самостоятельную краткую, но исчерпывающую отчетность по ремонту, что позволяет быстрее выявлять недостатки, преодолевать трудности в освоении и ремонте и обеспечивать надлежащую эксплуатацию.

В качестве питательных насосов на электростанциях применяются многоступенчатые центробежные насосы с электрическим и паровым приводами (5Ц-10, ПЭ-600-300, СВПТ-340/1000, ОСПТ-П50, ПЭ-430-200 и др.). Эти насосы для различной производительности, рабочих давлений и температур питательной воды отличаются один от другого числом ступеней, их размерами, конструктивным выполнением отдельных деталей и материалами для их изготовления, в соответствии с чем меняется и технология ремонта насосов.

На современных электростанциях большое применение получили питательные электронасосы типа ПЭ-600-300, ПЭ-430-200 и др. Эти центробежные насосы горизонтального типа, двухкорпусные, многоступенчатые с односторонним расположением рабочего колеса. Насос имеет гидравлическую пятую, воспринимающую осевые усилия ротора при работе агрегата и ограничи-

вающую перемещение ротора при пуске и остановке насоса.

Наружный корпус насоса изготавливается из углеродистой стали и имеет форму полого цилиндра. Внутренний корпус состоит из набора секций с вертикальными разъемами, в которые установлены направляющие аппараты. Все секции, направляющие аппараты, рабочие колеса, разгрузочный диск его втулка и защитные валовые рубашки изготовлены из нержавеющей стали.

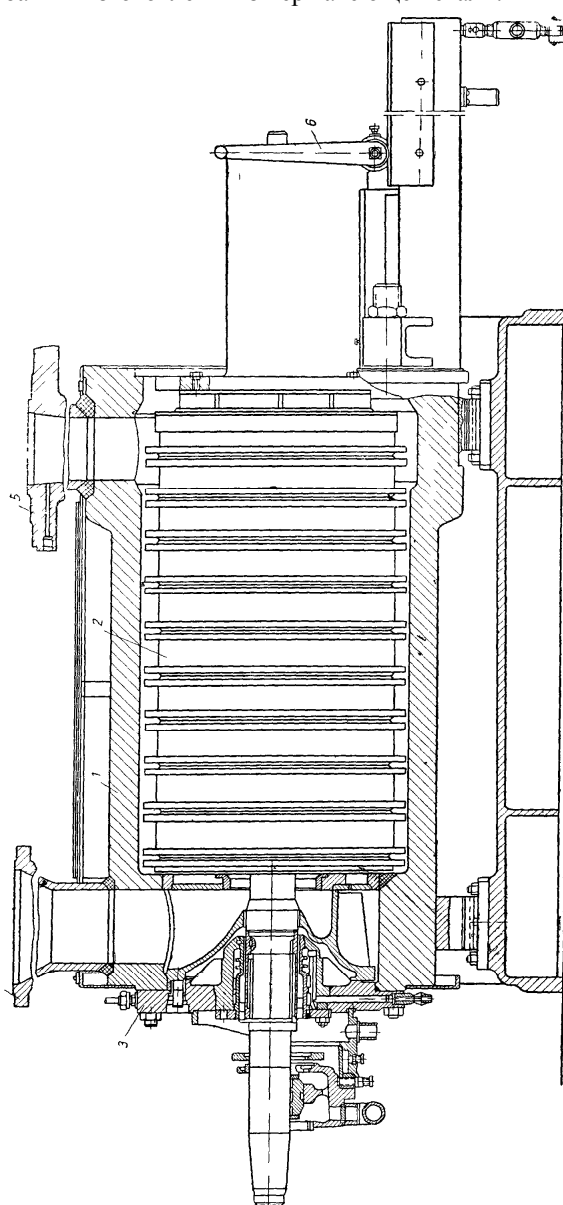


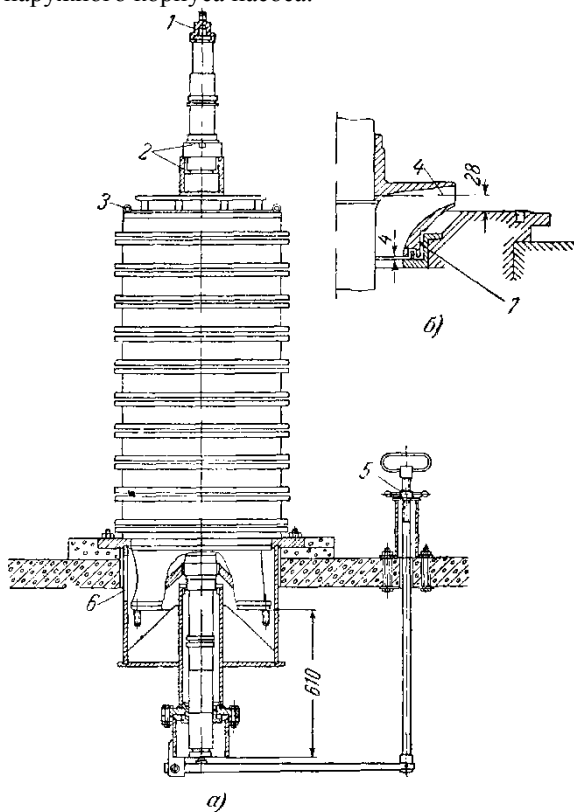
Рисунок 22.5. Приспособление для выемки внутреннего корпуса питательного насоса ПЭ-430-220.

1-наружный корпус, 2-внутренний корпус, 3-крышка стороны всасывания, 4-всасывающий патрубок, 5-напорный патрубок, 6-приспособление для выкатывания внутреннего корпуса.

Посадка рабочих колес и разгрузочного диска на вал насоса скользящая; защитные рубашки вала и втулка разгрузочного диска имеют на наружной поверхности кольцевые канавки для уменьшения протечек воды по валу через уплотнения.

Разборка питательного насоса обычно производится с нагнетательной части, являющейся наиболее доступной для начала разборки. Внутренний корпус целиком вынимается со стороны нагнетания вместе с ротором с помощью специального приспособления, состоящего из станины с двумя зубчатыми рейками (рис. 22.5). После снятия торцевой крышки насоса станина устанавливается и закрепляется к корпусу двумя шпильками, а на конце вала закрепляется бабка с двумя шестернями, надетыми на один валик и входящими в зацепление с зубчатыми рейками.

Установка, регулирование положения и закрепление приспособления на корпусе и шестерен на валу насоса дают возможность при вращении ручки валика, на котором сидят шестерни, целиком выкатить внутренний корпус с ротором из наружного корпуса насоса.

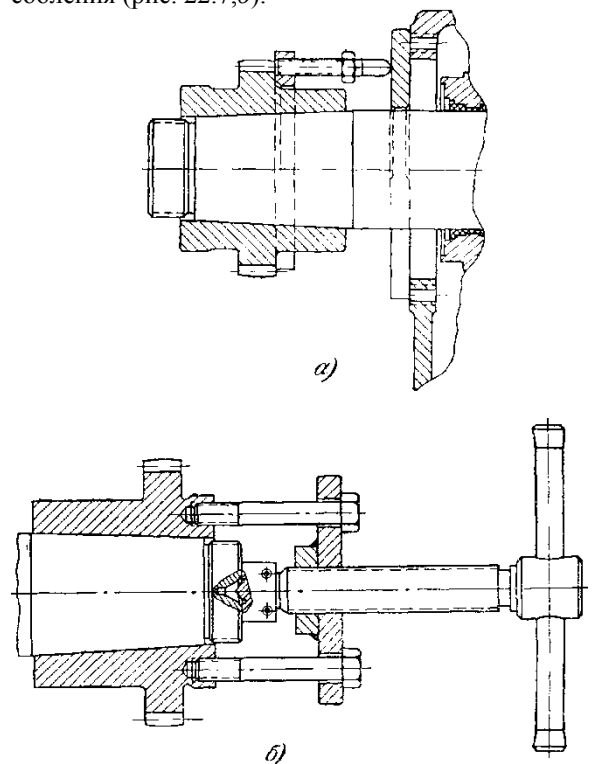


**Рисунок 22.6.** Стенд питательного насоса ПЭ-430-200 для сборки внутреннего корпуса с ротором, а — стенд, б — выверка ротора относительно внутреннего корпуса при сборке 1—хвостовик для подъема вала, 2—гайка со втулкой для временного крепления рабочих колес на валу, 3 — рымы для подъема узла в сборе; 4 — ось рабочего колеса первой ступени, 5 — приспособление для выставки ротора относительно внутреннего корпуса, 6—смотровое окно, 7—подвод.

Комплектный внутренний корпус транспортируется мостовым краном к стенду, где он устанавливается вертикально для последующей разборки (рис. 22.6). Укладка корпуса шейками вала на козлы, а также разборка насоса на брусках в горизонтальном положении не могут быть рекомендованы, так как требуют большой затраты труда, времени и не обеспечивают необходимого качества ремонта.

До выемки внутреннего корпуса после замеров осевого разбега ротора, зазоров и положения деталей производится разборка сальников, удаление сальниковой набивки, разборка и снятие соединительной полумуфты, разгрузочного диска, крышек подшипников, удаление вкладышей и т.д.

Снятие зубчатой соединительной полумуфты после отвинчивания гайки, имеющей левую резьбу и крепящей муфту на конусном конце вала насоса, производится с помощью стяжного приспособления (рис. 22.7,а), что обеспечивает аккуратное снятие полумуфты без порчи вала и шпонки, на которой она сидит. Снятие зубчатой полумуфты с вала электродвигателя или с промежуточного вала между насосом и электродвигателем производится с помощью стяжного приспособления (рис. 22.7,б).



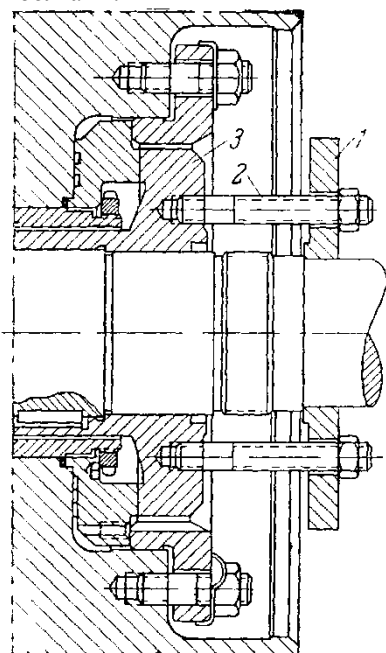
**Рисунок 22.7.** Приспособления для снятия втулки зубчатой полумуфты. а—с вала насоса; б—с вала электродвигателя.

Заднее концевое уплотнение вместе с корпусом заднего подшипника снимаются с помощью крана, после отсоединения их от крышки нагнетания и отжатия отжимными болтами для вывода уплотнения из заточки. Разгрузочный диск гидропята снимается стяжным приспособлением (рис. 22.8) после снятия валовой рубашки, металлического и резинового колец, а крышка нагнетания—захватом краном за рым, после отжатия крышки отжимными болтами для вывода ее из расточки корпуса.

Разборка секций внутреннего корпуса при его вертикальном положении на стенде производится путем последовательного снятия направляющих аппаратов с помощью мостового крана и снятия рабочих дисков с вала стяжным приспособлением (рис. 22.9) после развертывания

гаек, крепящих на валу рабочие колеса, распорные втулки и пр.

В некоторых конструкциях при разборке роторов насосов в горизонтальном положении применяются специальные салазки, по которым перемещаются секции. Выемка направляющих аппаратов из секций производится только при необходимости их замены, так как их выемка является трудоемкой операцией, связанной с предварительным осторожным нагревом секции (обычно пламенем автогенных горелок) и выпрессовыванием направляющих аппаратов отжимными болтами.



**Рисунок 22.8.** Приспособление для снятия разгрузочного диска. 1—фланец, 2—шпилька, 3—разгрузочный диск.

При ремонте нередко обнаруживается сильное разъедание (сквозные отверстия) рабочих колес, направляющих аппаратов и других деталей, эти разъедания могут являться следствием неудовлетворительного качества материала и кавитационного износа при работе насоса с неполной нагрузкой и с пониженным напором; у питательных насосов кавитационному износу подвергаются обычно кромки и стенки рабочих колес первой ступени.

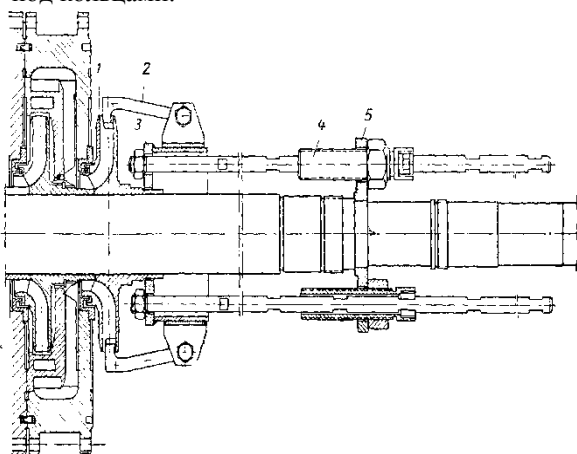
Покрытие шероховатых поверхностей рабочих колес, подвергшихся кавитационному износу, а также заливка образовавшихся мелких отверстий мягким припоем значительно повышает стойкость этих колес против износа; при увеличении износа и появлении сплошных отверстий диаметром до 30 мм в случае невозможности замены рабочего колеса прибегают к запайке отверстий латунью. При заказе новых рабочих колес должен быть решен вопрос улучшения их кавитационной характеристики или применения для их изготовления более кавитационностойких материалов (нержавеющая сталь вместо бронзы и т.д.).

В целях обеспечения повышенной производительности и экономичности эксплуатации особое внимание должно быть уделено шлифовке рабочих поверхностей дисков и направляющих аппаратов, а также созданию надежной плотности стыков секций, которая достигается тщательной проверкой пришлифовки уплотняющих поверхностей.

Большое внимание при ремонте должно быть уделено проверке состояния разгрузочного диска, подушки пяты (упорного кольца), уплотнительных колец, распорных втулок и валовых рубашек. Эти детали при значительном износе подлежат замене новыми, так как их исправление практически невозможно. Для повышения износоустойчивости уплотнительных поверхностей основное значение имеет выбор износоустойчивого материала и качество поверхностной обработки.

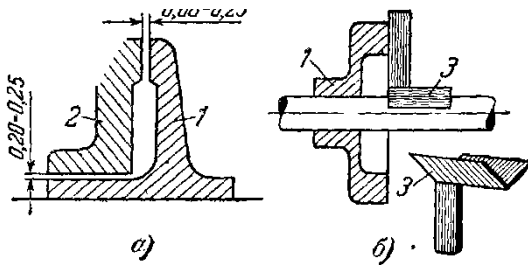
У питательных насосов типа ПЭ-430-200 нередко наблюдается сильный износ («размыв») секций внутреннего корпуса и разгрузочных устройств; величина зазоров в уплотнительных кольцах при допуске 0,25—0,3 мм на сторону достигает 1 мм и более, при этом обнаруживаются следы задеваний по всей длине окружности уплотнительных колец. При ремонте значительно улучшает положение наплавка секций электродами из нержавеющей стали марки ЦЛ-3М с последующим упрочнением наплавленной поверхности электроискровым способом.

Ремонт разгрузочного диска и подушки пяты со сработанными упорными поверхностями, производимый в некоторых случаях подрезкой их торцов или установкой съемных колец толщиной 5—6 мм на шурупах впотай, в большинстве случаев не дает достаточно надежных результатов из-за трудности обеспечения перпендикулярности торцов и необходимой плотности пригонки, при отсутствии которой вода размывает поверхности под кольцами.



**Рисунок 22.9.** Приспособление для снятия рабочих колес с вала насоса. 1—рабочее колесо, 2—захваты, 3—кольца, 4—шпилька, 5—фланец.





**Рисунок 22.10.** Установка разгрузочного диска насоса, а — пригонка разгрузочного диска к подушке пяты, б — проверка посадки разгрузочного диска валовым угольником. 1 — разгрузочный диск, 2 — упорная пята, 3 — валовый угольник

Изменение величины зазора между разгрузочным диском и подушкой пяты, происходящее при работе насоса в очень малых пределах (0,08—0,25 мм), требует строгой взаимной параллельности и тщательности пригонки по краске упорных поверхностей разгрузочного диска и подушки пяты (рис. 22.10,а). Перед пригонкой разгрузочного диска следует проверить правильность его установки на вал с помощью валового угольника (рис. 22.10,б); пригонка производится пришабриванием разгрузочного диска по пятнам краски, получающимся при его поворачивании на валу без шпонки и прижимании к поверхности закрепленной подушки пяты; одновременно шабрится и упорная поверхность подушки пяты.

При сборке необходимо проверить отсутствие засорения выходного отверстия из камеры разгрузочного диска, так как уменьшение сечения этого отверстия может привести к быстрой сработке диска; установка каких-либо вентилях на линии отвода из этой камеры недопустимо, так как в этом случае недосмотр персонала может привести к аварии насоса.

Все распорные втулки и валовые рубашки должны быть проверены непосредственно по валу; они должны плотно, от руки, без всякой качки садиться на вал, так как при неплотностях, образующихся между защитными рубашками вала и валом, могут наблюдаться повреждения валов эрозией и коррозией.

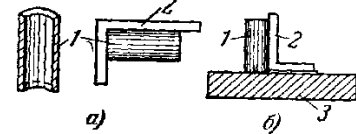
Уплотнительные кольца и направляющие аппараты должны быть проверены по рабочим колесам и по местам посадки; рабочие колеса должны свободно провертываться в уплотняющих кольцах, имея по отношению к ним нормальный зазор 0,2—0,3 мм (на сторону) и не выше 0,5 мм; износ уплотнений и увеличение зазоров между вращающимися и неподвижными деталями, через которые происходят перетоки воды, ведут к снижению производительности и экономичности работы насоса; отсутствие или недостаточная величина зазоров между валовой втулкой и уплотнительным кольцом ступени при задевании вызывает местный нагрев, что сопровождается деформацией втулок и приводит к изгибу вала.

К изгибу вала при затяжке концевой гайки может приводить и недостаточно тщательная пригонка и проверка втулок по их торцевым по-

верхностям. Проверка торцов, обычно производимая по угольнику (рис. 22.11,а) или на шабровочной плите по угольнику (рис. 22.11,б), не дает вполне надежных результатов; лучшим способом является пригонка по краске торцов втулок по торцам рабочих колес, надетых на вал. Торцы первой втулки, который упирается в буртик вала и обычно имеет заточку для подмотки асбестового кольца, предотвращающего проникновение воды вдоль вала, пришабривается по буртику вала.

Тщательной очистке и соответствующему ремонту подлежит масляный бак, маслоохладитель, фильтр, масляные насосы, трубопроводы и арматура.

Для свободного теплового расширения корпуса питательного насоса обычно у опорных лап, лежащих на железных балках фундамента, предусматриваются продольные, поперечные и вертикальные шпонки и закрепление подвижных лап дистанционными болтами. Для обеспечения правильного и свободного расширения насоса необходимо при ремонте проверить состояние шпонок, боковые зазоры в них (обычно их величина устанавливается в пределах 0,03—0,06 мм), чистоту опорных поверхностей, подвижность лап (зазоры между головками дистанционных болтов и шайбами 0,05—0,08 мм) и при сборке все скользящие поверхности смазать ртутной мазью.



**Рисунок 22.11.** Проверка торцов валовых втулок, а — по угольнику, б — на шабровочной плите по угольнику. 1 — втулка, 2 — угольник, 3 — шабровочная плита.

По окончании ремонта всех узлов и деталей насоса, замены изношенных запасными, притупления острых углов на шпонках, шпоночных пазах и в других местах, а также тщательной очистки от загрязнений, проверки на отсутствие забоин, заусениц и рисок (поврежденные уплотняющие поверхности подлежат шабровке) и заправки концевых ниток резьбы на концах вала следует произвести предварительную сборку ротора насоса.

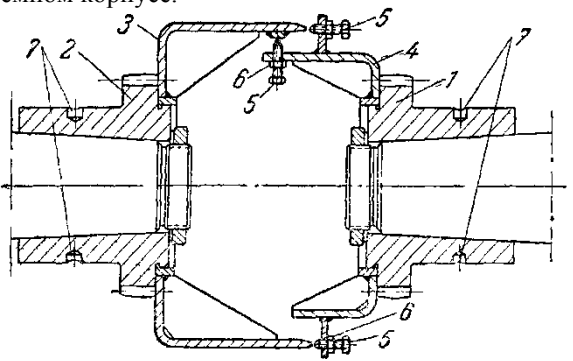
Предварительная сборка заключается в посадке на вал всех рубашек, рабочих колес, распорных втулок, разгрузочного диска и в плотном стягивании их концевой гайкой (рис. 22.12); такая предварительная сборка позволяет путем производства соответствующих замеров обеспечить правильную взаимную осевую установку всех вращающихся деталей и их установку по отношению к неподвижным частям корпуса.

После сборки ротор желательно поставить на станок для проверки отсутствия биения колес и разгрузочного диска по радиусам и торцам и отсутствия прогиба вала. При наличии прогиба вала необходимо ослабить концевую гайку и повторно проверить вал; если прогиб вала исчезнет или значительно уменьшится—это значит не-

правильно подогнаны торцы распорных втулок, что обязательно должно быть устранено.

В случае необходимости производится проточка уплотнений рабочих колес, наружной поверхности рубашек и торца разгрузочного диска. После произведенной проточки собранный ротор должен быть тщательно динамически отбалансирован, так как при большом числе оборотов и значительном расстоянии между подшипниками насоса даже незначительный небаланс может резко ухудшить работу насоса.

По окончании всех ремонтных работ производится совместная сборка корпуса и ротора насоса. Сборка питательных насосов секционного типа значительно усложняется в связи с необходимостью комплектной посекционной сборки рабочих колес и установки на место между ними с прочным креплением направляющих аппаратов, уплотнительных колец и других промежуточных деталей; после этого ротор в комплекте с секциями монтируется в цилиндрическом неразъемном корпусе.

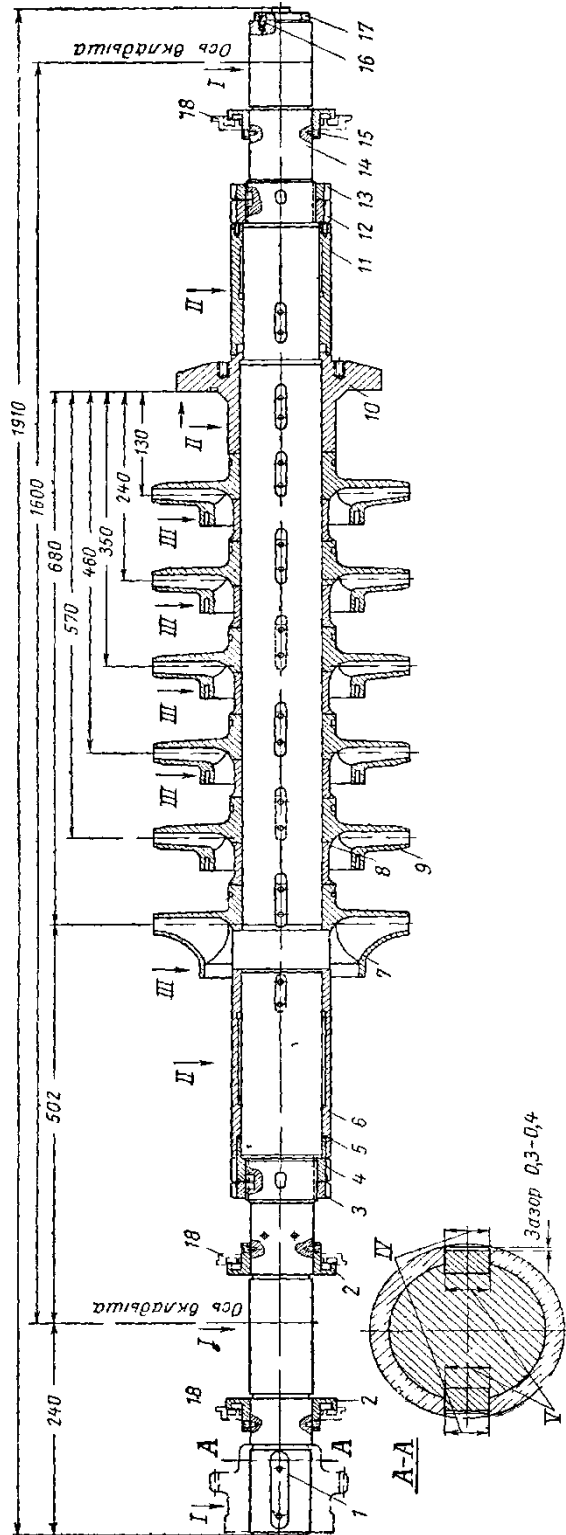


**Рисунок 22.13.** Скобы для центровки по полумуфтам питательного насоса ПЭ-430-200 и электродвигателя. 1—полумуфта насоса, 2—полумуфта электродвигателя, 3—скоба на полумуфте двигателя, 4—скоба на полумуфте насоса, 5—измерительные болты, 6—контргайки, 7—отверстия для проворачивания вала.

При окончательной сборке, которая производится в порядке обратном разборке, резьба болтов, шпилек и гаек, боковые стенки шпонок и шпоночных пазов деталей, торцы резьбовых и других деталей, подлежащих предохранению от заеданий, должны быть смазаны ртутной мазью; все болтовые и резьбовые соединения стопорятся от самоотвинчивания, как это предусмотрено конструкцией.

В процессе сборки не следует повторно использовать такие детали, как уплотнительные кольца из мягкого железа, меди, резины, паронита и других материалов, которые получают в процессе эксплуатации остаточную деформацию и подвержены влиянию среды, температурных условий и механических усилий.

Для достижения водяной плотности в заточку между стыками ступеней прокладывают кольца из теплостойкой резины, асбестовый шнур или в некоторых конструкциях — свинцовую проволоку.



**Рисунок 22.12.** Ротор питательного многоступенчатого насоса. 1-шпонка, 2-маслоотбойные кольца, 3,4-гайки левые, 5-резиновый шнур, 6,11-рубашки, 7,9-рабочие колеса, 8-промежуточные втулки, 10-разгрузочный диск, 12,13-правые гайки, 14-вал, 15,16-винты, 17-упор, 18-маслоудерживающие кольца, I-биение 0,02 мм, II-биение 0,04 мм, III-биение 0,08 мм, IV-зазор по втулке 0,01-0,04 мм, V-натяг по валу 0,01-0,03 мм.

В процессе сборки ступеней насоса надлежит проверять правильность установки и совпадение осей рабочих колес и каналов направляющих аппаратов (см. рис. 22.3), которые опре-

деляются размером распорных втулок. Если длина распорных втулок была выверена при сборке правильно, выходные каналы рабочих колес будут занимать среднее положение относительно входных каналов направляющих аппаратов; обычно входная часть канала направляющего аппарата на 1—2 мм больше выходной части канала рабочего колеса. При неправильном положении рабочего колеса по отношению к направляющему аппарату необходимо изменить длину соответствующей распорной втулки, укоротить ее, срезав на станке, или заменить новой с увеличенной длиной.

По окончании установки всех секций детали на роторе намертво закрепляются концевой гайкой с контргайкой или стопором, а все секции—стяжными призонными болтами. Во избежание перекосов и недостаточной затяжки уплотнительных шнуров в стыках ступеней крепление стяжных болтов должно быть произведено равномерно накрест и намертво, после чего поворачиванием ротора вручную надлежит убедиться в отсутствии заеданий.

По окончании сборки насоса и затяжки фундаментных болтов производятся проверки осевого разбега ротора, прилегания шеек вала к вкладышам, прилегания разгрузочного диска к подушке пяты по краске и центровки роторов насоса и электродвигателя по полумуфтам.

Центровка электронасосов типа ПЭ-430-200 производится скобами (рис. 22.13) с измерением зазоров с помощью щупа. При измерениях, производимых в четырех положениях при одновременном поворачивании обоих роторов, точность центровки не должна выходить за пределы: радиальное биение — не более 0,05 мм и осевое — не более 0,04 мм.

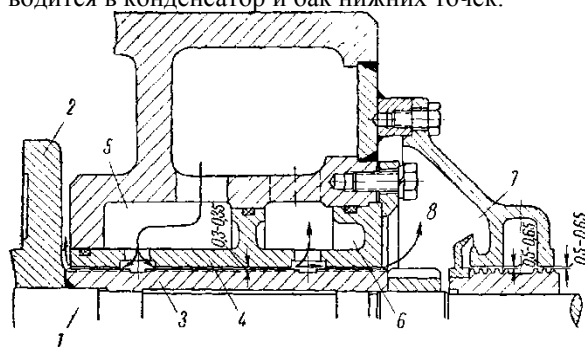
Набивка сальников питательных насосов, работающих на питательной воде с температурой 80—90° С, производится асбестовыми прографиченными кольцами; при более высоких температурах, например, на питательных насосах ПЭ-430-200, применяется мягкая комбинированная набивка с резиновым сердечником. При применении в насосах валовых втулок с лабиринтовыми уплотнениями зазоры в них не должны превышать данных заводских инструкций.

Набивка сальников производится отдельными кольцами, имеющими косые разрезы для обеспечения чистого и ровного среза. Кольца, каждое в отдельности, доводятся до места с помощью втулки; не следует досылать одно кольцо набивки другим. Плотное и равномерное прилегание стыков сальниковой набивки в уплотнительных камерах сальниковых коробок обеспечивается укладкой сальниковой набивки с разбежкой в 120°. После окончания набивки сальника и равномерного поджатия ключом гаек нажимной буксы сальника для уплотнения набивки гайки отпускаются и затем подтягиваются от руки. Неудовлетворительное качество сальниковой набивки, недостаточно тщательная ее постановка и неправильная подтяжка приводят к частой смене

набивки, повреждению вала и износу сальниковых втулок.

В связи с ненадежностью работы сальниковых уплотнений на ряде электростанций Мосэнерго на питательных насосах типа ПЭ-500-180 эти уплотнения подвергнуты реконструкции; при этом пять внутренних колец и кольца сальника заменены лабиринтовой втулкой из оловянистой или железистой бронзы, а два наружных кольца сальника оставлены без изменения. Имеющиеся в рубашках отверстия для слива охлаждающей воды заглушаются, а сама рубашка выполняется сплошной. Лабиринтовая втулка от проворачивания стопорится винтом, для этого в охлаждающей рубашке между ребрами сверлится отверстие с резьбой М10 или М12; на лабиринтовой втулке по месту засверливается отверстие под стопорный винт.

Более длительную и надежную эксплуатацию питательных насосов обеспечивают бессальниковые щелевые уплотнения типа приведенного на рис. 22.14. В этом уплотнении утечка горячей питательной воды наружу через щелевой радиальный зазор между втулкой 3 и буксой 4 устраняется незначительной величиной зазора (0,3—0,35 мм), наличием на втулке 3 обратной винтовой нарезки и, главным образом, подводом в камеру 5 холодного конденсата под давлением, превышающим давление питательной воды с обеих сторон щелевого зазора; холодный конденсат, проникающий через щелевой зазор в камеру 6, отводится в конденсатор и бак нижних точек.



**Рисунок 22.14.** Бессальниковое щелевое уплотнение питательного насоса. 1—вал насоса; 2 — разгрузочный диск; 3—втулка; 4 — букса, 5 — камера подвода холодного конденсата; 6 — камера отвода конденсата в конденсатор; 7—камера отвода конденсата в бак низких точек, 8 — движение конденсата (стрелки).

После проведения всех проверок и надлежащей установки и закрепления электронасоса и всех его деталей ротор насоса должен вращаться легко от руки (при расцепленной муфте) и без каких-либо задеваний. Пускать в эксплуатацию насос, ротор которого после сборки проворачивается только с помощью ломика, не допускается, так как это приведет к вибрации, которая в эксплуатации будет возрастать и потребует остановки насоса на повторный ремонт.

## 22.4. ПАРОВЫЕ ЭЖЕКТОРЫ.

В современных паротурбинных установках для отсоса воздуха из конденсаторов наибольшее

распространение получили паровые эжекторы с поверхностными охладителями, являющиеся в настоящее время наиболее простыми и надежными в эксплуатации воздухоотсасывающими устройствами для конденсаторов турбин.

Основными причинами неполадок с паровыми эжекторами в работе являются: засорение котельной накипью и окалиной сопел, дренажных линий и паровых сеток перед эжекторами, повышение уровня воды в охладителе выше нормального вследствие неплотности трубок или недостаточного отвода дренажа, коррозия и течь трубок холодильника, загрязнения поверхности охлаждения с паровой и водяной сторон и др.

Ремонт эжекторов заключается в чистке и продувке сопел, диффузоров и сеток, предохраняющих сопла и трубки охладителей от котельной накипи, окалины и грязи, в проверке состояния проточной части, дренажных трубок и в опрессовке трубок охладителей для определения и устранения водяной неплотности.

Проверку плотности трубок при текущем ремонте можно произвести следующим образом: после отключения пара от эжектора и отсоединения дренажа первой ступени при работающем конденсатном насосе проверяется вытекание конденсата из дренажных камер эжектора; наличие конденсата в какой-либо ступени говорит о неплотности трубной системы и перетечке из водяной камеры этой ступени через поврежденную трубку.

В случае обнаружения пропускающих трубок и их износа вследствие эрозии или коррозии необходимо трубки сменить заблаговременно и проверить состояние паротбойных щитков.

Трубки очищаются с внутренней стороны шомполами с волосяными наконечниками или с тряпочной подмоткой с последующей промывкой водой под давлением. Очистка трубок с наружной стороны при наличии на них каких-либо отложений, производится промывкой струёй насыщенного пара или горячего конденсата. При наличии налета жирного состава трубки могут быть промыты дихлорэтаном, а при налете накипи 2—3%—ным раствором соляной кислоты.

Вследствие ударного действия струи смеси пара и воздуха наблюдается постепенное разъедание сопел и горловины диффузора эжектора. При разъедании поверхности паровых сопел и диффузоров и необходимости их смены особое внимание должно быть обращено на правильность размеров новых деталей, состояние их внутренних поверхностей (шлифовка) и на правильность их сборки, от которых зависит хорошая работа эжектора. Так, во избежание неправильного поступления пара из сопла в горло диффузора выходные сечения сопел должны иметь срезы, строго перпендикулярные их оси, и не должны иметь заусениц; оси сопла и диффузора должны быть соосны (рис. 22.15, а, ось А—Б); при составном диффузоре место соединения обеих частей должно точно совпадать (рис. 22.15, б).

При установке диффузоров на место следует обеспечить плотность их посадки в от-

верстия паровой коробки, так как иначе возможен подсос воздуха из холодильников во всасывающие камеры соответствующих ступеней, что может приводить к перегрузке эжекторов.

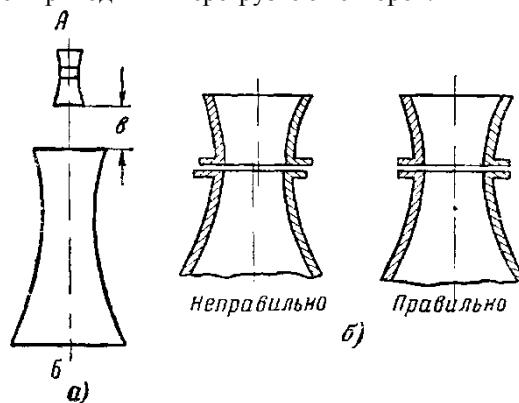


Рисунок 22.15. Сборка сопла и диффузора парового эжектора, а—взаимное положение сопла и диффузора, б—неправильная и правильная сборка составного диффузора.

Особенно большое значение для нормальной работы эжектора имеет правильное взаимное положение сопла и диффузора (рис. 22.15, а, размер б); это расстояние, устанавливаемое при сборке, должно быть приведено в соответствие с заводскими данными или с данными первоначальной установки. Регулировка для установления необходимых размеров может быть произведена за счет одновременного изменения толщины фланцев сопла и диффузора со стороны поверхности их прилегания к паровой коробке эжектора, это достигается проточкой или установкой паронитовых и медных прокладок под фланцы диффузора и сопла с соответствующей проточкой фланцев сопла и диффузора на толщину прокладки с противоположной стороны.

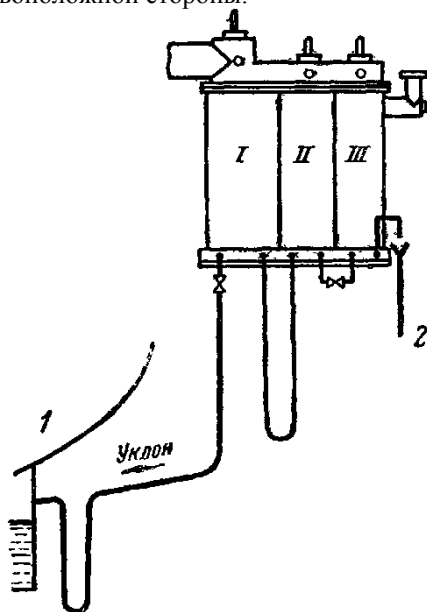


Рисунок 22.16. Схема дренажных линий эжектора. 1 — конденсатор, 2 — в баки низких точек, I, II, III — ступени эжектора.

Большое внимание при сборке должно быть уделено также созданию воздушной плотности всех элементов и соединений эжекторов и плотности их арматуры.

При обнаруженной возможности рециркуляции воздуха в ступенях эжектора следует при капитальном ремонте провести мероприятия по ее устранению. Рециркуляция через дренажные линии холодильников может быть устранена путем установки на линиях слива дренажа из ступеней эжектора, соответствующих по высоте гидрозатворов и выполнения линии дренажа эжектора в конденсатор с уклоном, что устраняет возможность образования в этой линии пробок и обеспечивает нормальный слив конденсата из холодильников эжектора (рис. 22.16). Рециркуляция воздуха через неплотности во фланцевых соединениях корпуса и во внутренних перегородках холодильников может быть устранена путем тщательной установки прокладок в нижней части корпуса и на паровой коробке: в случае необходимости следует проложить дополнительно асбестовый шнур в местах прилегания внутренних перегородок к днищу.

## **22.5. СИСТЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ.**

Надежная и экономичная работа конденсационной установки зависит не только от состояния и работы конденсаторов, воздухоотсасывающих устройств, конденсатных и циркуляционных насосов, но и от состояния и работы всей циркуляционной системы, к которой относятся также, напорные и сливные циркуляционные водоводы, приемные сетки, брызгальные бассейны, градирни, пруды и другие источники охлаждающей циркуляционной воды.

Системы циркуляционного водоснабжения прямоточные и оборотные (брызгальные бассейны, градирни, пруды) в процессе эксплуатации подвергаются загрязнению илом, мусором и другими механическими, минеральными и органическими отложениями. Нормальная эксплуатация этих систем возможна только при проведении систематической очистки, так как засорения, например в разбрызгивающих соплах, вызывают добавочные сопротивления и в связи с повышением температуры охлаждающей воды ухудшение работы конденсационной установки.

Для предохранения систем водоснабжения от заиливания и зарастания водной растительностью производится обработка циркуляционной воды тем или иным способом, выбор которого зависит от местных условий. От органических отложений системы водоснабжения предохраняются правильно организованным хлорированием циркуляционной воды с периодичностью и дозировкой, зависящей от хлоропоглощаемости воды. Борьба с «цветением» воды, вызываемым в летний период интенсивным развитием водной растительности, ведется путем присадки химических реагентов (присадка медного купороса 1—2 раза в

летний период с дозировкой не выше 0,3 мг/л) или какими-либо иными способами.

По циркуляционным водоводам основное внимание во время ремонта должно быть уделено таким работам, как:

1) устранение загрязнений трубопроводов, которые ведут к значительному увеличению сопротивлений, а, следовательно, к потере производительности циркуляционных насосов и к повышению расхода электроэнергии на их привод;

2) проверка состояния задвижек, фланцев и мест сварки циркуляционных линий. Особенно это относится к задвижкам больших диаметров, запорные клинья которых из-за их большой поверхности испытывают значительные односторонние усилия; открытие и закрытие таких задвижек требует приложения большой силы, что приводит к быстрому износу резьбы ведущих гаек и штоков, а при отсутствии смазки—даже к поломке штоков и держателей клиньев; износ резьбы ведущих гаек приводит к самопроизвольному закрытию задвижек и к срыву подачи циркуляционной воды. Причинами таких аварий являются отсутствие смазки, своевременной очистки и ремонта ходовых гаек и штоков, а в некоторых случаях — дефекты схем водоснабжения, когда для ремонта одной задвижки из-за отсутствия или нерациональной расстановки разделительных задвижек на циркуляционных водоводах приходится останавливать чуть ли не всю электростанцию или резко снижать ее нагрузку;

3) проверка состояния приемных сеток, колодцев и приточных каналов; неудовлетворительное состояние приемных водоочистных сеток (грязь, разрывы), которые не должны пропускать крупных частиц мусора, ведет к недостаточной предварительной очистке охлаждающей воды, что в свою очередь приводит к засорению трубных досок конденсаторов, к сокращению подачи воды циркуляционными насосами и может потребовать частых остановок турбин для чистки конденсаторов;

4) осмотр состояния обратного клапана при его наличии на всасывающей линии циркуляционного насоса; его неудовлетворительная работа может вызвать отказ в работе насоса из-за невозможности его заливки и создать довольно значительное сопротивление, ухудшающее работу насоса. При отсутствии обратных клапанов должна быть проверена возможность быстрого отключения циркуляционного насоса при его внезапном выходе из работы при выключении двигателя, не допускающая вращения насоса в обратную сторону;

5) обеспечение воздушной плотности всасывающих линий насосов для исключения подсосов воздуха, которые могут приводить к ухудшению и даже срыву работы насосов.

Не меньшее внимание следует уделять плотности сливных циркуляционных трубопроводов от конденсаторов до сифонных колодцев; наличие присосов воздуха снижает сифонное действие системы, что приводит к уменьшению коли-

чества воды, проходящей через конденсаторы, и к повышению расхода электроэнергии на привод насосов; срыв работы сифона на сливной линии конденсатора приводит к мгновенному и значительному снижению подачи циркуляционного насоса.

На некоторых станциях значительные нарушения в работе циркуляционных насосов вызываются весной и особенно осенью отложениями донного льда и шуги на фильтрующих решетках водоприемников. Для борьбы с явлениями заноса решеток должна проводиться соответствующая своевременная подготовка приспособлений для быстрой очистки и выемки решеток. Радикальным мероприятием борьбы с шугой и донным льдом является подвод к приемным решеткам теплой сливной циркуляционной воды.

## 23. РЕМОНТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВА.

### 23.1. ПОДОГРЕВАТЕЛИ.

Из регенеративных подогревателей наиболее распространенными в турбоустановках высокого давления являются вертикальные поверхностные подогреватели типов БИП, ПВСС, ПВ и др.

В подогревателях высокого давления серии БИП трубки, образующие поверхность нагрева, изогнуты в виде буквы *W* и приварены к стальным сборным водяным коллекторам небольшого диаметра, к которым в свою очередь приварены патрубки для подвода и отвода питательной воды. Для ремонта крышка вместе с трубной системой может целиком выниматься из корпуса подогревателя.

В подогревателях типа ПВСС поверхность нагрева образуется двойными трубчатыми спиральными змеевиками. Для ремонта трубная система, которая при помощи центральной трубы и патрубка приемных коллекторных труб приварена к крышке подогревателя, целиком поднимается из корпуса вместе с крышкой.

В подогревателях серии ПВ поверхность нагрева также образуется двойными змеевиковыми спиралями. Разъемный фланец корпуса подогревателя расположен в его нижней части; такое расположение разъемного фланца и установка трубной системы вместе с нижним днищем неподвижно на фундаменте облегчает условия для ремонта трубной системы; для осмотра трубного пучка, укрепленного на нижнем днище корпуса, необходимо снять корпус без разбалчивания фланцевых соединений на подводе и отводе питательной воды у подогревателей.

Подогреватели низкого давления также выполняются вертикальными с трубками U-образной формы, завальцованными в трубные доски.

Подогреватели всех типов имеют защитные устройства различных конструкций, предназначенные для предупреждения попадания воды в проточную часть турбины при повышении уровня в подогревателе выше допустимого, что может

Для обеспечения нормальной эксплуатации и получения максимального охлаждающего эффекта от работы брызгального бассейна или градирни необходимо остановки турбоагрегатов на капитальные ремонты максимально использовать для приведения основных частей этих сооружений в должное состояние.

Особенно тщательно должно быть проверено состояние водосборных резервуаров, сливных колодцев, водоводов и сопел на распределительных линиях брызгальных бассейнов и распределительных устройств, желобов оросительных решетников, вытяжных башен, сливных насадок, разбрызгивающих розеток сборных бассейнов градирен и пр.; при необходимости они должны быть тщательно очищены и отремонтированы.

произойти при появлении дефектов в трубных системах.

Ремонт поверхностных подогревателей в основном заключается в их осмотре, очистке поверхностей нагрева от отложений и в гидравлической опрессовке трубной системы для выявления и устранения течи трубок.

В соответствии с ПТЭ подогреватели высокого и низкого давления должны подвергаться наружному осмотру 1 раз в год, внутреннему осмотру—1 раз в 3 года, и гидравлическому испытанию — 1 раз в 6 лет. Исходя из местных условий эксплуатации и состояния подогревателей, эти нормативы по периодичности разборки, осмотра, чистки и опрессовки подогревателей могут быть уточнены для каждой установки в отдельности. Обычно выполнение этих работ приурочивается к капитальным ремонтам турбоагрегата.

Во избежание попадания пара и горячей воды в подогреватели во время их капитального ремонта арматура и соответствующие трубопроводы должны быть надежно перекрыты соответствующей отключающей арматурой; при неплотности арматуры должны устанавливаться заглушки с хвостовиками как со стороны смежных трубопроводов и оборудования, так и со стороны дренажных и обводных линий; толщина устанавливаемых заглушек должна соответствовать параметрам рабочей среды.

После отсоединения от действующего оборудования необходимо путем открытия дренажных линий спустить пар и воду из ремонтируемого оборудования и трубопроводов; во все время ремонта дренажные линии следует держать открытыми для предотвращения накопления пара и горячей воды в случае неплотности отключающей арматуры.

При ремонте, после вскрытия подогревателей и относящейся к ним арматуры, производится тщательный осмотр и проверка состояния внутренних поверхностей корпусов, фланцевых соединений корпусов и крышек подогревателей, наружных и внутренних поверхностей трубок, а также ремонт и проверка действия запорной, ре-

гулирующей и защитной арматуры подогревателей.

Обследование состояния наружных и внутренних поверхностей спиральных, U-образных и прямых трубок подогревателей производится для установления степени эрозии, коррозии и загрязнения трубок, наличия на них рисок, продольных канавок и шероховатостей; при обнаружении вмятин, забоин и трещин, особенно в местах присоединения трубок к коллекторам или в вальцовочных соединениях с трубными досками, необходимо до принятия мер по их устранению выяснить причины, породившие эти дефекты.

При выемке трубной системы или снятии корпуса с трубной системы необходимо проверить отсутствие перекоса трубного пучка по отношению к корпусу, состояние внутренних перегородок и защитных (отбойных) листов, а также отсутствие износа колен на линиях конденсата греющего пара.

Очистка трубок подогревателей от накипи и отложений с водяной стороны производится химическим или механическим способами, выбор способа зависит от характера отложения и конструкции подогревателей. Отложения на наружной поверхности трубок, в большей части легко растворяющиеся в воде, удаляются путем промывки поверхности трубок струёй горячей воды или насыщенным паром при установке трубной системы в горизонтальное положение.

Чистку U-образных трубок подогревателей низкого давления и спиральных трубок змеевиков подогревателей высокого давления также можно производить при соответствующих отложениях продувкой паром или сжатым воздухом или с еще лучшими результатами — продувкой пескоструйным аппаратом; однако рекомендовать частое применение такой продувки нельзя во избежание значительного износа трубок.

Более эффективной является чистка змеевиковых и U-образных трубок путем прокачивания специальных химических растворов (2-3%-ного раствора соляной кислоты с пассиватором), так же как и при чистке трубок конденсаторов, которые растворяют накипь и твердые отложения. После очистки трубок с применением химических растворителей подогреватели с водяной стороны должны быть тщательно промыты горячей водой до получения нейтральной реакции и полного удаления из трубок остатков взвешенных частиц.

Применению химических способов очистки трубок должна предшествовать работа химической лаборатории электростанции по анализу накипи, подбору соответствующих реагентов и их концентрации; химической лабораторией разрабатывается и режим химической чистки, нарушение которого может привести к преждевременному износу и сокращению срока службы трубок.

В подогревателях с прямыми трубками чистка последних не представляет особых затруднений и может производиться шомполами с ершами, с волосяными наконечниками или с тряпичной подмоткой и продувкой насыщенным па-

ром; для улучшения качества очистки тряпичная подмотка шомполов пропитывается в 3—5%-ном растворе фосфатов. Для U-образных трубок применение механической чистки с помощью ершей и шарошек не может быть рекомендовано, так как при этом можно повредить стенки трубок в сгибах.

В нормальной эксплуатации показателем необходимости чистки поверхности трубной системы является существенный рост разности температур между греющим паром и нагреваемой водой; эта же разность может быть следствием наличия воздуха; понижение температуры питательной воды за подогревателем может быть вызвано неплотностью обводных линий и перепуском части воды через эти линии.

Если очистка трубок от загрязнений не дает должного эффекта в уменьшении недогрева воды, причиной может являться значительное уменьшение поверхности нагрева подогревателя из-за заглужения большого количества трубок, что требует ускорения срока замены трубок.

Проверка плотности подогревателей с U-образными трубками, завальцованными в трубных досках, производится при установленной в корпус трубной системе, закрепленной к корпусу трубной доски и снятой крышке водяной камеры. В паровом пространстве подогревателя ручным гидравлическим прессом создается давление, предусмотренное паспортом подогревателя; это давление поддерживается в подогревателе не больше 5 мин; в течение этого периода тщательным осмотром проверяется плотность подогревателя. Неплотность обнаруживается в стыках трубок с трубными досками по струйкам или каплям воды и по появлению слезок в виде потения. Обнаруженная течь в месте вальцовки трубки, если трубная доска не повреждена, устраняется соответствующей дополнительной подвальцовкой трубки, при этом во избежание утонения концов трубок и их отвердевания не следует подвергать трубки излишней вальцовке.

В подогревателе высокого давления, в зависимости от времени в течение которого имеет место течь, вода, протекающая в месте вальцовки, вызывает большее или меньшее разрушение трубной доски; разрыв или поломка одной трубки, через которую действует водяная струя высокого давления, может привести к выходу из строя до десяти соседних трубок. Такие дефекты трубок требуют выключения подогревателя из работы для ликвидации аварии.

Причинами, вызывающими разрушения самих трубок, могут быть: эрозия и коррозия трубок из-за плохого удаления воздуха, внутренние напряжения в материале трубок, гидравлические удары и вибрации трубок, связанные с неправильным расположением промежуточных паронаправляющих перегородок или с неправильным расположением пароотбойных щитков. Вибрации обычно вызывают сильный износ трубок у промежуточных перегородок даже при малых зазорах в отверстиях. При выяснении причин вибрации следует также проверять жесткость крепления

подогревателей на фундаментах; сами фундаменты обычно не вызывают сомнений, так как выполняются достаточно массивными. Места повреждения в подогревателе и встроенном в нем охладителе дренажа (при его наличии) определяются путем предварительной проверки плотности трубной системы, для чего последняя ставится под давление.

При обнаруженной течи трубная система демонтируется из корпуса и укладывается на деревянные подкладки; для доступа к дефектным местам и осмотра характера повреждения (разрывов, свищей, эрозийных разрушений и др.) в случае необходимости производится соответствующая разборка каркаса трубной системы.

Поврежденные участки труб могут быть вырезаны и в змеевики, взамен вырезанных, вварены вставки из трубок того же диаметра и материала. При сварке для спуска воды, наличие которой и парообразование не дадут возможности получить плотный шов, в нижней петле змеевика прожигается отверстие; по окончании работ отверстие заваривается автогенной сваркой.

При трудности указанного ремонта или частичной смены поврежденных трубок, в особенности трубок внутренних рядов, обычно дефектная трубка глушится с обоих концов медными или железными пробками с небольшим конусом.

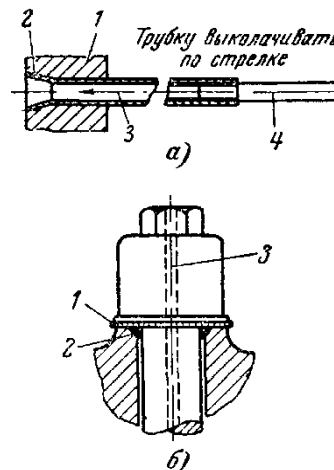
Значительное сокращение поверхности нагрева подогревателей путем заглушения трубок допускать не следует, так как это вызовет повышение гидравлического сопротивления подогревателей и недогрев конденсата. Если число заглушенных трубок достигает величины, при которой поверхность нагрева подогревателя уменьшится больше чем на 10%, производится капитальный ремонт подогревателя с полной заменой всех трубок новыми. Трубки подлежат полной замене и при значительном общем эрозийном, коррозионном износе и при других дефектах трубок, вызывающих частые выходы из строя подогревателей. Для этой цели после выемки трубной системы из корпуса производятся подготовительные работы соответственно конструктивным особенностям трубных систем (удаление распорок каркаса, сдвиг промежуточных перегородок по трубкам в сторону трубной доски, разводка трубок, мешающих доступу к концам заглушенных трубок и т.д.).

Смена трубок у подогревателей с прямыми трубками и двумя трубными досками особых затруднений не представляет и производится тем же порядком, как это описано для конденсаторов, имеющих развальцованные с обоих концов трубки. У некоторых подогревателей высокого давления трубки могут быть заменены новыми без снятия подогревателей с фундаментов.

Удаление дефектных трубок из трубной доски производится вырезкой и их выбиванием выколоткой с заплечиком в сторону водяной камеры (рис. 23.1,а). Если при этом трубка не поддается, во избежание повреждения отверстий в трубных досках можно рассверлить специальной фрезой

толщину стенки трубки до 0,7-0,8 мм и обмять завальцованный конец тем же порядком, как это делается у конденсаторов.

После зачистки отверстий в трубной доске вставляются новые трубки, при этом их концы должны выступать из трубной доски на 3—5 мм в сторону водяной камеры. При вальцевании концов трубок перевальцовка или подрезка трубок недопустимы; также недопустима при вальцевании раздача отверстий в трубных досках или коллекторах, что усложнит замену трубок в последующем.



**Рисунок 23.1.** Выемка трубок и уплотнение болтов, а — выемка трубки, развальцованной в трубной доске подогревателя. 1 — трубная доска, 2 — развальцовка конца трубки под конус, 3 — направление выбивания трубки, 4 — выколотка для выбивания трубок; б — уплотнение болта анкерной связи трубчатой системы подогревателя, 1 — прокладка, 2 — асбестовый шнур, 3 — отверстие для нагрева болта при затяжке.

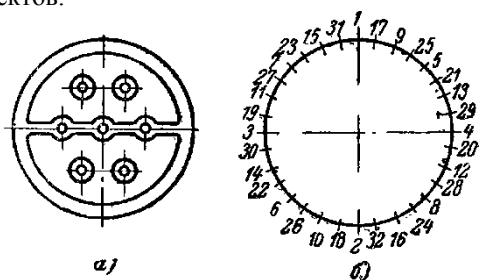
В регенеративных подогревателях высокого давления (180—200 ат), не имеющих трубных досок, при смене трубок особое внимание должно быть уделено качеству приварки трубок к водяным коллекторам круглого сечения.

После смены трубок обязательно должна быть произведена гидравлическая опрессовка подогревателя с водяной стороны; для этого ручным прессом в водяном пространстве подогревателя создается давление, соответственно рабочему давлению подогревателя, и состояние трубок контролируется по наружной их поверхности; особенно тщательный контроль за отсутствием протечек должен быть произведен у трубных досок со стороны парового пространства.

При наличии анкерных связей трубной системы под гайки стяжных шпилек для уплотнения прокладываются шайбы из паронита 1 (рис. 23.1,б); шайбы ставятся поверх подмотки из асбестового шнура 2, укладываемого в раззенковку отверстия трубной доски. Следует обратить внимание на правильную и полную затяжку гаек анкерных связей; при наличии специальных отверстий в болтах, как это показано на рисунке, окончательная затяжка болтов производится после нагрева способами, описанными в § 7.8.



Перед сборкой для обеспечения плотности фланцевого соединения корпуса и крышки подогревателя необходимо проверить отсутствие забоин и заусениц на уплотнительной поверхности фланцев, на резьбе шпилек и гаек. Основные прокладки между фланцами корпуса и водяными камерами, служащие в некоторых конструкциях и для уплотнения перегородок, отделяющих один ход воды от другого, следует вырезать цельными (рис. 23.2,а) из листового паронита толщиной 0,75—1 мм; прокладка, укладываемая внутри болтовой окружности фланца корпуса, не должна иметь трещин и других поверхностных дефектов.



**Рисунок 23.2.** Сборка фланцевых соединений подогревателей, а — прокладка между фланцами корпуса и водяной камеры подогревателя б — последовательность затяжки шпилек фланцевого соединения подогревателя.

Стыки подогревателей низкого давления покрываются мастикой, применяемой для главных стыков конденсаторов и испарителей. Мастика состоит из смеси свинцовых белил, сурика и вареного масла в пропорции 0,6—0,8 кг сурика на 1 кг свинцовых белил, приготовление этой мастики производится путем смешивания свинцовых белил с маслом до состояния пасты, после чего добавляется сурик до тех пор, пока мастика перестанет прилипать к пальцам.

Крышки подогревателей и испарителей, работающих при температуре выше 95° С, с паровой стороны, как и трубные доски конденсаторов, ставятся на мастику, составляемую из 75% магнетита и 25% графита, разведенных на вареном масле до консистенции густой сметаны.

Соединение фланцев болтами производится с расчетом передачи равномерных усилий на прокладку, поэтому примерная последовательность затяжки болтов должна соответствовать схеме на рис. 23.2,б. Особое внимание должно быть уделено затяжке болтов с подогревом во избежание создания в них чрезмерно больших напряжений; затяжка болтов при рабочем давлении в подогревателе не допускается.

Во избежание передачи излишних напряжений или воздействия дополнительного веса на патрубки корпуса и водяной камеры подогревателя необходимо, чтобы фланцы трубопроводов были хорошо сцентрированы с патрубками подогревателей; при этом должны быть учтены также термические расширения как всего подогревателя, так и трубопроводов.

Одновременно с ремонтом подогревателей подлежат ремонту все элементы защитных устройств и арматуры подогревателей, назначением которых является отключение подогревателя при разрыве трубок от общей системы подогрева воды и предохранение от попадания воды в турбину, без нарушения питания котлов. Разборка, ремонт и сборка таких элементов защиты, как конденсатоотводчики, запорные перепускные и обратные клапаны, автоматические клапаны импульсных устройств и другие ее элементы, должны быть произведены с расчетом получения полной уверенности в их плотности, безотказной работе и легкости хода штоков; также должна быть проверена вся арматура на дренажных линиях и линиях отсасывания воздуха из подогревателей, что очень важно для надежности работы подогревателей.

Изоляция корпусов и их покрытие кожухами из листового металла должны производиться после включения подогревателей и некоторого периода их эксплуатации, так как это позволяет быстро обнаруживать течь и произвести подтяжку болтов без порчи изоляции.

## 23.2. ИСПАРИТЕЛИ.

Ремонт испарителя заключается, главным образом, в его чистке от накипи и через определенные промежутки времени в опрессовке для проверки и устранения пропусков пара в водяное пространство.

Наиболее удобными для ремонта являются секционные испарители, секционность испарителя позволяет свести до минимума время его простоя на чистку, так как оно определяется только временем, необходимым для замены загрязненной секции на запасную, вычищенную заранее.

Очистка трубок от накипи до выемки секции производится путем спуска воды из корпуса испарителя и пуска через специальную разбрызгивающую трубу холодной воды на всю поверхность трубной секции; при этом, поскольку трубки нагреты, накипь растрескивается, отскакивает с поверхности трубок и затем удаляется из нижней части корпуса испарителя. При вынутой секции накипь с трубок удаляется обстучиванием поверхности небольшими молоточками или путем соскабливания цепью, охватывающей трубку и передвигаемой вдоль нее.

Чистка испарителей производится также химическим способом с применением в качестве реактива соляной кислоты. Этот способ дает эффект в отношении ускорения и хорошего качества очистки только при применении циркуляции раствора реактива с помощью специального передвижного насоса.

Во избежание разъедания поверхностей испарителя соляной кислотой очень важно правильно выбрать крепость раствора в зависимости от толщины и характера накипи; обычно крепость раствора должна устанавливаться химической лабораторией электростанции, но при всех условиях крепость раствора не должна превышать 5%. Продолжительность циркуляции раствора в каж-

дом отдельном случае определяется опытным путем в зависимости от быстроты растворения накипи.

После чистки и спуска раствора необходимо тщательно промыть испаритель чистой водой с применением той же циркуляции и со сменой воды несколько раз, до установления полного отсутствия в ней следов соляной кислоты.

### **23.3. ДЕАЭРАТОРЫ.**

Назначением деаэраторов является удаление из питательной воды, подаваемой на питание паровых котлов, растворенных в ней газов и особенно кислорода и углекислого газа, наличие которых в питательной воде приводит к коррозии трубопроводов и оборудования.

Шнуровые книги по деаэраторам среднего и повышенного давления с техническими характеристиками, результатами механических и гидравлических испытаний подлежат регистрации в органах Госгортехнадзора; деаэраторы атмосферного типа регистрации не подлежат.

Капитальный ремонт деаэраторов обычно производится одновременно с капитальным ремонтом основного оборудования.

Основными работами при ремонте деаэратора являются: борьба с разъеданием поверхностей путем их тщательной очистки от ржавчины и покрытия антикоррозийным составом, проверка исправности и чистоты тарелок разбрызгивающего устройства, ремонт запорной, регулирующей и предохранительной арматуры, ремонт водоуказательных стекол, исправление состояния изоляционного покрытия и ее окраски и др.

Очистка внутренней поверхности деаэраторной колонки и бака от накипи, продуктов коррозии и шлама производится металлическими щетками. После промывки водой обязательно должны быть проверены отсутствие загрязнений и повреждений тарелок колонки деаэратора и горизонтальность их положения; чистоту отверстий тарелок следует проверять коническими стержнями. Такая чистка и проверка необходимы для обеспечения правильного распределения и раздробления потока воды через отверстия тарелок; в противном случае слив воды толстой струей через края приведет к ухудшению деаэрации.

По водоуказательным стеклам должны быть проверены: 1) целостность стекла; поломки стекол часто происходят из-за некачественного материала, неправильной продувки и несоосности установки закрепляющих головок; при несоосности стекло перекашивается и при затяжке лопается; 2) чистота парового и водяного каналов; при полном засорении парового канала пар в него не

проходит, а оставшийся в стекле — конденсируется, образуется разрежение и вода под давлением в деаэраторе быстро заполняет стекло; при полном засорении водяного канала стекло медленно заполняется за счет конденсирующегося в нем пара; проверка работы водоуказательных стекол производится продувкой; 3) отсутствие пропаривания кранов; при пропуске продувочного крана имеют место заниженные показания водоуказательного стекла.

При поломке и необходимости замены водоуказательного стекла производится перекрытие водяного и парового кранов и после отвертывания гаек и выемки сальниковых втулок и колец извлекаются обломки стекла. Новое стекло вставляется через отверстие в верхней головке, которое обычно закрыто пробкой; после прохода через головку на стекло надеваются верхние сальниковое кольцо, втулка и гайка, а затем нижние сальниковые гайка, втулка и кольцо. После ввода стекла в гнездо нижнего крана и установки на место остожно натягиваются верхние и нижние сальниковые кольца, втулки и гайки. Перед затяжкой сальниковых гаек необходимо проверить, чтобы край стекла не перекрывал парового канала, для чего стеклянная трубка не должна доходить до парового канала на 2—4 мм.

Гидравлические испытания деаэратора производятся после полной его сборки со всей арматурой, при этом предохранительные клапаны должны быть заклинены и при необходимости отсоединение от действующих трубопроводов производится постановкой стальных заглушек с хвостовиками на паронитовых прокладках. Заполнение деаэратора водой производится при открытом воздушнике, пока из него появится вода, а повышение давления производится ручным гидравлическим насосом.

При рабочем давлении в колонке деаэратора выше 5 ат деаэратор проверяется на давление 1,25 от рабочего, при давлении до 5 ат — полторакратным от рабочего и при атмосферном давлении 2 ат; при этих давлениях деаэраторы выдерживаются в течение 5 мин и после снижения давления до рабочего производится осмотр для выявления течей.

В эксплуатации правильная работа деаэратора определяется систематическим контролем за содержанием растворенного кислорода после деаэраторов и питательных насосов. Для предотвращения коррозии паровых котлов содержание кислорода не должно превышать для котлов с давлением ниже 40 ат 30 мг/кг, в пределах 40—100 ат—20 мг/кг и выше 100 ат—10 мг/кг.

## **24. ТРУБОПРОВОДЫ, ФЛАНЦЫ И АРМАТУРА.**

### **24.1. ТРУБОПРОВОДЫ.**

Для удобства осмотра и ремонта трубопроводов следует применять разборные леса. Линии трубопроводов должны быть обеспечены достаточно удобными подходами, постоянным и переносным освещением 12 В, что значительно

облегчает контроль за состоянием и проведением ремонта трубопроводов, фланцевых соединений, фасонных частей, арматуры, изоляции и пр.

Отсутствие удобного и надежного подхода к трубопроводу, расположенному на высоте, и недостаточное освещение ведут к затруднениям

надзора за ним, что в эксплуатации нередко сказывается неплотностью фланцевых соединений, течью сальников, вентилях и задвижек, плохим состоянием изоляции и пр. Эти же неудобства при более крупных повреждениях трубопроводов (сильная вибрация, свищи и пр.) ведут к длительным простоям турбоустановки и к большой опасности для персонала и оборудования вследствие того, что прекращение пропусков пара и воды посредством перекрытия соответствующих вентилях и задвижек, затрудуно.

Перед началом ремонта необходимо выполнить и все другие мероприятия по обеспечению безопасной работы на трубопроводах; в частности, должны быть открыты все дренажные, спускные и продувочные вентили для выпуска в атмосферу; соответствующие задвижки и вентили (если не ставятся заглушки) должны быть заперты цепью на замок и вывешены предупредительные плакаты. Если для ремонта между фланцами трубопроводов устанавливаются заглушки, последние должны ставиться с расчетом на прочность и с достаточно наглядными хвостовиками, четко указывающими место их расположения (длинные, окрашенные в яркий цвет).

Все трубопроводы и арматура машинного цеха, в особенности главные паропроводы и трубопроводы горячей воды, должны подвергаться при каждом капитальном ремонте тщательному осмотру и ремонту. Наиболее высокие требования предъявляются ко всем паропроводам, трубопроводам, арматуре и фасонным частям, которые работают на перегретом паре 450° С и выше. В современных турбоустановках они выполняются из сталей перлитного (12Х1МФ, 15Х1МФ, 20ХМФЛ и др.) и аустенитного классов (Х18Н9Т, Х18Н12Т, ЭИ695 и др.).

В процессе длительной эксплуатации при высоких температурах паропроводы подвержены явлениям ползучести (остаточным деформациям), изменениям структуры металла, межкристаллитной коррозии, что может с течением времени приводить к хрупкому разрушению паропровода.

Измерения остаточных деформаций паропроводов из перлитных сталей производятся на прямых участках по приваренным к ним специальным бобышкам в двух взаимно перпендикулярных направлениях, а паропроводов из аустенитных сталей—непосредственно по трубам. Измерения производятся во время ремонта при остывшем состоянии паропроводов с помощью микрометров, шаблонов или специальных скоб со сменными губками. Обычно места измерений закрываются съемной, надежно укрепляемой к трубам изоляцией.

Контроль и наблюдения за ростом остаточных деформаций, структурными изменениями, а также за состоянием наружной поверхности сварных соединений и околошовной зоны паропроводов производятся методами и в сроки, установленными ПТЭ и соответствующими типовыми инструкциями.

Если в процессе эксплуатации в сварных соединениях паропроводов и трубопроводов го-

рачей воды обнаружены свищи, течи, разъединения и пропуски, необходимо при ремонте установить причины их появления и проверить сварные швы и околошовные места гаммадефектоскопией или ультразвуком. Причинами этих дефектов могут быть некачественная сварка труб, вызванная непроварами, прожогами, подрезами, пористостью сварного шва, смещением кромок и перекосами торцов при стыковании труб, а также неправильным выбором электродов режима сварки и термообработки сварного шва.

Устранение указанных дефектов производится путем переварки соответственно разделанных до чистого металла дефектных мест сварного шва; применение при ремонте ответственных трубопроводов прочеканки и подварки недопустимо.

При невозможности устранения свищей и пропусков путем разделки и переварки дефектного места производится вырезка из трубопровода патрубка на длине 75—100 мм по обе стороны от сварного шва и вварка нового патрубка из стали той же марки, что и вырезанный.

В проведении сварочных работ вопросы разделки и подготовки кромок, выбора электродов, правильного вида и режима сварки и термообработки, а также вопросы контроля за процессом выполнения работ имеют первостепенное значение для исключения подобных дефектов в дальнейшей эксплуатации.

После ремонта с применением сварки трубопровод подлежит гидравлическому испытанию с предъявлением Госгортехнадзору для технического освидетельствования. О произведенном ремонте с применением сварки и гидравлическом испытании должны быть произведены соответствующие записи в шнуровые книги паропроводов, которые должны содержать данные о сертификатах трубопроводов, о сварке и электродах и необходимые схемы паропроводов.

В процессе ремонта должны быть также произведены все работы, связанные с демонтажем излишней арматуры, трубопроводов, продувочных и дренажных линий, которые намечены к ликвидации в порядке пересмотра схем паропроводов и других трубопроводов для повышения надежности их эксплуатации.

## **24.2. ОПОРЫ И ПОДВЕСКИ.**

При осмотре трубопроводов следует уделить особое внимание состоянию и креплению опор и подвесок, мертвых точек, компенсаторов и изоляции. Этот осмотр должен предупреждать появление заеданий, ослабления крепления, дефектов компенсации трубопровода, заземлений и нарушений наружной целостности изоляции; неблагоприятным для нормальной работы паропроводов является также отсутствие необходимых зазоров (50—60 мм) при проходе паропроводов через перекрытия.

Наличие указанных дефектов ведет к срыву мертвых опор и к вибрациям трубопроводов из-за неудовлетворительной компенсации, к перекосам, к расстройству соединений, к течи и прорывам

прокладок и пр. Вибрация и неправильная компенсация паропроводов, соединяющихся с турбиной, приводят к передаче на турбину напряжений от термических удлинений паропроводов; эти напряжения нередко приводят к ненормальной вибрации турбины и паропроводов и могут вызвать аварийную остановку турбины.

Для правильной работы компенсаторов необходима безусловная надежность и жесткость крепления подвижных и неподвижных (мертвых точек) опор, обеспечивающих температурные перемещения трубопроводов в заданных направлениях и препятствующих изгибу труб. В роликовых опорах, пружинных подвесках и мертвых точках трубопроводов иногда наблюдаются следующие ненормальности:

1) смещение хомутов, недостаточно надежно закрепленных на трубопроводах; в некоторых конструкциях соединение трубы с опорой настолько неудачно, что никакое подтягивание болтов не обеспечивает мертвого закрепления труб. При ремонте необходимо заменять дефектные хомуты новыми, изготовленными из стали, соответствующей температурным условиям, в которых хомуты будут работать при закреплении на трубопроводе. Новые хомуты из полосовой стали должны плотно без зазоров прилегать к поверхности трубы, что может быть достигнуто при наличии между лапками хомута зазора 10—15 мм; трубопроводы должны лежать плотно в подушке неподвижной опоры.

2) ослабление пружин подвески трубопроводов, наличие на пружинах трещин, расслоений и других дефектов металла. При необходимости замены пружины необходимо проверить ее марку металла, характеристику и равномерность расстояния между отдельными витками. При установке на место необходимо произвести в холодном состоянии с помощью имеющегося на подвеске приспособления для регулирования сжатия предварительный натяг пружины на величину, указанную на чертеже; следует учесть, что недостаточный натяг перегружает соседние опоры, а большой натяг вызывает перегрузку данной опоры.

3) ослабление крепления роликовых или неподвижных опор (мертвых точек) на стенах и кронштейнах, связанных со стенами.

4) неудачное выполнение изоляции паропроводов в местах установки подвижных опор, особенно подвесок, при котором пружины входят в массу изоляции, что отрицательно сказывается на работе подвесок.

5) трещины, зарубки и другие видимые пороки металла роликов, шариков и обойм подвижных и неподвижных опор.

Все эти дефекты необходимо устранять немедленно по их выявлении. Смещение хомутов и опор обычно определяются по изменениям величин зазоров между ними и указателями (реперами), устанавливаемыми на неподвижных частях оборудования. Для устранения ослабления крепления опор, подвесок и мертвых точек во время ремонта необходимо произвести подтягивание

соответствующих болтов, шпилек и гаек, а также замену поврежденных роликов и крепежа с поврежденной резьбой.

### **24.3. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.**

Соединения трубопроводов между собой, присоединения трубопроводов с арматурой, с фасонными частями, а также соединения трубопроводов с оборудованием производятся фланцевыми и сварными соединениями. Надежность работы оборудования в большой степени зависит от качества этих соединений, поэтому при ремонте им должно уделяться большое внимание, особенно фланцевым соединениям на трубопроводах с высокими параметрами среды, так как они не являются достаточно надежной частью таких трубопроводов. В настоящее время применяются фланцевые соединения: дисковые, воротниковые с гладким зеркалом для нормальных давлений и воротниковые с выступом и впадиной для повышенных давлений. Дисковые фланцы надеваются на трубу и привариваются к ней с двух сторон, а воротниковые привариваются к трубе встык.

Во время капитального ремонта агрегата надлежит проверять надежность закрепления фланцев на трубопроводах, в особенности на паропроводах и питательных линиях путем тщательного осмотра мест их посадки после очистки от изоляции. Такая проверка совершенно обязательна для трубопроводов, имеющих посадку фланцев с приваркой и вальцовкой или только с приваркой. Расстройство соединений фланцев с трубами у этих конструкций может происходить из-за плохого качества сварки и вальцовки. Наружным осмотром следует убедиться в том, что приварка фланца к трубе не повреждена, т.е. нет отрыва сварки от воротника фланца.

Для уплотнений между фланцами устанавливаются металлические или паронитовые прокладки (§ 2.5). Течи или парения фланцевых соединений и пробои прокладок обычно вызываются: 1) неправильной первоначальной установкой прокладок (перекосы между торцами и слабая затяжка фланцев, некачественная очистка и неудовлетворительное состояние зеркал фланцев перед установкой прокладок); 2) применением прокладочного материала, некачественного или не соответствующего условиям работы; 3) нарушениями правильной компенсации и должного закрепления трубопровода, что является основным условием для свободных, без вреда для плотности и прочности фланцевых соединений, изменений длины трубопроводов при колебаниях температур работающей в них среды.

Повреждения и неплотности фланцевых соединений вызывают тепловые потери и нередко приводят к необходимости внеплановых остановок агрегатов, поэтому во всех случаях, где это возможно по условиям эксплуатации, излишние фланцевые соединения следует заменять сварными.

Контроль за фланцевыми соединениями должен быть постоянным и тщательным с выявлением в каждом отдельном случае причин,

ведущих к повреждениям и неплотностям. Устранять дефекты фланцевых соединений следует своевременно, не дожидаясь развития небольших пропусков и течей до аварийных размеров, так как помимо возможных аварийных выключений, просачивающиеся по стыку пар или вода вызывают разъедание стыковых поверхностей фланцев, что в дальнейшем ведет к частым пробоям прокладок.

Обычно если прокладка начала пропускать, то никакая подтяжка фланцевого соединения или другие временные меры не могут предотвратить смены прокладки. Следует особо предупредить о недопустимости и опасности подтяжки фланцев на трубопроводах, находящихся под давлением.

Смена прокладок значительно облегчается и ускоряется, если болты, соединяющие фланцы, не заржавели и не длиннее, чем это требуется для хорошей затяжки. Болты следует ставить такой длины, чтобы после закрепления гайки болт выходил из нее не больше чем на 1-1½ нитки. Выход болта из гайки на 5—6 и больше ниток создает только дополнительные затруднения при отвертывании гаек из-за ржавления нарезки, что вызывает иногда полную невозможность отвернуть гайку. При невозможности отвертывания гайки ключом следует попробовать обстукивание гаек и смачивание керосином резьбы шпилек в течение 2—3 ч; если смачивание не дает результатов, необходимо произвести прогрев гаек паяльной лампой или в крайнем случае резку их автогенной горелкой.

При смене болтов, шпилек и гаек необходимо, кроме качества изготовления, проверять также соответствие материала, из которого они изготовлены (марки стали), условиям работы. Для уменьшения возможности заедания при высоких температурах шпилек и гайки, изготавливаемые из легированных сталей, следует применять разной твердости: шпилек из стали более высокой твердости, чем гайки.

Применение шпилек и гаек для крепления фланцев трубопроводов высокого давления или работающих с температурой среды выше 450° С, которые не имеют паспорта и маркировки, недопустимо. Вместо болтов для фланцевых соединений с условным давлением свыше 25 кг/см<sup>2</sup> следует применять шпилек с двумя гайками. Для повышения упругих деформаций и разгрузки резьбы эти шпилек должны изготавливаться с шейками, с плавным выходом резьбы и не иметь надрезов и забоин. Контроль шпилек на отсутствие трещин может производиться на месте установки ультразвуковым дефектоскопом УДМ-1М с плоским щупом.

При установке болтов и шпилек необходимо проверять, чтобы торцы гаек соприкасались с фланцами по всей поверхности без перекосов; кроме того, следует проверять, как они входят в отверстия фланцев и достаточна ли длина их нарезки; последняя должна быть выполнена с некоторым запасом для натяга, но не столь длинной, чтобы она занимала все отверстие фланца; лучше,

если нарезка доходит только до половины его толщины.

Резьба болтов и шпилек, особенно для фланцевых соединений паропроводов высокого давления, перед навертыванием гаек для предохранения от заеданий обезжиривается и в соответствии с температурой натирается сухим серебряным графитом, графитом, разведенным на глицерине, чистым мелом, меловым порошком, разведенным на денатурированном спирте, или мастиками, указанными в § 2.5.

После смены прокладки фланцы трубы должны быть строго параллельны и болты или шпилек должны затягиваться равномерно с применением нормального гаечного ключа с хорошо подогнанным по гайке зевом; равномерность затяжки достигается вначале крестообразным, а затем круговым трех- или четырехкратным обходом всех гаек.

Натяг трубопроводов в стыке фланцев при ненормально большом расстоянии между ними недопустим, за исключением случаев специально предусмотренных предварительных натягов в холодном состоянии, необходимых для компенсации температурных расширений трубопровода в работе; также не следует стягивать болтами перекошенные фланцы, так как это вызывает одностороннее смятие прокладки, недопустимое вытягивание болтов шпилек, появление значительных напряжений в трубопроводах и может привести в процессе эксплуатации к трещинам в трубах, отрывам фланцев, разрывам шпилек и пр.

#### **24.4. АРМАТУРА.**

Безотказная работа арматуры является одним из важных условий надежной и экономичной работы турбинного цеха; длительная и надежная эксплуатация арматуры в значительной степени зависит от своевременного и качественного ремонта.

При всех условиях для повышения качества и ускорения ремонта арматуры необходимы следующие условия:

1) высокая квалификация ремонтного персонала, освоение им специфических способов ремонта арматуры, хорошее знание конструктивных особенностей арматуры, особенно новой арматуры высокого и сверхвысокого давления, в частности, арматуры, в которой отсутствуют фланцевые соединения корпусов с крышками.

2) применение при ремонте специальных механизмов и приспособлений для проточки, притирки и доводки уплотнительных поверхностей фланцевой и бесфланцевой арматуры (фланцевых соединений с трубопроводами, крышек с корпусами, клапанов с седлами и др.), а также для изготовления и установки прокладок, набивки сальников, для производства гидравлических испытаний и т.д.

3) максимальная механизация подъемно-транспортных работ как на месте установки арматуры, так и при ее снятии или вырезке для доставки и ремонта в механической мастерской.

4) применение набора точных контрольно-измерительных приборов (микрометры, штангенциркули, щупы, проверочные линейки, угольники, плитки и пр.).

5) применение паспортных материалов, обладающих необходимыми физико-химическими свойствами в зависимости от параметров среды, для изготовления и замены изношенных деталей, в частности, применение крепежа, только замаркированного и соответствующего требованиям данной установки.

Ремонт арматуры паровых, водяных, масляных и воздушных магистралей и трубопроводов цеха (вентилей, задвижек, редукторов, регулирующих, обратных и предохранительных клапанов, кранов и др.) обычно совмещается с капитальным ремонтом основного оборудования.

Если арматура снимается с трубопровода, наиболее целесообразной системой организации ремонта является комплектная ее замена новой или отремонтированной старой из обменного фонда. Снятая дефектная арматура ремонтируется в механической мастерской электростанции или проходит централизованный ремонт в заводских условиях; после испытания отремонтированная арматура идет на пополнение обменного фонда.

Ремонт бесфланцевой арматуры, если ее снятие не требуется для проведения каких-либо специальных работ или работ, связанных с дефектами самого корпуса, должен производиться на месте установки; снятие бесфланцевой арматуры с трубопровода требует выполнения большого объема дополнительных трудоемких и сложных работ, связанных с вырезкой арматуры из трубопровода и после ремонта обратной ее приваркой, в ряде случаев вызывающих необходимость вырезки и приварки дополнительных вставок-патрубков. При ремонте, когда корпуса остаются на месте, а крышки вместе с приводами и механизмами затворов вынимаются для ремонта в механической мастерской, удается произвести почти весь объем работ, обычно выполняемый по арматуре; главным недостатком такого ремонта является отсутствие возможности проверки качества ремонта путем гидравлической опрессовки арматуры. При ремонте арматуры, особенно крупной как фланцевой, так и бесфланцевой, в основном должны производиться следующие работы:

1) разборка арматуры (ставится штоком вверх) с разметкой кернером на неотчетливых местах положения каждой детали по отношению к другой.

2) очистка и промывка керосином всех деталей и корпусов от грязи, шлама, котельной накипи и ржавчины; особенно высокие требования предъявляются к чистоте штоков (шпинделей) и

уплотняющих поверхностей в местах контакта с сальниковой набивкой, с седлами и контактами различных фланцевых соединений.

3) проверка состояния деталей (штоков, гаек, клапанов, седел и др.) на отсутствие выработок, забоин, рисок, свищей и трещин, особенно в местах резких переходов сечений, восстановление или замена изношенных деталей в зависимости от их состояния и установление необходимых зазоров в сопрягающихся деталях и узлах с занесением в ремонтные формуляры.

4) притирка уплотнительных поверхностей седел, тарелок, клапанов, штоков, втулок, крышек и других запорных органов по посадочным и уплотняющим местам для вывода имеющихся на них незначительных задиров, рисок, вмятин и неплотности. Особенно большое значение имеет достижение плотности для арматуры, работающей при высоких параметрах среды. Малейшая неплотность такой арматуры при ее закрытии и создающейся большой разности давления по обе ее стороны приводит к невозможности производства работ на отключенной части трубопровода, к быстрому эрозионному разрушению металла и увеличению имеющейся неплотности в связи с большой скоростью протекания среды через эту неплотность.

5) проверка штоков на отсутствие прогиба, конусности и овальности и проверка при сборке отсутствия отклонений штоков от вертикали и перекосов рычагов предохранительных клапанов; наличие искривления, конусности или овальности штока больше 0,05 мм, а также отклонение штока от вертикали, которое может быть вызвано увеличенными зазорами между штоком и направляющей втулкой, приводят к односторонней посадке клапана на седло и к неудовлетворительной работе сальникового уплотнения вследствие одностороннего сжатия набивки.

6) перебивка сальниковых уплотнительных коробок новой набивкой, зачистка и устранение небольших повреждений в резьбе втулок, шпилек и гаек и покрытие приводов, подвижных деталей и крепежа арматуры необходимой смазкой.

7) гидравлическая опрессовка после сборки для проверки качества ремонта и плотности арматуры; проверка плавности хода штоков и легкости (от руки) открытия и закрытия арматуры; применение для достижения плотности закрытия ключей, рычагов увеличенной длины и ударов кувалды по рычагу недопустимы.

8) установка арматуры на место с проверкой правильности ее расположения по отношению к направлению потока среды.

## **25. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ И ОБОРУДОВАНИЯ.**

### **25.1. ЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ И МАТЕРИАЛЫ.**

Высокое качество и хорошее состояние тепловой изоляции оборудования обеспечивают: 1)

уменьшение тепловых потерь, вызываемых излучением тепла оборудованием в окружающую среду, особенно горячим оборудованием с большими тепловыделениями; 2) безопасность пуска и эксплуатации турбин (см. ниже) и создание необхо-

димых условий для работы при высоких и сверхвысоких параметрах пара трубопроводов, фланцев, арматуры и других ответственных узлов оборудования; 3) снижение температуры внешних поверхностей и исключение несчастных случаев с рабочими от ожогов; 4) понижение температуры окружающего воздуха, сокращение расходов на вентиляционные устройства и создание благоприятных санитарно-гигиенических условий для работы персонала в цехе и т.д.

О том, насколько отсутствие или плохое состояние тепловой изоляции влияет на увеличение потерь тепла и тем самым на перегрев воздуха в цехе, можно показать на следующем примере: 1 м<sup>2</sup> неизолированного трубопровода с температурой теплоносителя 250° С при температуре окружающего воздуха 50° С выделяет 4500 ккал/м<sup>2</sup>·ч, в то время как теплоотдача 1 м<sup>2</sup> того же трубопровода, но соответственно заизолированного, равняется только 150—200 ккал/м<sup>2</sup>·ч.

Согласно ПТЭ при температуре окружающего воздуха 25°С температура на поверхности изоляции трубопроводов с температурой теплоносителя до 500° С не должна превышать 45° С и 48° С для трубопроводов с температурой теплоносителя 500—650° С.

Большое падение температуры свежего пара на пути от котельной к турбине или на других горячих магистралях цеха, сказывающееся на повышении температуры на поверхности изоляции, свидетельствует о неудовлетворительном состоянии изоляции и о необходимости ее замены изоляцией, технически более совершенной. Замена изоляции при этих условиях, несмотря на значительные затраты, быстро окупается большой экономией тепла, ранее терявшегося при излучении в окружающую среду, и улучшением санитарно-гигиенических условий эксплуатации.

В зависимости от назначения применяемые на электростанциях изоляционные материалы могут быть разделены на материалы для изоляции горячих поверхностей и холодных поверхностей.

При высоких температурах, кроме таких общеизвестных изоляционных материалов, как асбест и асбестовые изделия (асбестит, ньювель, совелит, асбозурит), инфузурная земля (кизельгур), термаль и шлаковата, применяются обладающие хорошими изоляционными свойствами и стойкостью при температурах изолируемых объектов до 600° С: перлитовые, вермикулитовые, известково-кремнеземистые и другие теплоизоляционные материалы. Эти материалы применяются в виде минераловатных оштукатуренных прошивных скорлуп, минераловатных прошивных матов на металлических сетках и др.

## **25.2. ИЗОЛИРОВОЧНЫЕ РАБОТЫ.**

Все изоляционные материалы с асбестовой основой накладываются на горячие поверхности в виде разведенной сырой мастики. Перед наложением изоляции трубопровод должен быть тщательно очищен от пыли и остатков старой изоляции и подогрет до температуры 75—100° С.

Для получения хорошей связи с металлом на поверхность трубопровода вначале накладывается тонкий слой (5—6 мм) асбестового волокна, а затем кладется слоями толщиной до 10 мм изоляционный материал (асбозурит, ньювель и др.); такие слои накладываются последовательно один на другой после того, как подсохнет предыдущий слой, и так вплоть до получения общего слоя изоляции надлежащей толщины, зависящей от качества применяемой изоляции и температурных условий работы трубопровода.

Если в качестве изоляции применен кизельгур или асбестит, то наложенная изоляция сверху обшивается проволочной сеткой и парусиной, которая после полного высыхания окрашивается в необходимый цвет. Если применен ньювель, то поверх него кладется слой асбозурита, который притирается до получения ровной и гладкой поверхности, подлежащей окраске после высыхания.

Для повышения механической прочности и получения гладкой, без морщин и вмятин, поверхности на высохший штукатурный слой изоляции наклеивается картофельным крахмалом, казеином или белой глиной хлопчатобумажная ткань (миткаль, марля, мешковина и др.), которая выравнивается, пока ткань находится во влажном состоянии.

Когда ткань высохнет, ее окрашивают масляной краской, цвет которой должен соответствовать твердо установленным цветам, зависящим от теплоносителя; кроме облегчения различия трубопроводов, масляная окраска способствует удлинению срока службы тканевого покрытия, предохраняет тканевый покров от быстрого разрушения, придает изоляции хороший декоративный вид и улучшает условия для поддержания чистоты изоляции.

Недостатком описанной выше мастичной изоляции, имеющей большое распространение на электростанциях, является значительная трудоемкость ее выполнения и необходимость предварительного прогрева оборудования, что нередко ведет к задержке пуска оборудования из ремонта.

В настоящее время на электростанциях, наряду с мастичными, значительное применение имеют индустриальные конструкции тепловой изоляции, выпускаемые промышленностью в виде плоских плит, блоков, полуцилиндрических скорлуп, прошивных матов и др.

Продольные и поперечные швы при укладке сборных элементов и матов обычно смазываются теми вяжущими материалами, из которых изготовлена наружная оболочка. Изоляционные маты (совелитовые, вермикулитовые) до их наложения на трубопроводы должны быть высушены, так как установка сырых матов вызывает значительное увеличение веса изолированного трубопровода, что ведет к полной посадке пружинных опор.

При нанесении изоляции необходимо контролировать, чтобы в местах установки подвесок пружины не входили в массу изоляции, так как

это ведет к разрушению изоляции и неправильной работе пружин. Для нормальной работы паропроводов необходимо также, чтобы их проходы через перекрытия были выполнены с достаточными зазорами, обеспечивающими отсутствие защемлений и нарушений целостности наружного изоляционного покрытия.

При разработке вопросов организации ремонта турбин и вспомогательного оборудования необходимо одновременно разрабатывать и вопросы обеспечения сохранности и недопущения необоснованного разрушения изоляции в результате течи и механических повреждений.

При нагружении изоляции тяжелыми предметами, опирании на нее лестниц, падении инструмента и хождении по ней возникает смятие, раздавливание ее, а также могут отламываться отдельные куски. Необходимо при ремонте для предохранения от механических повреждений покрывать изоляцию брезентами или другими мягкими покрытиями, а в местах возможного попадания на изоляцию пара, воды или масла — листами кровельного железа.

Исправление повреждений изоляции должно производиться всегда тотчас же после проведения ремонта или обнаружения ее неисправности и устранения причин, вызвавших эти неисправности. Изоляция, пропитавшаяся маслом, обязательно должна быть вырезана и заменена новой.

Изоляция постоянно должна очищаться от пыли, а оклейка и соответствующая окраска по утвержденным расцветкам должны быть после ремонта подновлены.

### **25.3. ПОКРЫТИЕ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ АЛЮМИНИЕВЫМИ ЛИСТАМИ.**

Повреждения тепловой изоляции трубопроводов, арматуры и оборудования происходит, главным образом, при ремонтах, при пробивании прокладок во фланцевых соединениях и в иных случаях попадания на изоляцию пара, воды и масла. Для предохранения от повреждений изолированные трубопроводы поверх штукатурного слоя тепловой изоляции покрываются листовым металлом; арматура (вентили, задвижки и др.) и фланцевые соединения также покрываются кожухами из листового металла с набивкой внутри изоляционными материалами; кожухи должны допускать их разборку без повреждений при ремонте оборудования.

Для обшивки изолированных поверхностей применяются листовая алюминий, оцинкованная сталь и другие коррозионностойкие материалы. Наибольшее применение имеет листовая алюминий толщиной 0,4—1 мм марок А1М (отожженный), А1Н (нагортованный) и АД (деформируемый). Эти марки алюминия (ГОСТ 4784-49 и 3549-55) хорошо поддаются механической обработке (вальцовке, штамповке, просечке, многократным изгибам), что очень важно при обшивке прямолинейных, изогнутых и фасонных участков

изолированных поверхностей трубопроводов, фланцевых соединений и арматуры.

Покрытие тепловой изоляции листовым металлом должно производиться с соблюдением технических условий и правильной разделкой покрытия в местах выхода большого количества металлических частей (подвесок, опор и т.д.), нагретых до высокой температуры, особенно на трубопроводах с высокими параметрами пара; плохая разделка может привести к заметному увеличению потерь тепла и к недопустимому с точки зрения техники безопасности нагреву участков металлического покрытия в районе их контакта с указанными металлическими частями трубопровода.

Затраты на выполнение обшивки изолированных поверхностей листовым алюминием быстро себя окупают, так как значительное увеличение срока службы, уменьшение механических повреждений при ремонте и отсутствие необходимости в окраске резко снижают годовые затраты на изоляционные работы. Кроме того, обшивка алюминием, благодаря отражательной способности и наличию, хоть и незначительной прослойки воздуха, несколько снижает потери тепла заизолированными объектами, придает им хороший декоративный вид и улучшает условия по уборке от загрязнений, легко обнаруживаемых на блестящей поверхности покрытия.

В зависимости от назначения и параметров транспортируемого вещества на металлической обшивке трубопроводов наносятся черной краской и печатным шрифтом установленные буквенные обозначения.

### **25.4. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН.**

Высокие требования к качеству и состоянию тепловой изоляции паровых турбин, особенно высоких и сверхвысоких параметров пара, определяются не только значением, которое она имеет для поддержания нормальных температурных условий в машинном зале и для сокращения тепловых потерь тепловыделяющими поверхностями турбины, но и для надежной работы турбины во время пуска и останова. Это значение определяется необходимостью максимального уменьшения неравномерности прогрева металла стенок верха и низа цилиндров высокого и среднего давления (в турбинах имеющих промперегрев) и предохранения их горячих частей от температурных перекосов вследствие местных охлаждения. Значительная разница температур между верхней и нижней частями цилиндра, что имеет место при плохой изоляции цилиндров и ее некачественном состоянии, вызывает изменение радиальных и осевых зазоров в недопустимых пределах, при которых из-за вибраций и опасности задеваний вращающихся и неподвижных частей (в лопатках, уплотнениях и т.д.) пуск и эксплуатация турбины практически невозможны.

При пуске турбины хорошее состояние изоляции обеспечивает также уменьшение разницы в температурах между ротором и цилиндром и

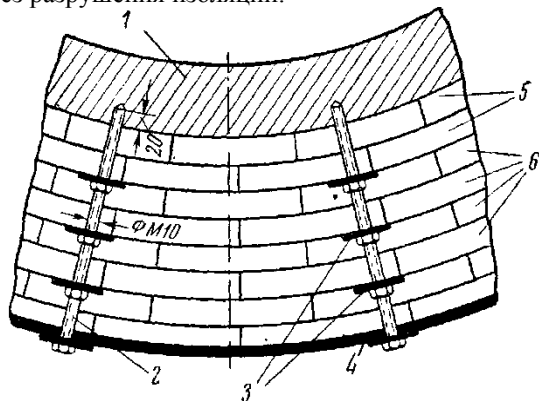


соответственно уменьшение разницы в тепловых удлинениях ротора и цилиндра, при которой осевые зазоры в проточной части обеспечивают достаточно быстрый и безопасный разворот турбины; при большой разнице в удлинении ротора и цилиндра этот пуск, во избежание задеваний, значительно задерживается из-за необходимости длительного вращения ротора на малых оборотах.

Хорошее качество изоляции должно обеспечивать разницу температуры между верхними и нижними симметричными точками всех поясков внешней поверхности цилиндра не более  $35^{\circ}\text{C}$  и температуру на поверхности изоляции при температуре стенки цилиндра турбины порядка  $565^{\circ}\text{C}$  не более  $45^{\circ}\text{C}$ .

Основными видами теплоизоляционных материалов, применяемых в настоящее время для теплоизоляции таких паровых турбин, как К-150-130, К-200-130, К-300-240, являются изделия из вспученного перлитного песка; теплоизоляционные маты, наполненные зонолитом (обожженным вспученным вермикулитом), перлитом или совелитом; асбовермикулитовые и перлитовые плиты; минераловатные изделия и др. Для изготовления из вспученного перлитового песка перлитных плит, скорлуп и сегментов на  $1\text{ м}^3$  песка берется 100 кг цемента марки 400, 30 кг распушенного асбеста IV сорта и 830 л воды.

Выполняемая изоляция должна обладать достаточной механической прочностью и стабильностью при длительной эксплуатации, не должна быть агрессивной по отношению к металлу и вредной для персонала при ремонте турбины. Кроме этих свойств, изоляция современной мощной турбины должна обеспечить возможность ее повторного использования, легкость разборки до ремонта и сборки после ремонта без больших затрат времени и труда. Это должно достигаться возможностью вскрытия цилиндров без разрушения изоляции.

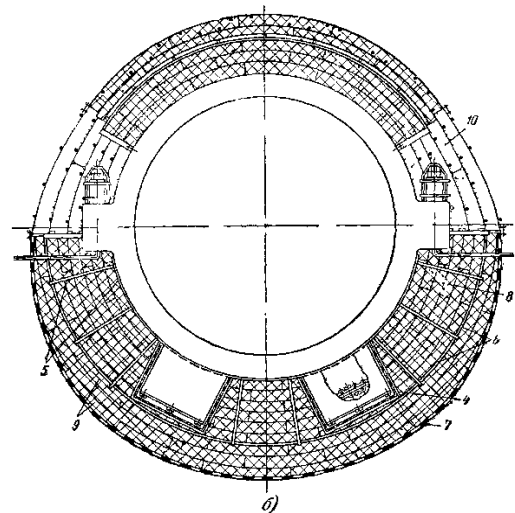
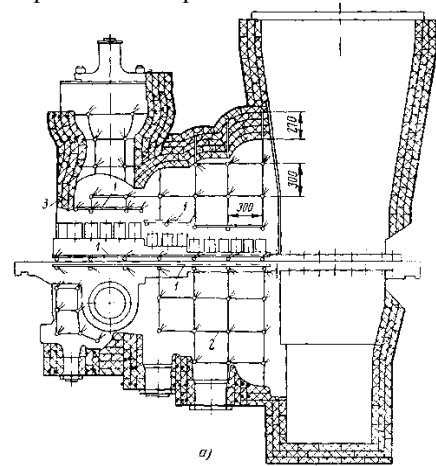


**Рисунок 25.1.** Крепление изоляции в нижней части цилиндра. 1—стенка цилиндра; 2—шпилька М10 длиной 400 мм; 3—металлические накладки; 4—полоса 40Х2 с прорезями для шпилек; 5 — перлитовые плиты; 6 — совелитовые плиты.

Доброкачественная изоляция должна покрывать не только стенки цилиндров, клапанных коробок и ресиверных труб, но и таких горячих частей цилиндров, как фланцевые соединения и

выступающие части болтов, шпилек и гаек, скрепляющих эти фланцы. Неудовлетворительное качество изоляции этих частей приводит к большой разности температур между стенками цилиндров и фланцами и между фланцами и их крепежом, что ведет к пропариванию фланцевых соединений и повреждению крепежа из-за возникающих в нем больших температурных напряжений.

В связи с этими требованиями в настоящее время для мощных турбин с высокими параметрами пара применяются многослойные сборные конструкции изоляции из заранее заготовленных по размерам, конструкции и конфигурации различных блоков, плит, сегментов и скорлуп, стыки швов отдельных элементов этих сборных конструкций, выступающие части и фланцы вые соединения перекрываются бескаркасными матами и мягкими матрацами, заполненными минеральной ватой. При аккуратном выполнении работ такая конструкция значительно упрощает весь процесс разборки изоляции на турбине до ремонта и сборки ее после ремонта.



**Рисунок 25.2.** Конструкция тепловой изоляции ЦСД турбины К-200-130 ЛМЗ, а — продольный разрез, б — поперечный разрез. 1—опорные разгрузочные полки, 2—нижний каркас, 3—полки торцевые, 4—асбестовый картон, 5—бандаж со стойками, 6—проволочные полукольца, 7—сетка металлическая, 8—перлитотрепелная плита, 9—совелитовая плита, 10—матрац из перлитового песка в оболочке из асбестовой ткани.

Для обеспечения одинаково доброкачественной изоляции цилиндров турбины сверху и внизу особое внимание должно быть обращено на плотность прилегания изоляции к нижней части цилиндра, отвисание изоляции снижает температуру нижней части цилиндра, так как протоки воздуха между изоляцией и низом цилиндра ведут к интенсивному охлаждению металла.

На рис. 25.1 показано крепление изоляции к нижней части цилиндра с помощью завернутых на резьбе в тело цилиндра на глубину 20 мм штырей диаметром 10 мм; к этим штырям, расположенным в шахматном порядке с шагом 250 мм, крепятся изоляционные плиты с помощью гаек и пластин 150x150x3 мм, такое крепление обеспечивает надежность и надлежащую плотность прилегания изоляции к низу цилиндра. Для крепления изоляции применяются также специальные каркасы с приваренными крючками для прикрепления проволоки, поддерживающей изоляцию, для крепления каркасов на цилиндре сверлятся специальные отверстия с нарезкой. Примером такой изоляции является изоляция ЦСД турбины К-200-130, продольный и поперечный разрезы которой (на участке с температурой 565° С) приведены на рис. 25.2.

После установки каркаса для крепления изоляции цилиндра, который состоит из четырех узлов (верхний полуцилиндр, нижний полуцилиндр, разъем и торцы), изоляция укладывается в три слоя: высокотемпературный слой толщиной 100 мм из перлитных плит или сегментов, средний слой толщиной 90 мм из совелитовых плит и выравнивающий слой толщиной 300 мм из асбозурита. На участках с температурой ниже 565° С уменьшается толщина среднего совелитового слоя изоляции.

Укладка первого слоя изоляции производится по хорошо очищенной от окалины и ржавчины, просушенной, холодной и прогрунтованной мастикой поверхности. При наличии масляных пятен последние удаляются перед грунтовкой 10%-ной кальцинированной содой. Грунтовая мастика, накладываемая слоем 10—15 мм, изготавливается (по весу) из перлитного песка—20%, диатомита (молотого просеянного)—20%, жидкого стекла—57% и технического кремнефтористого натрия—3%.

При укладке каждого ряда плит или сегментов они должны быть плотно подогнаны одна к другой, прочно и надежно притянуты проволокой к корпусу, особенно в нижней части цилиндра и тщательно промазаны по стыкам указанной мастикой; при этом должна производиться естественная послойная просушка изоляции и каждый последующий слой должен перекрывать швы нижнего ряда.

Последний слой изоляции покрывается плетеной сеткой из оцинкованной проволоки; сетка дополнительно подтягивается к корпусу проволокой диаметром 8 мм. Неразъемные места изоляции следует обклеивать специальной хлопчатобумажной тканью. Места горизонтального разреза цилиндра изолируются матрацами из ас-

бестовой ткани АТ-6 с наполнением вспученным перлитовым песком или из стеклоткани с наполнением совелитом.

При разборке для ремонта и при сборке после ремонта турбины необходимо бережное отношение к изоляционному покрытию цилиндров, к металлическим каркасам и к обшивке из вороненой листовой стали, служащей для придания турбине красивого внешнего вида и предохранения изоляции турбины от механических повреждений.

## **25.5. ЗАЩИТНАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ПРЕДОХРАНЕНИЯ ОТ КОРРОЗИИ.**

Наружные поверхности трубопроводов паровой и технической воды, проложенные внутри зданий, и таких элементов оборудования, как водяные камеры конденсаторов, корпуса насосов и баки холодной воды, в которых теплоносители имеют температуру ниже температуры окружающего воздуха, подвергаются отпотеванию и коррозии. Это явление, связанное с конденсацией влажного воздуха на холодных поверхностях трубопроводов и оборудования приводит, особенно в зимнее время, к сильной капели и образованию луж, загрязняющих помещения и оборудование цеха. Согласно ПТЭ эти трубопроводы с арматурой и фланцевыми соединениями должны иметь антикоррозийное покрытие и тепловую изоляцию.

Антикоррозийное покрытие обычно производится наложением растворенного горячего или холодного битума сплошным слоем по сухой вытертой поверхности труб. По слою битума накладываются скорлупы из торфоплит толщиной не менее 30 мм, которые плотно пригоняются к трубе и одна к другой, наклеиваются на нее с помощью битума и обертываются одним слоем рулонного материала (рубероид, толь) с обвязкой его проволокой. Для придания поверхности гладкого вида и укрепления поверхностного слоя производится цементная штукатурка (цемент и песок в отношении 1:3) или покрытие гипсом. Такие же покрытия и изоляция могут производиться специальной изоляционной массой в виде пробковых плит, шевелина и стекловолокна с последующим их покрытием гипсом или цементом. Эти изоляционные материалы обычно укладываются на специальной мастике (шеллаковая — смолистое вещество, казеиновая — клейкое вещество из молока и др.); такая приклейка к металлическим поверхностям создает большую плотность прилегания изоляции и позволяет избежать зазоров, где может скопиться влага, вызывающая ржавление металлических поверхностей и отставание изоляционного покрытия.

Кроме влагонепроницаемости, для повышения качества изоляции имеет большое значение и воздухонепроницаемость. Проникновение воздуха к поверхности трубопровода может происходить через неправильно выбранную изоляцию или через места ее повреждений; это приводит к насыщению изоляционного материала вла-

гой, ржавлению покрываемых изоляцией поверхностей и нередко к их полной непригодности для дальнейшей эксплуатации.

При эксплуатации изоляции необходимо следить за ее исправным состоянием, за плотностью ее прилегания к металлу и за отсутствием сырости в изоляции.

Ремонт изоляции поверхностей трубопроводов и оборудования, имеющих температуру ниже температуры окружающего воздуха, следует производить тотчас после ее повреждения, так как иначе через разрушенную изоляцию будет проникать влага, конденсирующаяся из воздуха, что будет приводить к указанным выше последствиям.

# ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.

## А

|                                  |                              |
|----------------------------------|------------------------------|
| абразивные материалы .....       | 37                           |
| автомат безопасности .....       | 183                          |
| адсорбер .....                   | 265                          |
| азотирование .....               | 27                           |
| аксиальные зазоры .....          | 128, 208                     |
| амортизатор .....                | 228                          |
| амплитуда колебаний .....        | 106, 119, 120, 121, 158, 160 |
| анализ конденсата .....          | 59                           |
| антиокислительные присадки ..... | 265                          |
| асбестовая набивка .....         | 18                           |
| атмосферный клапан .....         | 277, 285                     |

## Б

|                         |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------|
| Баббит .....            | 28                                |
| берлинская лазурь ..... | 36                                |
| боковые зазоры .....    | 149, 196, 213, 224, 232, 254, 296 |
| бронза .....            | 28, 54, 228, 235, 250             |
| Бронза .....            | 27                                |

## В

|                                   |                  |
|-----------------------------------|------------------|
| валовые втулки .....              | 288, 290         |
| валоповоротное устройство .....   | 53, 88, 137, 226 |
| вареное масло .....               | 16               |
| ведомость объема работ .....      | 46, 47, 57, 61   |
| вибрационные характеристики ..... | 124, 147         |
| виброизмерительные приборы .....  | 107              |
| вибропоглотители .....            | 124, 125         |
| вынужденные колебания .....       | 106, 125, 158    |

## Г

|                                |               |
|--------------------------------|---------------|
| гаечные ключи .....            | 12, 55, 57    |
| Галтель .....                  | 23            |
| гидростатический уровень ..... | 13, 83, 134   |
| голландская сажа .....         | 36            |
| градирни .....                 | 278, 300, 301 |
| графики ремонта .....          | 5, 49         |

## Д

|                                    |          |
|------------------------------------|----------|
| двухседельные клапаны .....        | 242      |
| декремент затухания .....          | 148      |
| Деформация                         |          |
| пластическая .....                 | 20       |
| упругая .....                      | 20       |
| Диаграмма растяжения .....         | 20       |
| диафрагменные уплотнения .....     | 194      |
| дисульфидмолибденовая смазка ..... | 17       |
| дихлорэтан .....                   | 266, 270 |
| документация по ремонтам .....     | 46       |

## Е

|                              |     |
|------------------------------|-----|
| ерши для чистки трубок ..... | 274 |
|------------------------------|-----|

## Ж

|                      |    |
|----------------------|----|
| Жаростойкость .....  | 25 |
| Жидкотекучесть ..... | 23 |

## З

|                                  |                        |
|----------------------------------|------------------------|
| зазоры в лабиринтах .....        | 200                    |
| заклепки лопаток .....           | 13                     |
| закрепление дисков на валу ..... | 182                    |
| замки .....                      | 34, 141, 147, 170, 171 |
| запас от резонанса .....         | 159                    |
| Запас прочности .....            | 21                     |
| запасные части .....             | 10, 14, 47             |
| затухающие колебания .....       | 105                    |
| затяжка болтов .....             | 81, 303, 304           |
| защитные клапаны .....           | 54, 72                 |
| золотники регулирования .....    | 269                    |

## И

|  |                                 |
|--|---------------------------------|
| измерительные инструменты .....                | 13, 217                         |
| индикаторы .....                               | 13, 82, 113, 132, 137, 140, 234 |
| индукционный нагреватель .....                 | 101                             |
| инфузорная земля .....                         | 310                             |
| испытание предохранительных выключателей ..... | 58                              |

## К

|                                  |   |
|----------------------------------|---|
| календарный график ремонта ..... | 49  |
| капитальный ремонт .....         | 4, 6, 46, 74, 78, 107, 160, 288, 303                                |
| клиновые шупы .....              | 13, 148   |
| Ковкость металла .....           | 25  |
| колебания .....                  | 13, 105, 106, 108, 113, 116, 118, 119, 121, 125, 156, 158, 159, 160 |
| контрольные шпильки .....        | 35, 63, 74, 132, 136, 197, 226                                      |
| концевые уплотнения .....        | 198, 207  |
| Концентраторы напряжения .....   | 23  |
| Коррозия .....                   | 25  |
| Коэффициент                      |   |
| линейного расширения .....       | 23  |
| объемного расширения .....       | 23  |
| кривая выбега .....              | 58  |
| Крип .....                       | См. ползучесть металла  |
| критическая скорость .....       | 106   |
| кулачковая муфта .....           | 142   |

## Л

|                                    |   |
|------------------------------------|---|
| лабиринтовые уплотнения .....      | 58, 82, 91, 129, 191, 198, 199, 200, 206, 264 |
| Латунь .....                       | 28  |
| Литейные свойства металлов .....   | 25  |
| люминесцентная дефектоскопия ..... | 29  |

## М

|                               |                              |
|-------------------------------|------------------------------|
| масляные насосы .....         | 238, 250, 256, 258, 260, 296 |
| Металл                        |                              |
| цветной .....                 | 27                           |
| черный .....                  | 25                           |
| металлические прокладки ..... | 14, 15, 224                  |

|                                       |         |
|---------------------------------------|---------|
| металлографические исследования ..... | 28      |
| Методы определения твердости .....    | 22      |
| микрометры .....                      | 13, 309 |

## Н

|  |  |
|--|--|
| Напряжение                               |  |
| допускаемое .....                        | 20                                     |
| нарезка резьбы .....                     | 86                                     |
| насосы конденсационного устройства ..... | 288                                    |
| настройка лопаток .....                  | 147                                    |
| незатухающие колебания .....             | 105, 106                               |
| нейзильбер .....                         | 199                                    |
| неплотность конденсатора .....           | 279                                    |
| неравномерность регулирования .....      | 237                                    |
| неуравновешенность .....                 | 108, 110, 112, 118, 119, 120, 121, 292 |
| нормализация .....                       | 27                                     |
| ньувель .....                            | 22, 310                                |

## О

|                                |  |
|--------------------------------|--|
| облопачивание .....            | 158, 182                                 |
| обратные клапаны .....         | 262, 304                                 |
| Окалиностойкость .....         | См. жаростойкость                        |
| осадка фундамента .....        | 83                                       |
| осевой разбег ротора .....     | 87, 118, 149, 229, 230, 232, 234         |
| осевые зазоры .....            | 85, 91, 94, 192, 193, 196, 207, 232, 312 |
| отжиг вала .....               | 97, 98                                   |
| отжимные болты .....           | 117, 141                                 |
| относительное удлинение .....  | 21                                       |
| отчетность по ремонту .....    | 293                                      |
| очистка масляной системы ..... | 266                                      |

## П

|   |   |
|---|---|
| паразитные токи .....                     | 86  |
| паронит .....                             | 15  |
| паропроводы .....                         | 240, 306  |
| паста ГОИ .....                           | 213   |
| перебивка сальников .....                 | 309   |
| перезаливка подшипников .....             | 8   |
| переоблопачивание .....                   | 109, 152, 164, 166, 181   |
| период колебаний .....                    | 105, 108  |
| Пластичность .....                        | 20  |
| плотность клапанов .....                  | 240   |
| подвижные муфты .....                     | 128   |
| подшипниковые токи .....                  | 255   |
| подъем крышки цилиндра .....              | 45  |
| подъем ротора .....                       | 85  |
| Ползучесть металла .....                  | 24  |
| полный осевой разбег ротора .....         | 232   |
| поперечная вибрация .....                 | 106   |
| правка вала .....                         | 20, 61, 96, 98  |
| правка лопаток .....                      | 172   |
| Предел прочности .....                    | 21  |
| Предел текучести .....                    | 21  |
| Предел упругости .....                    | 21  |
| предохранительные выключатели .....       | 58, 247, 248  |
| предохранительные клапаны-диафрагмы ..... | 286   |
| прессшпан .....                           | 89, 93, 255   |
| призонные болты .....                     | 35, 63, 74, 141   |
| притиры .....                             | 37  |
| прогиб вала .....                         | 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 103, 109, 199, 200, 250, 289, 296 |
| прогиб диафрагм .....                     | 194   |
| прокладочные материалы .....              | 54  |
| промывка лопаток .....                    | 151   |

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| промывка масляной системы .....    | 267  |
| Прочность                          |  |
| металла .....                      | 20   |
| пружинная опора конденсатора ..... | 279  |
| пружинные муфты .....              | 144  |
| пружины .....                      | 27, 35, 36, 81, 105, 107, 113, 144, 145, 199, 202, 203, 205, 208, 234, 239, 242, 244, 245, 246, 249, 256, 262, 279, 280, 282, 307, 310 |

## Р

|  |  |
|--|--|
| радиальные зазоры .....                  | 85, 125, 127, 128, 142, 144, 149, 192, 196, 197, 198, 204, 206, 207, 209, 211, 229, 251, 252, 256, 257, 259, 292 |
| разбег ротора в упорном подшипнике ..... | 208  |
| разброс частот .....                     | 159  |
| регулирующие клапаны .....               | 54, 58, 61, 240  |
| резиновые прокладки .....                | 16, 115, 116, 117, 280   |
| резонансные колебания .....              | 116, 124   |
| Релаксация .....                         | 24   |
| ремонтный персонал .....                 | 8, 9, 48, 49   |
| Рост чугуна .....                        | 26   |
| ртутная мазь .....                       | 17, 164  |
| рымы .....                               | 13, 43, 45, 55, 294  |

## С

|                             |                            |
|-----------------------------|----------------------------|
| сальниковая набивка .....   | 287                        |
| сдвиг фаз .....             | 105                        |
| сервомоторы .....           | 54, 58, 238, 244, 246, 247 |
| серебряный припой .....     | 163, 178, 179              |
| синхронизатор .....         | 250                        |
| склонность к ликвации ..... | 25                         |
| Сталь .....                 | 25                         |
| никелевая .....             | 27                         |
| расшифровка марки .....     | 26                         |
| улучшение качеств .....     | 26                         |
| хромистая .....             | 27                         |
| хромованадиевая .....       | 27                         |
| хромомолибденовая .....     | 27                         |
| хромоникелевая .....        | 27                         |

## Т

|                           |    |
|---------------------------|----|
| Твердость .....           | 22 |
| Температура               |    |
| плавления .....           | 23 |
| Тепловое расширение ..... | 22 |
| Теплопроводность .....    | 22 |

## У

|                               |                       |
|-------------------------------|-----------------------|
| ударная нагрузка .....        | 65                    |
| Удельный вес .....            | 22                    |
| уплотняющие материалы .....   | 14                    |
| упорные подшипники .....      | 33, 88, 227, 228, 289 |
| упрочнение лопаток .....      | 152                   |
| Упругость .....               | 20                    |
| уравновешивание роторов ..... | 124                   |
| Усталость металла .....       | 23                    |
| установка ротора .....        | 89                    |

## Ф

|                               |          |
|-------------------------------|----------|
| фазы колебаний .....          | 105, 108 |
| фланцевые муфты .....         | 146      |
| фланцы разъема цилиндра ..... | 198      |

|                                      |     |
|--------------------------------------|-----|
| формуляры ремонта.....               | 260 |
| формы организации ремонта.....       | 11  |
| формы расточки вкладышей.....        | 216 |
| фосфатирование охлаждающей воды..... | 277 |

## X

|                                       |             |
|---------------------------------------|-------------|
| характеристика регулирования.....     | 60, 237     |
| химический анализ.....                | 28, 61, 277 |
| хлорвиниловые прокладки.....          | 16          |
| хлорирование циркуляционной воды..... | 276         |
| хромоникелевая сталь.....             | 27          |

## Ц

|                              |          |
|------------------------------|----------|
| цементация.....              | 27       |
| централизация ремонта.....   | 9        |
| центробежные насосы.....     | 293      |
| центробежные регуляторы..... | 238, 247 |
| центровка диафрагм.....      | 191      |
| центровка по муфтам.....     | 134      |
| центровка по расточкам.....  | 131, 134 |

## Ч

|                            |               |
|----------------------------|---------------|
| частота колебаний.....     | 105, 115, 160 |
| чеканка шипов лопаток..... | 181           |
| чистка лопаток.....        | 151           |
| Чугун.....                 | 25            |
| марки.....                 | 26            |

## Ш

|                     |               |
|---------------------|---------------|
| шипы лопаток.....   | 150, 179, 180 |
| шплинты.....        | 34, 54, 141   |
| штангенциркули..... | 13, 309       |
| штоки клапанов..... | 242           |

## Э

|                                 |            |
|---------------------------------|------------|
| электроды.....                  | 30, 70, 71 |
| электроискровое упрочнение..... | 152        |
| электросварка.....              | 94         |
| Электросталь.....               | 26         |
| электротельферы.....            | 44         |

# ОГЛАВЛЕНИЕ.

|  |           |
|--|-----------|
| <b>ПРЕДИСЛОВИЕ .....</b>   | <b>3</b>  |
| <b><u>ЧАСТЬ ПЕРВАЯ: ОБЩАЯ ЧАСТЬ.....</u></b>                                       | <b>4</b>  |
| <b><u>1. ПЛАНИРОВАНИЕ, НОРМЫ И ДОКУМЕНТАЦИЯ. ....</u></b>                          | <b>4</b>  |
| 1.1. СИСТЕМА ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНЫХ РЕМОНТОВ.....                               | 4         |
| 1.2. РЕКОНСТРУКЦИЯ И МОДЕРНИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ.....                                | 5         |
| 1.3. ПЛАНИРОВАНИЕ РЕМОНТОВ ПАРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....                        | 6         |
| <b><u>2. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА, РЕМОНТНЫЕ СРЕДСТВА И МАТЕРИАЛЫ .....</u></b>         | <b>8</b>  |
| 2.1. ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ФОРМЫ РЕМОНТА.....  | 8         |
| 2.2. РЕМОНТНЫЙ ПЕРСОНАЛ.....   | 10        |
| 2.3. РЕМОНТНАЯ МАСТЕРСКАЯ ЦЕХА.....  | 11        |
| 2.4. ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ.....   | 12        |
| 2.5. ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ И УПЛОТНЯЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ.....                                   | 14        |
| <b><u>3. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СВОЙСТВАХ МЕТАЛЛОВ.....</u></b>                       | <b>19</b> |
| 3.1. ЗНАЧЕНИЕ ПРАВИЛЬНОГО ВЫБОРА МЕТАЛЛОВ.....                                     | 19        |
| 3.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.....   | 20        |
| 3.3. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.....   | 22        |
| 3.4. ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.....   | 24        |
| 3.5. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛОВ.....  | 25        |
| 3.6. ЧЕРНЫЕ МЕТАЛЛЫ.....   | 25        |
| 3.7. ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ.....  | 27        |
| 3.8. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТАЛЛОВ.....  | 28        |
| <b><u>4. ОБЩИЕ ВИДЫ РЕМОНТНЫХ РАБОТ.....</u></b>                                   | <b>29</b> |
| 4.1. МАРКИРОВКА ДЕТАЛЕЙ.....   | 29        |
| 4.2. ОТВЕРТЫВАНИЕ БОЛТОВ.....  | 29        |
| 4.3. КРЕПЛЕНИЕ БОЛТАМИ.....  | 32        |
| 4.4. ШПЛИНТЫ, ЗАМКИ, КОНТРОЛЬНЫЕ ШПИЛЬКИ И ПРУЖИНЫ.....                            | 33        |
| 4.5. ШАБРОВКА, ПРИТИРКА, ДОВОДКА И ПОЛИРОВКА.....                                  | 36        |
| 4.6. ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ НЕРАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....           | 38        |
| 4.7. СВАРКА МЕТАЛЛОВ.....  | 39        |
| <b><u>5. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ, ПРИСПОСОБЛЕНИЯ И ТАКЕЛАЖНЫЕ РАБОТЫ.....</u></b> | <b>40</b> |
| 5.1. ТАКЕЛАЖНЫЕ РАБОТЫ.....  | 40        |
| 5.2. ПЕНЬКОВЫЕ КАНАТЫ, ЦЕПИ И ТРОСЫ.....   | 41        |
| 5.3. МОСТОВОЙ КРАН И ТАЛИ.....   | 43        |
| 5.4. ПРОВЕДЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ РАБОТ.....  | 45        |
| <b><u>6. ОРГАНИЗАЦИЯ, ПОДГОТОВКА И ПРОВЕДЕНИЕ КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА.....</u></b>    | <b>46</b> |
| 6.1. ГРАФИК ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ И ВЕДОМОСТЬ ОБЪЕМА РАБОТ.....                   | 46        |
| 6.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ГРАФИКИ РЕМОНТА.....  | 47        |
| 6.3. ПРОВЕДЕНИЕ ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ.....  | 54        |
| 6.4. РУКОВОДСТВО РЕМОНТОМ И ИНСТРУКТАЖ ПЕРСОНАЛА.....                              | 56        |

|   |    |
|---|----|
| 6.5. ПРОВЕРКА И КОНТРОЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДО ОСТАНОВКИ ТУРБИНЫ НА РЕМОНТ. | 57 |
| 6.6. ПОДГОТОВКА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНЫ К РЕМОНТУ.                      | 59 |
| 6.7. РАЗБОРКА, РЕМОНТ И СБОРКА ТУРБОУСТАНОВКИ.                        | 59 |
| 6.8. ПУСК ТУРБОУСТАНОВКИ ПОСЛЕ РЕМОНТА.                               | 60 |
| 6.9. ДОКУМЕНТАЦИЯ ПО РЕМОНТУ.   | 61 |

## **ЧАСТЬ ВТОРАЯ: РЕМОНТ ОТДЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ ГЛАВНОЙ ТУРБИНЫ..... 62**

### **7. ЦИЛИНДРЫ ТУРБИН..... 62**

|   |    |
|---|----|
| 7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЦИЛИНДРОВ.                | 62 |
| 7.2. ВСКРЫТИЕ ЦИЛИНДРОВ.                                  | 62 |
| 7.3. КАНТОВКА КРЫШКИ ЦИЛИНДРА.                            | 65 |
| 7.4. РЕМОНТ ФЛАНЦЕВ РАЗЪЕМА ЦИЛИНДРА ТУРБИНЫ.             | 66 |
| 7.5. РЕМОНТ ЦИЛИНДРА.                                     | 70 |
| 7.6. РЕМОНТ ДВУХСТЕННОГО ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ.      | 71 |
| 7.7. ЗАКРЫТИЕ ЦИЛИНДРА ТУРБИНЫ.                           | 73 |
| 7.8. КРЕПЛЕНИЕ ФЛАНЦЕВ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО РАЗЪЕМА ЦИЛИНДРОВ. | 74 |
| 7.9. ТЕПЛОВЫЕ РАСШИРЕНИЯ.                                 | 78 |
| 7.10. ФУНДАМЕНТЫ ТУРБОАГРЕГАТОВ.                          | 83 |

### **8. РОТОРЫ ТУРБИН..... 84**

|  |    |
|--|----|
| 8.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РОТОРОВ. | 84 |
| 8.2. ВЫЕМКА РОТОРОВ.                     | 85 |
| 8.3. РЕМОНТ РОТОРОВ.                     | 86 |
| 8.4. УКЛАДКА РОТОРА В ЦИЛИНДР.           | 90 |

### **9. ПРОГИБ И ПРАВКА ВАЛОВ..... 90**

|  |    |
|--|----|
| 9.1. ПРИЧИНЫ ПРОГИБА ВАЛОВ.            | 90 |
| 9.2. СПОСОБЫ ПРАВКИ ВАЛОВ.             | 94 |
| 9.3. ПРАВКА МЕСТНЫМ НАГРЕВОМ.          | 95 |
| 9.4. МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРАВКА ВАЛОВ.        | 97 |
| 9.5. ПРАВКА ВАЛОВ СПОСОБОМ РЕЛАКСАЦИИ. | 98 |
| 9.6. ОТЖИГ ВАЛОВ.                      | 99 |

### **10. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ..... 104**

|   |     |
|---|-----|
| 10.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ВИДЫ И НОРМЫ ВИБРАЦИИ.      | 104 |
| 10.2. ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ.                       | 107 |
| 10.3. ПРИЧИНЫ ВИБРАЦИИ ТУРБИН.                          | 108 |
| 10.4. СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ.    | 110 |
| 10.5. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.                         | 111 |
| 10.6. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА.                        | 112 |
| 10.7. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ НА СТАНКАХ.                  | 113 |
| 10.8. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ, СОБРАННЫХ В ТУРБОАГРЕГАТАХ. | 121 |
| 10.9. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОГЛОТИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ.               | 124 |

### **11. ЦЕНТРОВКА ТУРБИН..... 125**

|  |     |
|--|-----|
| 11.1. ЗАДАЧИ ЦЕНТРОВКИ.  | 125 |
| 11.2. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ ПО МУФТАМ.                                     | 126 |
| 11.3. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ ПО РАСТОЧКАМ УПЛОТНЕНИЙ.                       | 133 |
| 11.4. ЦЕНТРОВКА ПО УРОВНЮ И СТРУНЕ.                                    | 134 |
| 11.5. ЦЕНТРОВКА ТРЕХОПОРНЫХ РОТОРОВ.                                   | 136 |
| 11.6. ЦЕНТРОВКА ПЕРЕДНЕГО КОНЦА ВАЛА ТУРБИНЫ («МАЯТНИКОВАЯ» ПРОВЕРКА). | 137 |



|   |                   |
|---|-------------------|
| <b><u>12. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ.....</u></b>                       | <b><u>138</u></b> |
| 12.1. ТИПЫ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ .....                              | 138               |
| 12.2. ЖЕСТКИЕ МУФТЫ.....  | 140               |
| 12.3. ПОЛУЖЕСТКИЕ МУФТЫ .....                                     | 141               |
| 12.4. ПОДВИЖНЫЕ МУФТЫ .....                                       | 142               |
| 12.5. ГИБКИЕ МУФТЫ .....  | 144               |
| <b><u>13. ЛОПАТКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ....</u></b>                    | <b><u>147</u></b> |
| 13.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРОВЕРКА СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА .....  | 147               |
| 13.2. ЧИСТКА ЛОПАТОК.....   | 150               |
| 13.3. ЭРОЗИЯ И КОРРОЗИЯ ЛОПАТОК.....                              | 151               |
| 13.4. ВЫЯВЛЕНИЕ ТРЕЩИН НА ЛОПАТКАХ И БАНДАЖАХ .....               | 153               |
| 13.5. РЕМОНТ ПРИ ВЫЯВЛЕНИИ ЛОПАТОК С ТРЕЩИНАМИ .....              | 157               |
| 13.6. ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ .....      | 158               |
| 13.7. ПОДГОТОВКА К ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЮ .....                        | 160               |
| 13.8. РАЗЛОПАЧИВАНИЕ .....  | 164               |
| 13.9. ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЕ С ПОСАДКОЙ ЛОПАТОК В ПАЗ .....            | 166               |
| 13.10. ПЕРЕОБЛОПАЧИВАНИЕ ЛОПАТКАМИ, ИМЕЮЩИМИ ВИЛЬЧАТЫЙ ХВОСТ..... | 173               |
| 13.11. УСТАНОВКА И ПАЙКА ПРОВОЛОЧНЫХ БАНДАЖЕЙ .....               | 176               |
| 13.12. УСТАНОВКА ЛЕНТОЧНЫХ БАНДАЖЕЙ .....                         | 179               |
| <b><u>14. ДИСКИ РОТОРОВ.....</u></b>                              | <b><u>182</u></b> |
| 14.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ПОСАДКИ ДИСКОВ НА ВАЛ .....                | 182               |
| 14.2. СНЯТИЕ ДИСКОВ С ВАЛА .....                                  | 183               |
| 14.3. ПОСАДКА ДИСКОВ НА ВАЛ .....                                 | 185               |
| 14.4. РЕМОНТ ДИСКОВ .....   | 190               |
| <b><u>15. ДИАФРАГМЫ И ОБОЙМЫ. ....</u></b>                        | <b><u>191</u></b> |
| 15.1. МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ ДИАФРАГМ И ОБОЙМ.....               | 191               |
| 15.2. РАЗБОРКА И РЕМОНТ ОБОЙМ И ДИАФРАГМ.....                     | 192               |
| 15.3. ИСПЫТАНИЕ ДИАФРАГМЫ НА ПРОГИБ .....                         | 194               |
| 15.4. СБОРКА ОБОЙМ И ДИАФРАГМ .....                               | 196               |
| <b><u>16. ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.....</u></b>                    | <b><u>198</u></b> |
| 16.1. КОНСТРУКЦИЯ И МАТЕРИАЛЫ ЛАБИРИНТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ .....       | 198               |
| 16.2. ЖЕСТКИЕ ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ .....                       | 199               |
| 16.3. ГИБКИЕ ЛАБИРИНТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ.....                         | 204               |
| 16.4. РЕМОНТ И СМЕНА ЛАБИРИНТОВЫХ ВТУЛОК.....                     | 209               |
| 16.5. ПАРО- И МАСЛОУТБОЙНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ .....                      | 210               |
| <b><u>17. ОПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ.....</u></b>                         | <b><u>212</u></b> |
| 17.1. КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....           | 212               |
| 17.2. РЕМОНТ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....                            | 213               |
| 17.3. ПРОВЕРКА ЗАЗОРОВ ВО ВКЛАДЫШАХ .....                         | 215               |
| 17.4. ЗАЛИВКА ПОДШИПНИКОВ БАББИТОМ .....                          | 217               |
| 17.5. НАПЛАВКА ВКЛАДЫШЕЙ БАББИТОМ .....                           | 223               |
| 17.6. РАСТОЧКА И ШАБРОВКА ПОДШИПНИКОВ ПОСЛЕ ПЕРЕЗАЛИВКИ .....     | 224               |
| 17.7. ВАЛОПОВОРОТНОЕ УСТРОЙСТВО .....                             | 226               |
| <b><u>18. УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ.....</u></b>                         | <b><u>227</u></b> |
| 18.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ .....          | 227               |
| 18.2. ПРОВЕРКА РАЗБЕГА В УПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ .....                 | 229               |

|  |     |
|--|-----|
| 18.3. РЕМОНТ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА.....                | 232 |
| 18.4. СНЯТИЕ И ПОСАДКА УПОРНЫХ ДИСКОВ.....           | 234 |
| 18.5. ПЕРЕЗАЛИВКА СЕГМЕНТОВ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА..... | 235 |
| 18.6. СБОРКА УПОРНОГО ПОДШИПНИКА.....                | 236 |

## **19. РЕГУЛИРОВАНИЕ..... 236**

|  |     |
|--|-----|
| 19.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ.....                   | 236 |
| 19.2. РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ.....  | 238 |
| 19.3. КЛАПАНЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАТВОРА, РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ЗАЩИТНЫЕ<br>КЛАПАНЫ..... | 240 |
| 19.4. СЕРВОМОТОРЫ.....   | 244 |
| 19.5. ЗОЛОТНИКИ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ<br>ВЫКЛЮЧАТЕЛЕЙ.....  | 246 |
| 19.6. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ВЫКЛЮЧАТЕЛИ.....                                       | 247 |
| 19.7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ РЕГУЛЯТОРОВ.....                                      | 250 |
| 19.8. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....                                       | 253 |
| 19.9. ПОДШИПНИКОВЫЕ ТОКИ.....  | 254 |

## **20. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА..... 255**

|   |     |
|---|-----|
| 20.1. ГЛАВНЫЕ МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ.....                                | 255 |
| 20.2. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ (ПУСКОВЫЕ) И АВАРИЙНЫЕ МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ..... | 261 |
| 20.3. ИНЖЕКТОРЫ, РЕДУКЦИОННЫЕ И ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ.....             | 263 |
| 20.4. РЕМОНТ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ.....                                | 264 |
| 20.5. ЧИСТКА МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ.....                                | 266 |
| 20.6. МАСЛООХЛАДИТЕЛИ.....  | 271 |

## **ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ: РЕМОНТ КОНДЕНСАЦИОННОГО И РЕГЕНЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВ..... 274**

### **21. РЕМОНТ КОНДЕНСАТОРОВ..... 274**

|  |     |
|--|-----|
| 21.1. ЧИСТКА КОНДЕНСАТОРОВ.....                            | 274 |
| 21.2. ПЛОТНОСТЬ КОНДЕНСАТОРОВ.....                         | 278 |
| 21.3. ПОВРЕЖДЕНИЕ ТРУБОК.....                              | 279 |
| 21.4. ЗАМЕНА И РАЗВАЛЬЦОВКА ТРУБОК.....                    | 281 |
| 21.5. УПЛОТНЯЮЩИЕ ПОКРЫТИЯ ТРУБОК.....                     | 284 |
| 21.6. УСТРАНЕНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА В ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЕ..... | 286 |

### **22. НАСОСЫ, ЭЖЕКТОРЫ И СИСТЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ..... 289**

|  |     |
|--|-----|
| 22.1. ПЛАНИРОВАНИЕ, ПОДГОТОВКА И РЕМОНТ НАСОСОВ..... | 289 |
| 22.2. НАСОСЫ КОНДЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА.....        | 289 |
| 22.3. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ.....                        | 294 |
| 22.4. ПАРОВЫЕ ЭЖЕКТОРЫ.....                          | 299 |
| 22.5. СИСТЕМЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ.....     | 301 |

### **23. РЕМОНТ РЕГЕНЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВА..... 302**

|                          |     |
|--------------------------|-----|
| 23.1. ПОДОГРЕВАТЕЛИ..... | 302 |
| 23.2. ИСПАРИТЕЛИ.....    | 305 |
| 23.3. ДЕАЭРАТОРЫ.....    | 306 |

### **24. ТРУБОПРОВОДЫ, ФЛАНЦЫ И АРМАТУРА..... 306**

|                         |     |
|-------------------------|-----|
| 24.1. ТРУБОПРОВОДЫ..... | 306 |
|-------------------------|-----|

|  |                   |
|--|-------------------|
| 24.2. ОПОРЫ И ПОДВЕСКИ.....  | 307               |
| 24.3. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....  | 308               |
| 24.4. АРМАТУРА.....  | 309               |
| <b><u>25. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ И ОБОРУДОВАНИЯ.....</u></b>    | <b><u>310</u></b> |
| 25.1. ЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ И МАТЕРИАЛЫ.....                        | 310               |
| 25.2. ИЗОЛИРОВОЧНЫЕ РАБОТЫ.....  | 311               |
| 25.3. ПОКРЫТИЕ ИЗОЛЯЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ АЛЮМИНИЕВЫМИ ЛИСТАМИ.....          | 312               |
| 25.4. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ЦИЛИНДРОВ ТУРБИН.....                            | 312               |
| 25.5. ЗАЩИТНАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ПРЕДОХРАНЕНИЯ ОТ КОРРОЗИИ..... | 314               |
| <b><u>ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....</u></b>                                  | <b><u>316</u></b> |
| <b><u>ОГЛАВЛЕНИЕ.....</u></b>  | <b><u>319</u></b> |