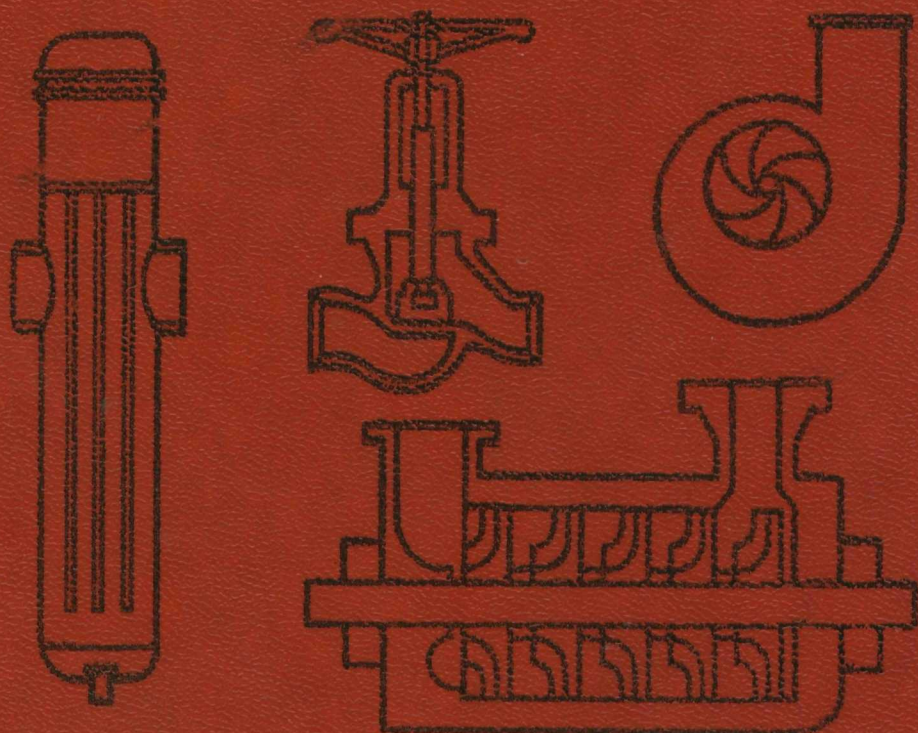


Л. А. Рихтер
Д. П. Елизаров
В. М. Лавыгин

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для студентов вузов



Л. А. Рихтер
Д. П. Елизаров
В. М. Лавыгин

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Тепловые электрические
станции»



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1987

ББК 31.37

Р 55

УДК 621.311.22.002.52(015.8)

Рецензенты: кафедра «Теплоэнергетические установки электростанций» Всесоюзного заочного политехнического института, Г. А. Хачян

Рихтер Л. А. и др.

Р55 Вспомогательное оборудование тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Л. А. Рихтер, Д. П. Елизаров, В. М. Лавыгин. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 216 с, ил.

В книге рассмотрен комплекс вопросов, относящихся к вспомогательному оборудованию главного корпуса тепловых электростанций. Приведены материалы по регенеративным и сетевым подогревателям, деаэраторам, испарителям, трубопроводам и насосам. Описана компоновка газоздушного тракта, освещаются особенности конструкций и режимов работы тягодутьевых машин, золоуловителей, газоздухопроводов, внешних газоходов и дымовых труб.

Книга рассчитана на студентов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции», и может быть использована эксплуатационным персоналом электростанций.

Р - $\frac{2303030000-015}{051(01)-87}$ **237-87**

ББК 31.37

В книге рассматриваются вопросы, относящиеся к тепловым электростанциям на органическом топливе. При проектировании и эксплуатации тепловых электростанций наряду с основным оборудованием — паровыми котлами и турбинами — большое внимание уделяется вспомогательному оборудованию. В учебнике по курсу «Тепловые электрические станции» о вспомогательном оборудовании приводятся сведения, не дающие всестороннего представления об его расчете, проектировании, эксплуатации. Между тем от вспомогательного оборудования зависят в большой степени надежность и экономичность работы ТЭС.

Тепловую часть электростанции можно разделить на два тракта: пароводяной и газозоудный. К пароводяному тракту относятся кроме парового котла и турбины с конденсатором регенеративные подогреватели высокого и низкого давлений, деаэраторы, испарители и другие теплообменники, а также водо- и паропроводы и насосы. На теплоэлектроцентралях кроме перечисленного оборудования устанавливаются сетевые подогреватели и пиковые водогрейные котлы различных типов. Если мощности котлов и турбин доведены до больших единичных значений в одном агрегате, то развитие вспомогательного оборудования несколько отстает — вместо одной нитки на блок применяются две или три нитки подогревателей высокого давления, по несколько одноципных тягодутьевых машин, золоуловителей, что усложняет их компоновку и эксплуатацию, приводит к возрастанию стоимости.

Наряду с укрупнением вспомогательного оборудования продолжают работы по его совершенствованию. Так, в целях повышения тепловой экономичности ТЭС получают применение наряду с поверхностными контактными подогревателями низкого давления, испарительные установки мгновенного вскипания, новые типы деаэраторов, применяется турбопривод не только питательных насосов, но и воздуходувок. Больше внимания уделяется выбору и расчету пароводяных магистралей, являющихся основными связующими элементами ТЭС.

По элементам пароводяного тракта в книге приводятся методики теплового и гидравлического расчета, описывается конструкция в целом и отдельных частей. Приводится общая методика расчета на прочность всех элементов пароводяного тракта, без чего невозможно их конструктивная разработка.

Газозоудный тракт является важной частью тепловой электростанции, влияющей на размеры и компоновку ТЭС. Его сооружение требует большого количества материалов и средств, на транспортировку по нему воздуха и газов затрачивается большое количество энергии, а от его выполнения в большой степени зависит надежность работы электростанции. Потребляя огромное количество топлива и воздуха, ТЭС выбрасывают в окружающую среду продукты сгорания, которые содержат вредные компоненты. В связи с общей тенденцией более широкого использования твердого топлива увеличивается выброс золы и особое значение приобре-

тают золоуловители, рассматриваемые в книге достаточно подробно: значительное внимание уделяется их выбору, расчету и основам эксплуатации.

В книге рассматривается выбор принципиальной схемы газовоздушного тракта, включая применение бездымососных схем под наддувом на газомазутном топливе. На расход энергии на транспорт воздуха и газа в большой степени влияет рациональный выбор тягодутьевых машин и способов их регулирования, также рассматриваемых в книге.

Элементами, связывающими оборудование газовоздушного тракта, являются газовоздухопроводы и внешние газоходы, дымовая труба, отводящая вредные вещества в высокие слои атмосферы. Особое внимание уделяется аэродинамической проработке этих элементов, предотвращению золовых отложений для ТЭС на твердых топливах. Приводятся данные для выбора дымовых труб на ТЭС, расчеты статических давлений в газоотводящих стволах, тепловые и прочностные расчеты оболочек.

В широком понимании слова к вспомогательному оборудованию ТЭС относятся также топливное хозяйство и золоудаление. Однако в учебном плане специальности «Тепловые электрические станции» предусмотрен самостоятельный курс «Топливное хо-

зяйство и золоудаление», по которому готовится к выпуску соответствующий учебник. В данной книге рассматривается вспомогательное теплотехническое оборудование, наиболее типичное для главного корпуса ТЭС. Пылеприготовительное оборудование, которое является неотделимой частью парового котла, рассматривается в соответствующих учебниках по котельным установкам.

Учебное пособие предназначено для студентов энергетических и политехнических вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции», а также может быть использовано по специальностям «Парогенераторостроение» и «Турбостроение». Материалы книги распределены между авторами следующим образом: предисловие и гл. 8—11 написаны Л. А. Рихтером, гл. 2, 3, 5—7 — Д. П. Елизаровым, гл. 1 и 4 — В. М. Лавыгиным.

Учитывая, что учебное пособие является первым, в котором комплексно рассматривается вспомогательное оборудование ТЭС, авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания по содержанию и характеру изложения материала, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ГЛАВА ПЕРВАЯ

РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

1.1. ТИПЫ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Подогрев питательной воды и конденсата паром, отбираемым из отборов турбины, осуществляется в регенеративных подогревателях. Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа. По месту в тепловой схеме турбоустановки различают регенеративные подогреватели высокого и низкого давления.

Подогреватели высокого давления (ПВД) располагаются между котельным агрегатом и питательным насосом, используют теплоту пара, отбираемого из части высокого и среднего давления турбины. Давление питательной воды в них определяется напором, развиваемым питательным насосом. Высокое давление воды в ПВД предъявляет серьезные требования к их конструкции и прочностным свойствам применяемых материалов.

Для более полного использования теплоты подводящего пара предусматриваются специальные поверхности нагрева для охлаждения пара до параметров, близких к состоянию насыщения (охладители перегрева), и для охлаждения конденсата пара (охладители конденсата).

Подогреватели низкого давления (ПНД) располагаются между конденсатором турбины и питательным насосом. Движение воды в них происходит под давлением конденсатного насоса.

К регенеративным подогревателям электростанций предъявляются высокие требования по надежности и

обеспечению заданных параметров подогрева воды — они должны быть герметичны и должна быть обеспечена возможность доступа к отдельным их узлам и очистка поверхностей нагрева от отложений. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в поверхностях нагрева давление греющего пара должно быть ниже давления воды.

Конструкция подогревателей должна обеспечивать компенсацию температурных изменений всех элементов и максимальную скорость их прогрева. Должны быть обеспечены также возможность дренирования всех полостей подогревателя и условия максимального использования теплоты греющего пара.

По принципу организации использования теплоты регенеративные подогреватели делятся на поверхностные и смешивающие (контактные). Последние используются на электростанциях только в качестве подогревателей низкого давления.

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать теплоту греющего пара, что повышает тепловую экономичность турбоустановки. Однако применение такого типа подогревателей вносит ряд существенных усложнений в систему регенеративного подогрева питательной воды (увеличивается количество насосов для перекачки конденсата, повышаются требования к защите от заброса воды в проточную часть турбины, усложняется компоновка подогревателей). Эти обстоятельства сдерживают широкое распространение регенеративных подогревателей смешивающего типа. В

настоящее время они применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно существенно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов. В этом случае за счет применения вертикальной компоновки удастся избежать установки дополнительных насосов, при всех режимах работы турбоустановки слив конденсата из одного подогревателя в другой происходит самотеком.

Заводы-изготовители в соответствии с требованиями ОСТ 108.271.17-76 используют для маркировки регенеративных подогревателей буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-26-7-1; ПН-800-29-7-1А; ПНС-800-1,0-2 или ПВ-1600-380, где **первые буквы** обозначают место подогревателя и его тип (низкого давления — ПН, низкого давления смешивающего типа — ПНС или высокого давления — ПВ), **первое число** — поверхность теплообмена, м², **второе и третье число** — давление нагреваемой среды и греющего пара соответственно, **последняя, римская цифра** указывает модификацию, а буква А — применимость для атомных электростанций.

1.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Конструктивная схема подогревателя должна обеспечить наиболее полное использование теплоты греющего пара, который может быть перегретым или насыщенным. В зависимости от этого можно выделить две или три зоны передачи теплоты. При охлаждении перегретого пара в подогревателе можно выделить участок поверхности, где температура стенки выше температуры насыщения греющего пара, — **охладитель перегрева** (ОП). Конструктивно охладитель перегрева может располагаться как внутри подогревателя, так и выделяться в отдельный теплообменник. Основное количество теплоты грею-

щего пара передается в зоне конденсации (СП — собственно подогреватель). В ряде случаев для более полного использования теплоты выделяется зона охлаждения конденсата греющего пара — **охладитель конденсата** (ОК), который может находиться в одном корпусе с поверхностью зоны конденсации или выделяться в отдельный теплообменник. Во всех регенеративных подогревателях поверхностного типа применяются гладкие трубы из латуни или нержавеющей стали. Движение нагреваемой воды происходит внутри труб, а греющего пара — в межтрубном пространстве.

На рис. 1.1 показана конструкция подогревателя ПН-400-26-2-IV, работающего в системе регенерации блока К-300-240.

Поверхность нагрева этого подогревателя включает 1452 U-образные трубки, концы которых закреплены в трубной доске, установленной между фланцами водяной камеры и корпуса. Внутри водяной камеры размещены анкерные болты для укрепления трубной доски и передачи части веса трубной системы на крышку корпуса. Там же устанавливаются перегородки для разделения потока воды на несколько ходов (рассматриваемый подогреватель имеет четыре хода воды).

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок, против которого установлен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий передачи теплоты в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие трехходовое поперечное движение пара. Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны над уровнем конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха. Для контроля за уровнем конденсата и его регулирования в корпусе в нижней части его имеются штуцера присоединения водомерного стекла и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе ПНД не превышает 1000 мм.

Для блоков большой мощности на критические параметры пара применение латунных трубок в ПНД приводит к попаданию в питательную воду окислов меди и последующему отложению их в проточной части турбин. В связи с этим начали выпускаться ПНД с трубками из нержавеющей

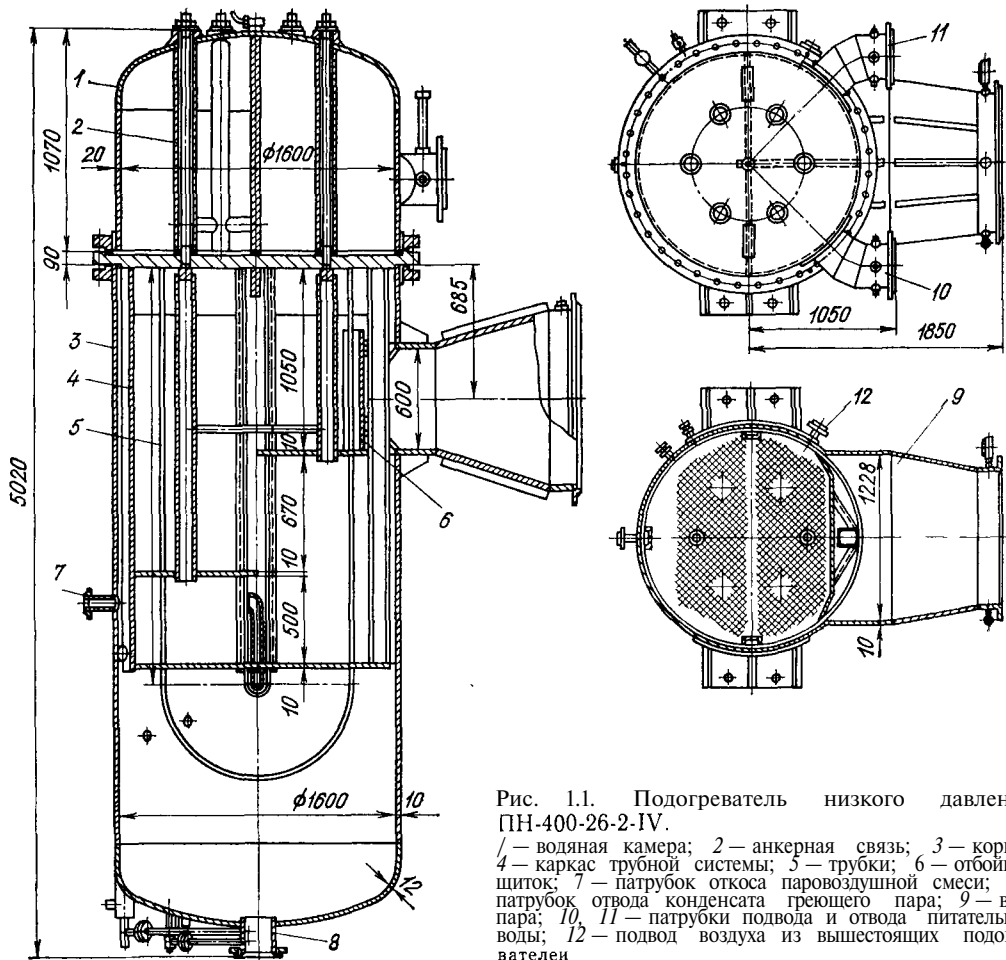


Рис. 1.1. Подогреватель низкого давления ПН-400-26-2-IV.

1 — водяная камера; 2 — анкерная связь; 3 — корпус; 4 — каркас трубной системы; 5 — трубки; 6 — отбойный щиток; 7 — патрубок откоса паровоздушной смеси; 8 — патрубок отвода конденсата греющего пара; 9 — вход пара; 10, 11 — патрубки подвода и отвода питательной воды; 12 — подвод воздуха из вышестоящих подогревателей

стали (1X18H10T) диаметром 16 X X 1 мм. Основные узлы этих подогревателей унифицированы. В отличие от рассмотренных выше трубная доска таких ПНД вваривается в корпус ниже разьема присоединения водяной камеры. Патрубки подвода и отвода воды присоединены к корпусу ниже фланцевого разьема присоединения водяной камеры, что существенно улучшает удобства обслуживания и ремонта. Внутри водяной камеры имеются специальные устройства для установки анкерных связей. Трубный пучок в подогревателях имеет П-образные гибы и выполнен из двух симметричных частей для уменьшения полных длин труб.

На рис. 1.2 показана конструкция ПНД (ПН-1500-32-6-1 Пнж) для блока К-800-240.

Как видно из рисунка, греющий пар в корпус подогревателя подводится по двум симметрично расположенным патрубкам. Направленное движение потока пара через трубный пучок обеспечивается установкой промежуточных перегородок. Для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата на концах этих перегородок имеются бортики, а отвод его осуществляется по трубам каркаса трубного пучка. С этой целью в трубах каркаса имеются специальные окна на уровне прохода их через промежуточные перегородки. Отвод конденсата греющего пара осуществляется через патрубок, расположенный в нижней части корпуса. Для отвода воздуха из подогревателя над уровнем конденсата установлена кольцевая перфориро-

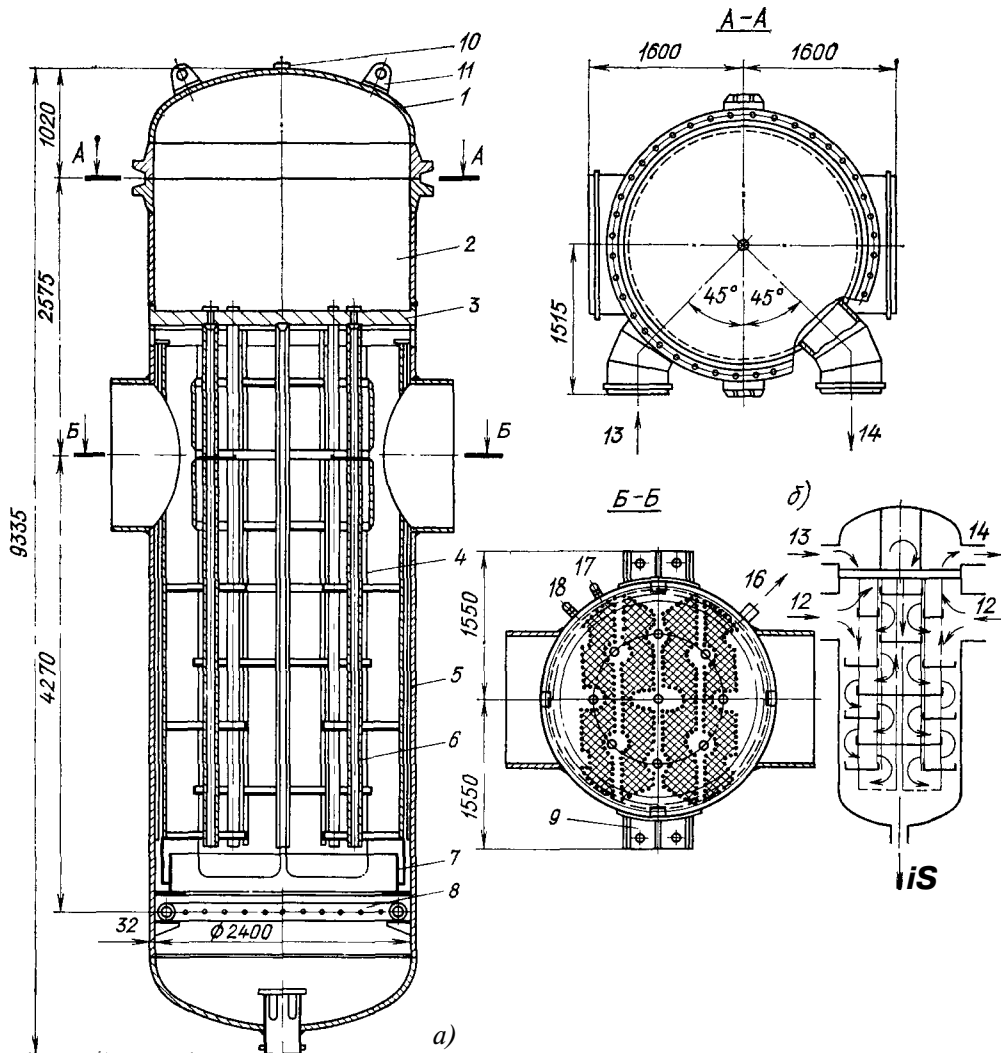


Рис. 12. Подогреватель низкого давления ПН-1500-32-6-Шнж:

a — общий вид; *б* — схема движения воды и пара; / — крышка водяной камеры; 2 — отсеки водяной камеры; 3 — сварная трубная доска; 4 — трубная система; 5 — корпус; 6 — трубы каркаса трубной системы; 7 — гидрозатвор; 8 — кольцевое воздухоотсасывающее устройство; 9 — опорные лапы; 10 — воздушник; 11 — рымы транспортировочные; 12 — вход греющего пара; 13, 14 — вход и выход основного конденсата; 15 — выход конденсата греющего пара; 16 — отвод воздуха; 17 — указатель уровня; 18 — коллектор для присоединения импульсов регулятора уровня

ванная труба. Чтобы исключить возможность отвода вместе с воздухом пара, над трубой отвода воздуха установлен кольцевой гидрозатвор, заполненный конденсатом.

На рис. 1.3 показана конструкция еще более крупного подогревателя ПН-2300-25-7-IV, который используется в регенеративной системе блока К-1200-240.

В конструкции этого подогревателя использованы все технические до-

стижения, примененные в ранее выпускаемых подогревателях, и сделан ряд дополнений. Так, на входе пара в трубный пучок организована парораспределительная камера, которая позволяет равномерно распределить пар по высоте поверхности нагрева. Движение пара происходит десятью параллельными потоками. Это позволяет снизить потери давления пара, уменьшить длину свободных пролетов

труб и повысить их вибрационную надежность. Для повышения эффективности отвода воздуха и неконденсирующихся газов в нижней части подогревателя установлены гидрозатвор и смешивающий воздухоохладитель.

Подогреватели низкого давления, использующие пар высокого потенциала (перегретый), оснащаются охладителем перегрева и охладителем кон-

денсата. Пароохладитель выполняется в виде отдельного пучка труб, смонтированного в специальном кожухе, и размещается в центральной или боковой части подогревателя (последнее более целесообразно, так как существенно облегчает проведение осмотров и ремонтных работ).

Греющий пар (рис. 1.4) подводится в нижнюю часть пароохладителя.

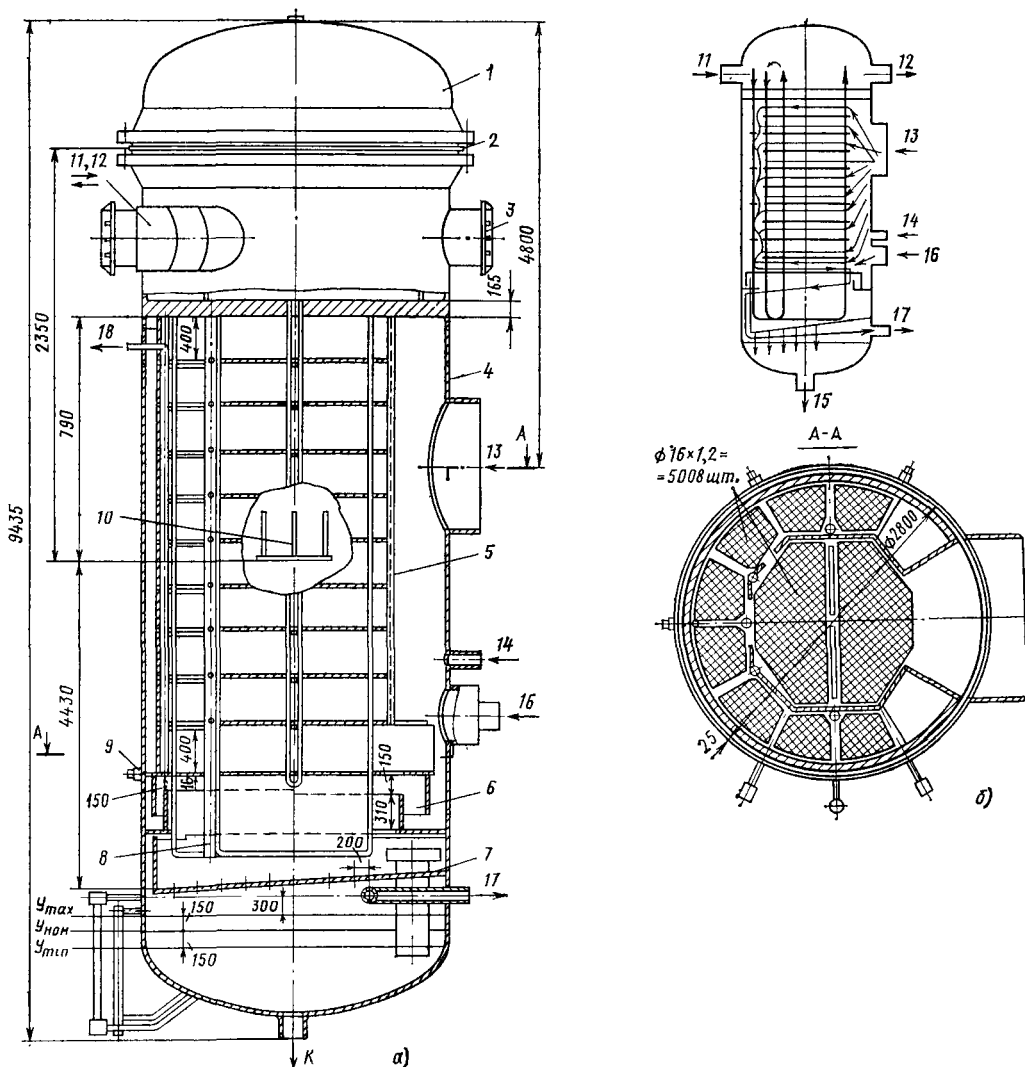


Рис. 1.3. Подогреватель низкого давления ПН-2300-25-7-IV:

a — общий вид; *b* — схема движения воды и пара; 1 — водяная камера; 2 — мембранное уплотнение фланцевого разъема; 3 — рымы транспортировочные; 4 — корпус; 5 — трубная система; 6 — гидрозатвор; 7 — лоток (поддон); 8 — трубы каркаса трубной системы; 9 — отжимной болт; 10 — опоры; 11, 12 — вход и выход основного конденсата; 13 — подвод пара; 14 — подвод паровоздушной смеси; 15 — отвод конденсата греющего пара; 16 — подвод конденсата из подогревателя с более высоким давлением; 17, 18 — отвод паровоздушной смеси; У_{мах}, У_{мин}, У_{ном} — максимальный, минимальный и номинальный уровни конденсата греющего пара

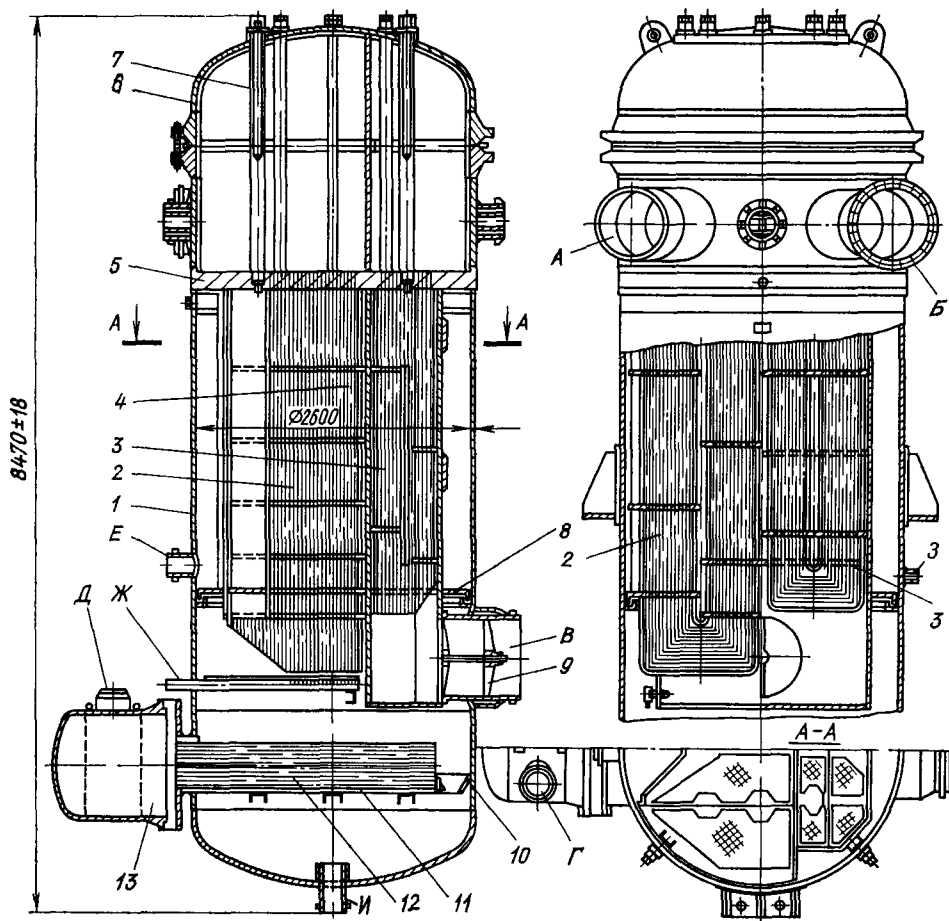


Рис 1 4 Подогреватель низкого давления блока К 800-240

1 — корпус, 2 — трубный пучок собственного подогревателя 3 — трубный пучок охладителя пара, 4 — кожух охладителя пара, 5 — трубная доска, 6 — крышка 7 — анкерная связь, 8 — гидрозатвор, 9 — паровпускное устройство, 10 — поддон, 11 — кожух охладителя конденсата, 12 — трубный пучок охладителя конденсата, 13 — водораспределительная камера охладителя дренажа, патрубки А — для подвода основного конденсата к собственному подогревателю, Б — для отвода основного конденсата из собственно подогревателя, В — для подвода греющего пара к пароохладителю, Г, Д — для подвода и отвода основного конденсата к охладителю дренажа, Е — для подвода конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления, Ж — для отсоса паровоздушной смеси из подогревателя более высокого давления, И — для отвода конденсата греющего пара

омывает трубы и через окна в верхней части кожуха поступает в зону конденсации. Устранение протечек пара из пароохладителя достигается устройством кольцевого гидрозатвора в нижней части трубного пучка подогревателя.

Охладитель конденсата представляет собой пучок U-образных труб, заключенных в кожух, размещается в нижней части подогревателя в специальном поддоне и перекрывает все сечение корпуса. Трубы охладителя присоединены к трубной доске, раз-

мещенной между фланцами корпуса и водяной камеры. Конденсат греющего пара поступает в межтрубное пространство охладителя через окно в кожухе и отводится через отверстие в поддоне, совмещенное с отверстием в нижней части кожуха, в корпус подогревателя. Уровень конденсата в таких подогревателях поддерживается на уровне верхней образующей кожуха охладителя конденсата.

Для крупных турбоустановок НПО ЦКТИ совместно с ПО «Красный котельщик» разработаны спе-

циальные подогреватели низкого давления. На рис. 1.5 показана конструкция подогревателя ПН-1800-42-4-1А.

Поверхность нагрева состоит из вертикальных стальных трубок $d \approx 16 \times 1$ мм, концы которых развальцованы в трубных досках с приваркой. Трубный пучок заключен в кожух с окном по всей высоте со стороны входа пара. Поток пара проходит перпендикулярно трубному пучку по восьми каналам, образованным перегородками, которые одновременно исключают вибрацию трубок. Нижняя трубная доска приварена к корпусу подогревателя, а нижняя водяная камера прикреплена с помощью фланца и шпилек к фланцу корпуса. Верхняя водяная камера соединена с

трубной доской фланцевым соединением и может перемещаться вместе с трубным пучком, воспринимая термические напряжения. Плотность разема между водяной камерой и трубной доской обеспечивается установкой мембранного уплотнения.

Питательная вода поступает в подогреватель через патрубок в нижней водяной камере. Перегородка в камере обеспечивает двухходовое движение воды

При проходе пара между трубками происходит его конденсация. Конденсат пара собирается на промежуточных перегородках, которые имеют вырезы.

Под вырезами в перегородке установлены лотки с перфорированными днищами. Конденсат пара переохлаждается при движении по перегородке и, соприкасаясь с трубками, по которым осуществляется

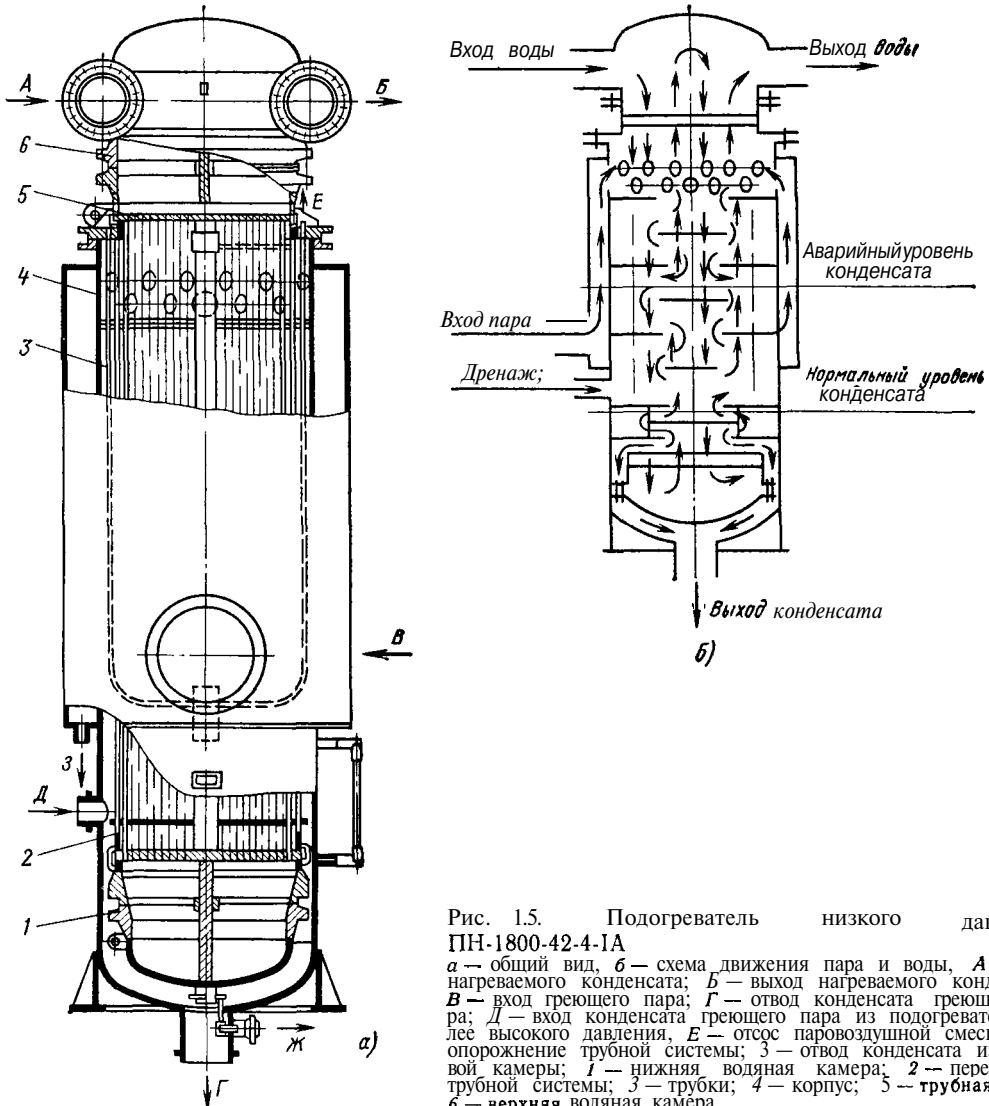


Рис. 1.5. Подогреватель низкого давления

ПН-1800-42-4-1А
 а — общий вид, б — схема движения пара и воды, А — вход нагреваемого конденсата; Б — выход нагреваемого конденсата, В — вход греющего пара; Г — отвод конденсата греющего пара; Д — вход конденсата греющего пара из подогревателя более высокого давления; Е — отсос паровоздушной смеси; Ж — опорожнение трубной системы; 1 — нижняя водяная камера; 2 — перегородки трубной системы; 3 — трубки; 4 — корпус; 5 — трубная доска, 6 — верхняя водяная камера

первый ход воды, в виде струй стекает через отверстия в днище лотка. Контакт пара с переохлажденным конденсатом приводит к интенсивному выделению воздуха и неконденсирующихся газов, которые отводятся в вертикальную перфорированную трубу и выводятся из подогревателя.

Для уменьшения поверхности, затопливаемой конденсатом, отвод его осуществляется из объема корпуса ниже нижней трубной доски.

В подогревателях с большой поверхностью отвод воздуха и неконденсирующихся газов может производиться из центральной части пучка при организации слива конденсата в центре промежуточных перегородок.

Основным недостатком подогревателей низкого давления поверхностного типа является наличие в них высоких значений недогрева воды до температуры насыщения греющего пара. Особенно велик недогрев для подогревателей, работающих при давлении ниже атмосферного. Так, для большинства конденсационных блоков эта величина составляет 8—10 °С, что существенно превышает расчетные значения. Потери экономичности блока К-300-240 от недогрева питательной воды в вакуумных подогревателях по данным испытаний составляют 0,2—0,3 %, что равносильно ежегодному перерасходу 2—3 тыс. т условного топлива на каждом блоке.

Основной причиной высокого недогрева является наличие воздуха в греющем паре, который проникает в подогреватель через неплотности. Влияние примеси воздуха на недогрев воды показано на рис. 1.6, где приведены данные тепловых испытаний ПНД блоков К-300-240 [1]. Из приведенных данных видно, что при содержании воздуха в паре 0,2—0,3 % поверхностный подогреватель практически перестает работать.

Важной причиной высокого недогрева в ПНД является их высокое гидравлическое сопротивление при проходе пара и связанная с этим потеря давления пара. Так, для подогревателей типа ПН-400-26-2-IV блоков К-300-240 потери давления пара за счет гидравлического сопротивления трубного пучка достигали (по данным 12

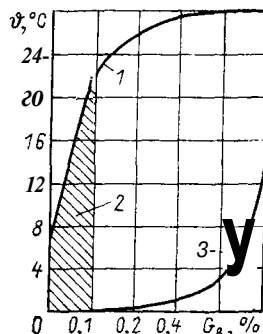


Рис. 1.6. Зависимость недогрева от содержания воздуха в подогревателе:

1 — поверхностный подогреватель; 2 — зона фактической работы; 3 — смешивающий подогреватель

испытаний ЦКТИ) 0,007—0,008 МПа, что соответствует снижению температуры насыщения греющего пара примерно на 10 °С.

Как отмечалось, система регенерации низкого давления с подогревателями поверхностного типа (особенно ПНД, работающие при давлении ниже атмосферного) является одним из основных источников поступления окислов меди и железа в паровой тракт блока, что является результатом коррозии и эрозии труб.

Эти недостатки могут быть устранены при применении комбинированной схемы регенерации, когда подогреватели низкого давления, работающие при давлении выше атмосферного, выполняются поверхностного типа, а подогреватели с давлением греющего пара ниже атмосферного — смешивающего типа.

1.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА

В настоящее время созданы подогреватели смешивающего типа, которые используются в регенеративных системах крупных энергоблоков (300, 500 и 800 МВт).

Основное условие эффективной работы подогревателей смешивающего типа — обеспечение равномерного распределения в аппарате взаимодействующих фаз (пара и воды). При

этом необходимо обеспечить как можно большую поверхность их соприкосновения. Увеличение поверхности воды можно достигнуть путем дробления ее на капли или тонкие струи. Дробление воды производится с помощью перфорированных тарелок, различных разбрызгивающих сопел или насадок. Дробление воды может осуществляться также потоком пара.

Рассмотрим конструкции подогревателей смешивающего типа, ис-

пользованных в системе регенерации энергоблока К-300-240.

На рис. 1.7 показана схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа. Подогреватели устанавливаются последовательно один над другим (гравитационная схема), что исключает необходимость применения дополнительных насосов для перекачивания конденсата греющего пара из Я/ в П2. В то же время такое включение подо-

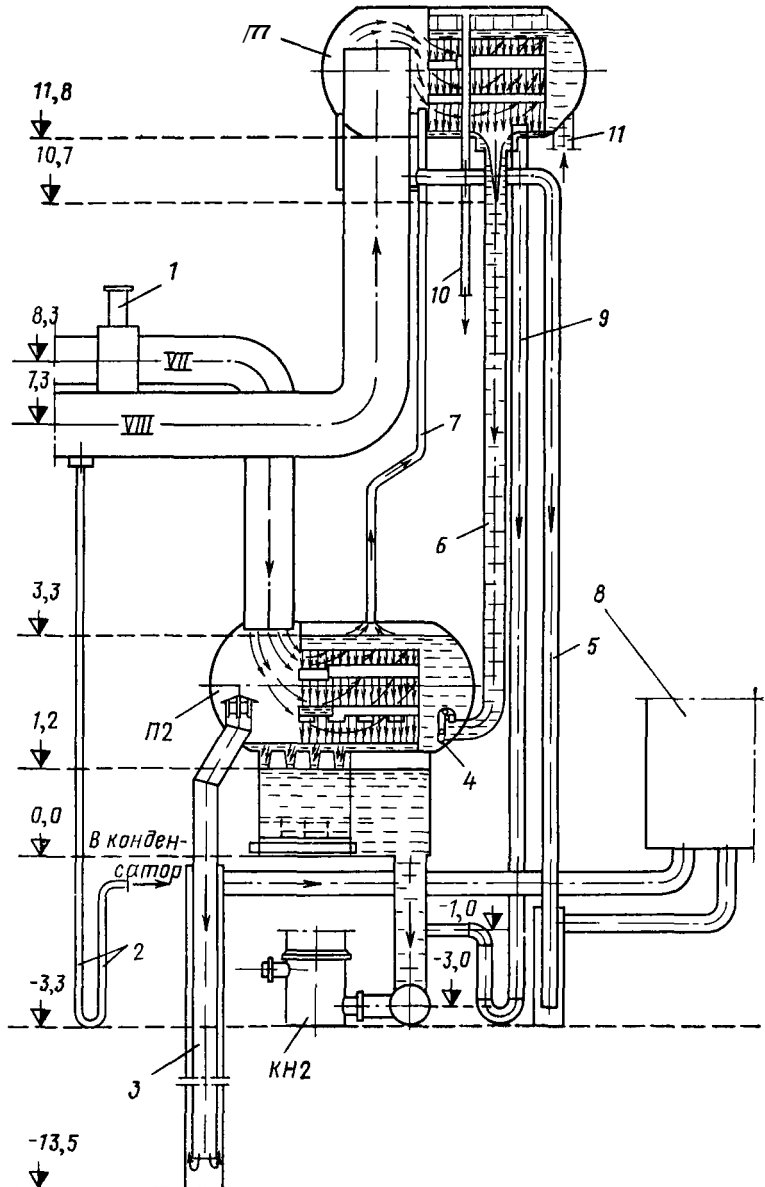


Рис 1.7 Схема установки подогревателей низкого давления смешивающего типа блока К-300-240

Я/ — подогреватель № 1, П2 — подогреватель № 2, КН2 — конденсатный насос второго подъема, 1 — клапан обратный; 2 — гидрозатвор, 3 — аварийный слив, 4 — клапан, 5 — аварийный слив из Я/, 6 — подвод конденсата к П2, / — отвод паро-воздушной смеси, 8 — бак, 9 — слив конденсата помимо П2, 10 — отвод паровоздушной смеси, // — подвод конденсата

гревателей требует обоснованного выбора высоты их установки, так как при всех режимах работы необходимо обеспечивать достаточный напор для конденсатных насосов и возможность слива конденсата из верхнего подогревателя в нижний. Водяную камеру нижнего подогревателя целесообразно выполнять безнапорной со свободным уровнем конденсата, все подводящие и отводящие трубопроводы верхнего подогревателя целесообразно располагать в нижней части его корпуса, а у нижнего присоединять к верхней части его корпуса. Это позволяет уменьшить длину трубопроводов и упростить компоновку подогревателей.

Разность высот между подогревателями должна выбираться по максимально возможной разности давлений в подогревателях с учетом гидравлического сопротивления трубопроводов слива и некоторого запаса высоты.

Для энергоблока К-300-240 разница высот 8,5—9 м вполне обеспечивает нормальную работу подогревателей для большинства режимов. Для некоторых режимов работы блока за счет повышенной разницы давлений в подогревателях происходит перегрузка («запирание») нижнего подогревателя. В этом случае конденсат из верхнего подогревателя по линии перепуска поступает на всас конденсатных насосов, минуя нижний подогреватель.

Конструктивные схемы горизонтальных подогревателей смешивающего типа энергоблока К-300-240 приведены на рис. 1.8.

Первый, по ходу конденсата, подогреватель имеет диаметр 1,6 м и длину 4,5 м. Внутри корпуса последовательно расположены три яруса лотков с отверстиями диаметром 8 мм, между которыми (в центральной части корпуса) имеется канал для прохода пара. Последовательно перетекая с одного лотка на другой, вода дробится на тонкие струи. Установка лотков обеспечивает подвод пара одновременно ко всем струйным пучкам, кроме самого верхнего. Струи конденсата, стекающие с верхнего лотка, обеспечивают конденсацию пара, проходящего по каналу между лотками. Выделяемый в процессе конденсации пара воздух отводится по специальным ка-

налам и выводится из аппарата. Верхний лоток является как бы приемной водяной камерой подогревателя, так как на него поступает весь поток конденсата турбины после конденсатных насосов первого подъема.

Пар в подогреватель подводится по трубопроводу диаметром 800 мм. Защита от попадания воды в турбину предусматривается установкой аварийных отводов конденсата в конденсатор или во всасывающий коллектор конденсатных насосов второго подъема.

Конструкция второго подогревателя (II) не отличается от описанной выше. Для обеспечения нормальной работы насосов подогреватель оснащен конденсатосборником. Установка барботажных устройств и подвод к ним пара и дренажа из вышестоящих подогревателей позволяют проводить в конденсатосборнике деаэрацию конденсата. Конденсатосборник отделен от парового отсека подогревателя перегородкой с обратными клапанами, что позволяет предотвратить попадание влаги в паропровод греющего пара и отказаться от установки на нем защитной арматуры.

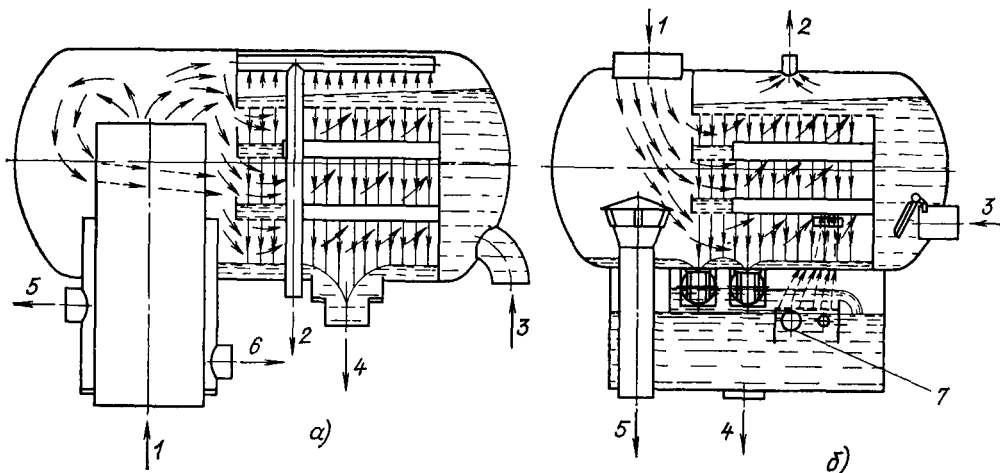
Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями разработаны конструкции их вертикального исполнения (рис. 1.9) с напорным водораспределением. Нагревательная секция этих аппаратов выполнена с напорным пленочным водораспределением. Пар из отборов турбины поступает в верхнюю часть подогревателя, движется вниз и конденсируется на стекающих пленках воды. В центре корпуса размещается воздухоохладитель, куда поступает несконденсировавшаяся часть пара и воздуха. Паровоздушная смесь проходит через воздухоохладитель навстречу струям холодного конденсата и охлаждается. Конденсат после нагревательной секции собирается на горизонтальном лотке, под который может подводиться пар из уплотнений турбины. В нижней части корпуса установлены обратные клапаны, через которые конденсат поступает в водяное пространство.

Организация движения пара и воды в подогревателе не ограничивает скорость пара, что дает возможность

обеспечить компактность подогревателя и его деаэрирующие свойства. Проведенные испытания подобных подогревателей показали, что при всех режимах работы температура кон-

денсата на выходе из подогревателя равна температуре насыщения при давлении пара в корпусе.

Следует, отметить, что при гравитационной схеме включения подогре-



Уровень конденсата при срабатывании защиты на.останов

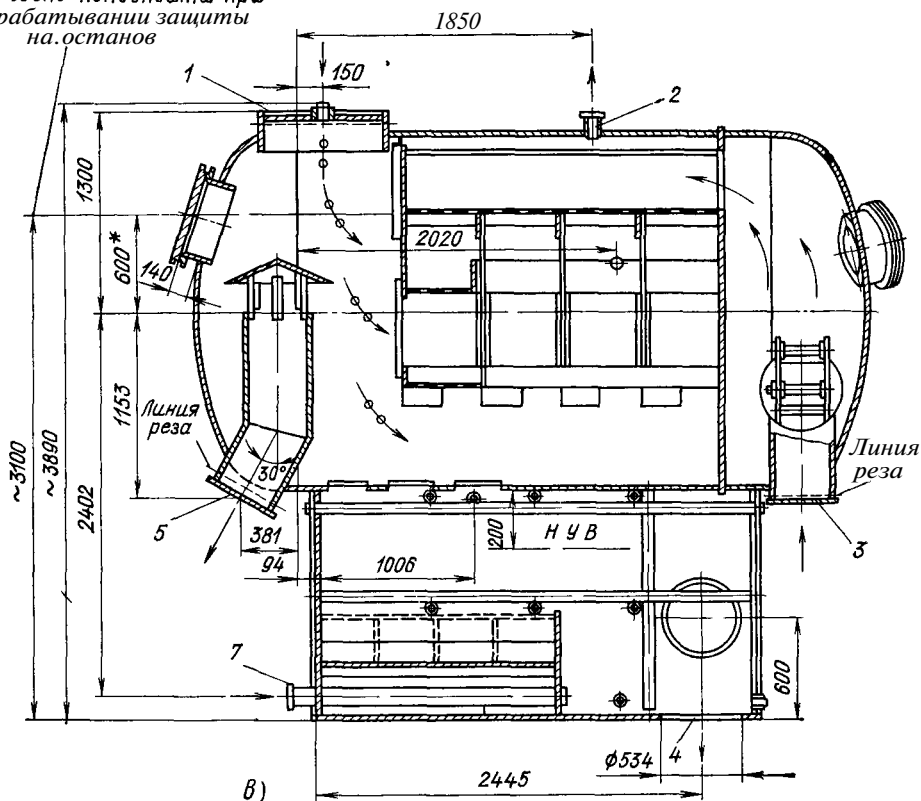


Рис 18 Смешивающие подогреватели низкого давления блока К-300-240

а — конструктивная схема ПНД-1, *б* — конструктивная схема ПНД-2, *в* — общий вид ПНД-2, 1 — подвод пара, 2 — отвод паровоздушной смеси, 3 — подвод конденсата, 4 — отвод конденсата, 5 — аварийный слив конденсата, 6 — аварийный отвод конденсата на всас насоса, 7 — подвод конденсата из подогревателя более высокого давления

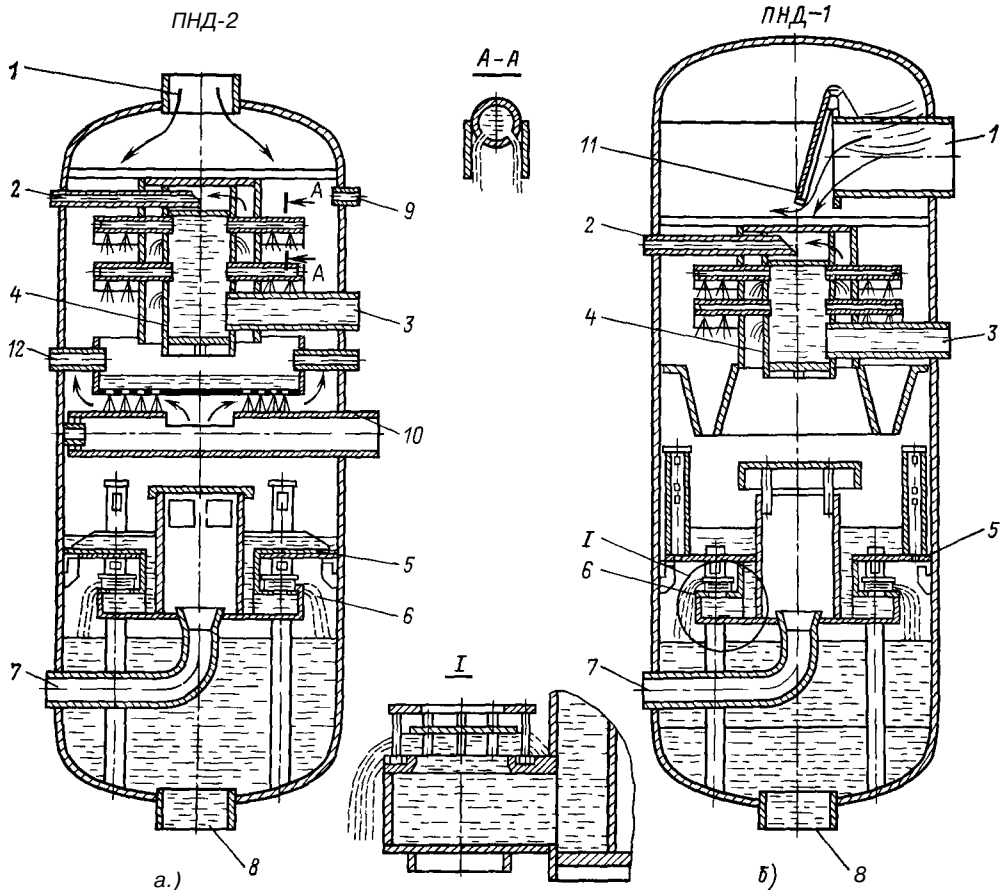


Рис 19 Вертикальные смешивающие подогреватели

а — ПНД № 1 *б* — ПНД № 2 1 — подвод пара из отбора турбины, 2 — отвод паровоздушной смеси, 3 — подвод основного конденсата, 4 — напорный коллектор, 5 — перегородка, 6 — водяной обратный клапан, 7 — аварийный перелив в конденсатор, 8 — отвод конденсата, 9 — подвод воды из обратного клапана, 10 — подвод пара из уплотнений турбины, // — паровой обратный клапан, 12 — слив из уплотнений питательных насосов

вателей и размещении их около турбины более целесообразным является применение подогревателей горизонтального типа.

В схеме с перекачивающими насосами целесообразно использовать вертикальные конструкции.

1.4. ПОДОГРЕВАТЕЛИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды за счет охлаждения и конденсации пара

Принципиальная схема движения теплообменивающихся потоков в зонах ПВД представлена на рис. 1.10, *а*.

Через охладитель конденсата проходит весь поток питательной воды или ее часть, ограничиваемая установкой шайбы.

Включение зоны охлаждения пара может быть различным. Например, возможно включение охладителя пара всех или какого-либо отдельного подогревателя параллельно по ходу воды всем или некоторым подогревателям. Смешение потока воды, проходящего через каждый охладитель пара, с потоком питательной воды происходит на входе в паровой котел. Такая схема включения носит название схемы Рикара—Никольного. Может быть использована другая схема, когда охлаждение пара происходит

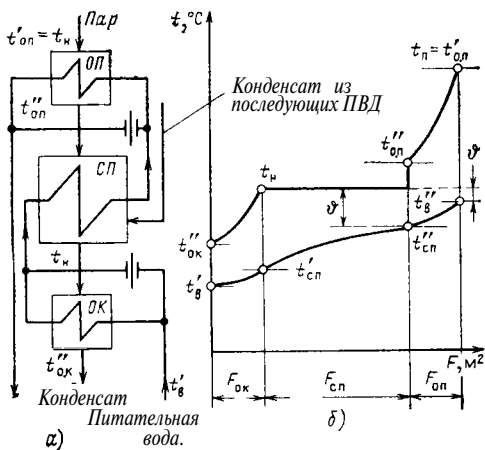


Рис. 1.10. Схема движения теплообменивающих сред в ПВД (а), графики изменения температур теплоносителей (б) ОК — охладитель конденсата; СП — собственно подогреватель; ОП — охладитель перегрева

потоком воды, направляемым в паровой котел после всех подогревателей (схема Виолет). Может быть применена последовательная схема включения всех зон, и возможна комбинированная схема.

Во всех случаях через охладитель пара пропускается только часть питательной воды, а другая ее часть, большая, байпасируется помимо ох-

ладителя с помощью ограничивающей шайбы.

Конструктивно все подогреватели высокого давления выполняются вертикальными, коллекторного типа. Поверхность теплообмена набирается из свитых в плоские спирали гладких труб наружным диаметром 32 мм, присоединенных к вертикальным раздающим и собирающим коллекторным трубам (рис. 1.11).

Основными узлами подогревателя (рис. 1.12) являются корпус и трубная система.

Все элементы корпуса выполняются из качественной углеродистой стали 20К. Верхняя объемная часть корпуса крепится фланцевым соединением к нижней части. Гидравлическая плотность соединения обеспечивается предварительной приваркой к фланцам корпуса и днища мембран, которые свариваются между собой по наружной кромке и другими методами. Само фланцевое соединение крепится шпильками.

Конструкция трубной системы включает в себя четыре или шесть коллекторных труб для распределения и сбора воды. В нижней части корпуса устанавливаются специальные развилки и тройники для соединения коллекторных труб с патрубками подвода и отвода питательной воды.

Схема движения потока воды в подогревателе показана на рис. 1.12, б. После входного патрубка поток пита-

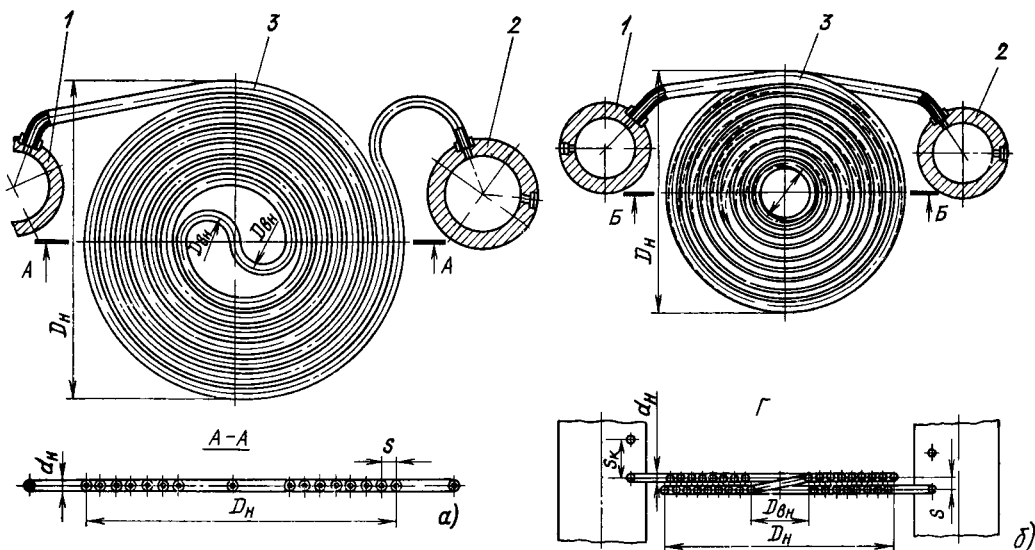


Рис. 1.11. Форма навивки спиральных труб а — одноплоскостная, б — двухплоскостная, 1 — коллектор подвода питательной воды, 2 — коллектор отвода питательной воды, 3 — спиральный змеевик

тельной воды разветвляется по раздающим коллекторам Диафрагмы, установленные в этих коллекторах, разделяют потоки в зонах охладителя конденсата и пара. После нагрева части потока в зоне охладителя конденсата происходит смешение его с основным потоком питательной воды. Весь поток питательной воды поступает в собирающие коллекторы, откуда одна часть ее поступает непосредственно в

выходной патрубком, а другая — пройдя через трубы охладителя пара

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой штуцер. При нижнем подводе паровая труба, соединяющая этот штуцер с охладителем пара, помещается в отдельном кожухе, защищающем ее от переохлаждения. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата и пара располагаются в

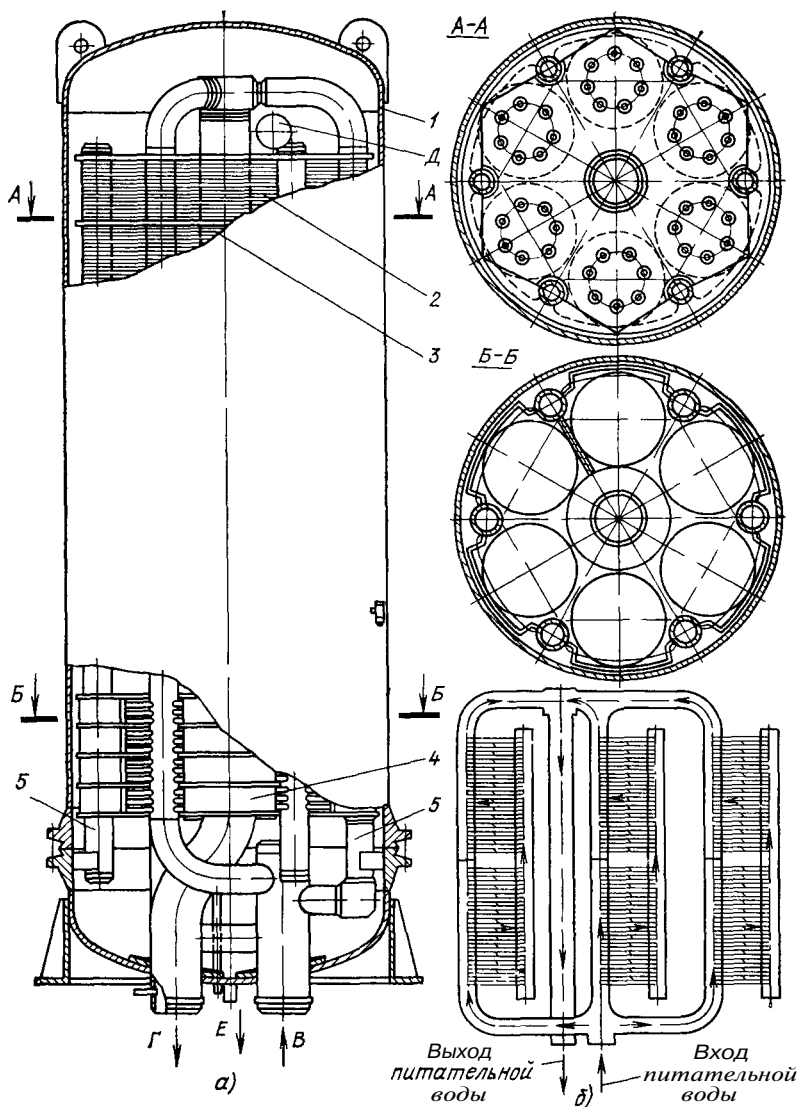
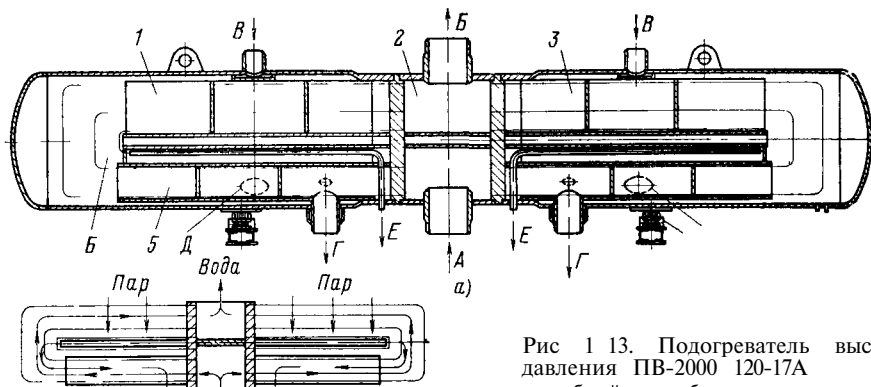


Рис 1 12 Подогреватель высокого давления ПВ 1600

a - общий вид *б* - схема движения воды в трубной системе, 1 - корпус, 2 - спиральный змеевик 3 - перегородки трубной системы, 4 - охладитель дренажа, 5 - каркас - коллектор трубной системы В - вход питательной воды Г - выход питательной воды, Д - вход греющего пара, Е - отвод конденсата



Выход конденсата греющего пара б) Выход конденсата греющего пара

вижная; 5 — поверхность охладителя конденсата, б — собственно подогреватель А — вход питательной воды, Б — выход питательной воды В — вход греющего пара, Г — выход конденсата греющего пара, Д — вход конденсата из подогревателя более высокого давления, Е — отвод паровоздушной смеси

Рис 1 13. Подогреватель высокого давления ПВ-2000 120-17А

а — общий вид, б — схема движения теплоносителей, 1 — корпус с трубной системой (левая часть), 2 — промежуточная водяная камера, 3 — корпус с трубной системой (правая часть) 4 — опора под

специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается направленное движение потоков пара и конденсата.

В корпусе охладителя пара перегретый пар омывает трубный пучок в несколько ходов и передает питательной воде теплоту перегрева. Из охладителя пара поток пара поступает в подогреватель и распределяется по всей высоте его поверхности. Конденсат пара с помощью перегородок, установленных в межтрубном пространстве, отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в охладитель конденсата. Над верхним днищем кожуха охладителя устанавливается специальная перфорированная труба, через которую из подогревателя отводятся неконденсирующиеся газы.

На рис. 1.13 показана конструкция ПВД горизонтального типа (ПВ-2000-120-17А).

Поверхность теплообмена этого подогревателя представляет собой два отдельных направленных в противоположные стороны U-образных трубных пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками.

В подогревателе отсутствует охладитель перегрева, а поверхность охладителя конденсата выделена в нижней части трубных пучков.

Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности. Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, где передает теплоту питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

Все подогреватели высокого давления помимо автоматического устройства регулирования уровня конденсата в корпусе, которым оснащены и ПНД, имеют также автоматическое защитное устройство. Назначение этого устройства — защита турбины от попадания воды в случае превышения уровня ее в корпусе в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки и других причин.

Поддержание нормального уровня конденсата в корпусе каждого из подогревателей в заданном диапазоне осуществляется регулирующим клапаном путем изменения количества конденсата, каскадно сбрасываемого в подогреватель более низкого давления. При превышении допустимого нормального уровня открывается клапан аварийного сброса конденсата. При дальнейшем повышении уровня сверх так называемого первого аварийного предела приборы защиты дают команду на включение клапана с электромагнитным приводом, закрывающего доступ питательной воды к ПВД и направляющего ее по байпас

ному трубопроводу в котельный агрегат. При достижении уровнем конденсата второго аварийного предела приборы защиты дают команду на отключение питательных насосов и останова энергоблока.

Защитное устройство предусматривается одно на группу ПВД. Однако подача импульсов по уровню конденсата на него предусмотрена от каждого корпуса подогревателя. При срабатывании защиты все ПВД отключаются по питательной воде.

1.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Тепловые расчеты регенеративных подогревателей могут выполняться как поверочные или как конструкторские. В результате конструкторского расчета определяются поверхность нагрева и конструктивные размеры подогревателя. Целью поверочного расчета является определение температуры одного из теплоносителей или величины подогрева.

Исходные данные принимаются из расчета тепловой схемы или данных испытаний. К ним относятся расход и параметры греющего пара, расход нагреваемой воды, ее давление и температура на входе в подогреватель.

В основе теплового расчета лежат уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Для условий, когда одним из теплоносителей является пар, а другим — вода, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = G(i''_в - i'_в) = D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{др}})\eta. \quad (1.1)$$

Здесь Q — поток теплоты, передаваемой нагреваемой среде в подогревателе, кВт; $D_{\text{п}}$, G — расходы пара и воды, кг/с; $i''_в$, $i'_в$ — удельные энтальпии нагреваемой воды на выходе и входе подогревателя, кДж/кг; $i_{\text{п}}$, $i_{\text{др}}$ — удельные энтальпии греющего пара на входе в подогреватель и конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателя соответственно, кДж/кг; η — коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (равен 0,98—0,99).

Для подогревателя, в котором предусмотрены охладитель пара и охладитель конденсата греющего пара, поток теплоты равен:

$$Q = Q_{\text{о.п}} + Q_{\text{с.п}} + Q_{\text{о.к}}. \quad (1.2)$$

Количество теплоты, передаваемой в охладителе пара,

$$Q_{\text{о.п}} = G_{\text{о.п}}(i''_в - i'_в)_{\text{о.п}} = D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{о.п}})\eta, \quad (1.3)$$

для собственно подогревателя

$$Q_{\text{с.п}} = G(i''_в - i'_в)_{\text{с.п}} = D_{\text{п}}(i_{\text{с.п}} - i'_п)\eta, \quad (1.4)$$

для охладителя конденсата

$$Q_{\text{о.к}} = G_{\text{о.к}}(i''_в - i'_в)_{\text{о.к}} = D_{\text{п}}(i'_п - i_{\text{др}})\eta. \quad (1.5)$$

В уравнениях (1.3)—(1.5) $i_{\text{о.п}}$ — удельная энтальпия пара на выходе из охладителя пара; $i'_п$ — удельная энтальпия конденсата пара при температуре насыщения; $G_{\text{о.п}}$, $G_{\text{о.к}}$ — расходы воды через охладитель пара и охладитель конденсата соответственно; $(i''_в - i'_в)_{\text{о.п}}$, $(i''_в - i'_в)_{\text{с.п}}$ и $(i''_в - i'_в)_{\text{о.к}}$ — количество теплоты, передаваемой 1 кг воды в охладителе пара, собственно подогревателе и охладителе конденсата.

При проведении тепловых расчетов количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах подогревателей, оценивается по температуре греющей и нагреваемой сред. Так, температура воды на выходе из охладителя пара $t_{\text{о.п}}$ может приниматься по температуре насыщения $t_{\text{н}}$:

$$t_{\text{о.п}} = t_{\text{н}} + (10 \div 25)^\circ\text{C},$$

а температура среды на выходе из охладителя конденсата

$$t_{\text{др}} = t'_в + (5 \div 10)^\circ\text{C}.$$

На рис. 1.10, б приведены графики изменения температур теплоносителей. Для собственно подогревателя температуру греющей среды можно принять постоянной и равной температуре насыщения при давлении греющего пара. Для уменьшения габаритов охладителя конденсата и

охлаждителя пара через них пропускается только часть поступающей в подогреватель воды (10—20 %). После смешения потоков воды за охладителем конденсата температура воды на входе в собственно подогреватель $t''_{с.п}$ становится ниже $t''_{о.к}$. Аналогично при принятой схеме включения охладителя пара температура воды на выходе из подогревателя $t''_{с.п}$ будет ниже $t''_{о.п}$.

Недогрев воды до температуры насыщения в собственно подогревателе и минимальные температурные напоры в охладителях пара и конденсата выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Уменьшение температурных напоров приводит к повышению тепловой экономичности блока (за счет более полного использования теплоты отборного пара), но сопровождается ростом металлозатрат и капиталовложений в подогреватели. В зависимости от стоимости топлива, используемого на электростанции, можно рекомендовать следующие минимальные температурные напоры:

Показатель	пвд	пнд	
Стоимость топлива, руб/т . . .	18—23	2,5—5	18—23 2,5—5
Минимальный температурный напор, °С:			
$\Delta t_{о.п}$	10	15	7 12
$\Delta t_{с.п}$	3	5	2 4
$\Delta t_{о.к}$	6	10	3 6

Средний температурный напор для поверхностей нагрева отдельных элементов и подогревателя в целом определяется как среднелогарифмический, т. е.

$$\Delta t'_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{1_n \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}}. \quad (1.6)$$

Здесь большие и меньшие температурные разности определяются в соответствии с графиками рис. 1.10 для собственно подогревателя $\Delta t_{б} = t_{н} - t'_{с.п}$, $\Delta t_{м} = t_{н} t''_{с.п}$, для охладителя пара (при противотоке) $\Delta t_{б} = t_{п} - t''_{в}$ и $\Delta t_{м} = t''_{о.п} - t'_{с.п}$, для охладителя конденсата $\Delta t_{б} = t_{н} - t'_{с.п}$ и $\Delta t_{м} = t''_{о.к} - t'_{в}$. Для слож-

ных схем омыwania поверхности нагрева к среднему температурному напору вводится поправка ψ , которая определяется из [2]. Тогда

$$\Delta t_{ср} = \psi \Delta t'_{ср} \text{прот}. \quad (1.6a)$$

Следует заметить, что при числе ходов теплоносителей более четырех значение ψ близко к 1.

Для тонкостенных труб, применяемых в регенеративных подогревателях, с достаточной степенью точности можно определить коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}. \quad (1.7)$$

Здесь α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке труб и от стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/(м² · К); $\delta_{ст}$, $\delta_{н}$, $\lambda_{ст}$ и $\lambda_{н}$ — соответственно толщины стенки труб и слоя накипи, м, и коэффициенты теплопроводности металла и накипи, Вт/(м · К).

При расчете регенеративных подогревателей термическим сопротивлением стенки можно пренебречь, а накипь на стенках труб практически всегда отсутствует.

Поверхность теплообмена подогревателя F определяется из уравнения теплопередачи. Для подогревателей принято определять ее значения по наружному диаметру труб $F_{н}$:

$$F_{н} = \frac{Q}{k \Delta t_{ср} d_p}, \quad (1.8)$$

где значение $d_p = d_{вн}$ при $\alpha_1 \gg \alpha_2$; $d_p = 0,5 (d_{вн} + d_{н})$ при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ и $d_p = d_{н}$ при $\alpha_1 \ll \alpha_2$.

Для определения k и последующего определения $F_{н}$ необходимо вычислить α_1 и α_2 . При определении коэффициентов теплоотдачи важным является знание условий теплообмена и состояния теплопередающих сред. Так, например, в охладителях пара и конденсата теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния вещества. В собственно подогревателе агрегатное состояние пара изменяется. Для всех элементов регенеративных подогревателей характерно вынужденное дви-

жение нагреваемой среды, при этом режим движения, как правило, турбулентный.

Теплообмен с однофазной средой при течении внутри труб и в каналах произвольной формы поперечного сечения (продольное омывание) при $l/d_3 > 40$ и турбулентном режиме ($Re > 10^4$) характеризуется уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.9)$$

Здесь $Nu = \alpha d_3 / \lambda$ — число Нуссельта, в состав которого входит искомый коэффициент теплоотдачи; d_3 — определяющий размер: при течении среды в трубах используется внутренний диаметр $d_{вн}$, а при продольном обтекании труб и каналов — эквивалентный диаметр $d_3 = 4f/P$, где P — смоченный периметр; f — площадь поперечного сечения канала, m^2 . Число Рейнольдса $Re = \omega d_3 / \nu$ определяет режим движения среды, где ω — скорость, m/s , и ν — коэффициент кинематической вязкости, m^2/s . Число Прандтля $Pr = \nu / a$ характеризует физические свойства среды, где a — коэффициент ее теплопроводности, m^2/s . Индексы «ж» и «ст» при числе Pr указывают на значение температуры, при которой определяется это число. При нагревании воды или пара температура стенки труб близки к температуре среды и значение $Pr_{ст}$ оказывается близким значению $Pr_{ж}$. Отношение $Pr_{ж}/Pr_{ст}$ в этом случае принимают равным 1.

При развитии турбулентном движении жидкости ($Re < 10^4$) в трубах и в прямолинейных каналах некруглого сечения с достаточной степенью точности можно использовать вместо (1.9) уравнение вида

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \epsilon_l \quad (1.10)$$

Коэффициент ϵ_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $l/d_3 > 50$, то $\epsilon_l = 1$, при $l/d_3 < 50$ значения ϵ_l даны в табл. 1.1.

Для определения коэффициента теплоотдачи при движении жидкости в спиральных трубах, применяющих-

Таблица 1.1. Значения коэффициента ϵ_l в формуле (1.10)

Re	l/d_3							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

ся в ПВД, в уравнение (1.10) вводится поправка на турбулизацию потока за счет его поворота. Уравнение (1.10) в этом случае принимает вид

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (1 + 11,11 D_{вн} n_{в} n_{п} / l_{сп}), \quad (1.П)$$

где $D_{вн}$ — внутренний диаметр наименьшего витка спирали, m ; $n_{в}$ — число витков в одной плоскости спирали; $n_{п}$ — число плоскостей у спиральной трубы (одинарная или двойная спираль); $l_{сп}$ — длина спирали, m .

Входящие в числа подобия теплофизические параметры сред определяются при средней расчетной температуре теплоносителя

$$t_{ср} = t_{вых} + (t_{вых} - t_{вх}) \frac{\Delta t_{ср} - \Delta t_{м}}{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}} \quad (1.12)$$

В условиях движения жидкости, когда значения числа Re оказываются меньшими 2200 (ламинарное течение), коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} X \quad (1.13)$$

$$X = \frac{1}{\sqrt{Pr_{ст}}} \epsilon_l$$

Здесь $Gr = \beta g \Delta t / \nu^2$ — число Грасгофа; Δt — разность между температурами стенки и теплоносителя, $^{\circ}C$; $\beta = 1/t$ — коэффициент объемного расширения, $1/^{\circ}C$.

При значении числа $Re = 2200 \div 10^4$ (переходный режим движения жидкости) коэффициент теплоотдачи определяется из выражений (1.10) или (1.11) с учетом поправки φ , значение

Т а б л и ц а 1.2. Значения поправочного коэффициента φ к уравнениям (1.10) и (1.11)

Re	2200	2300	2500	3000	3500	5000	6000	7000	10 000
φ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,86	0,91	0,96	0,99

которой определяется из табл. 1.2.

В охладителях пара и конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния пара при внешнем поперечном омывании пучков прямых или спиральных труб. При турбулентном течении пара ($Re > 6 \cdot 10^3$) уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$Nu = C \varepsilon_z Re^m Pr^n \left(\frac{S_1 - d_n}{S_2 - d_n} \right)^p. \quad (1.14)$$

Здесь S_1, S_2, d_n — шаги труб в поперечном и продольном направлениях потока и наружный диаметр труб соответственно, м; ε_z — коэффициент, учитывающий влияние количества рядов труб z вдоль потока (для подогревателей ТЭС $z > 20$; $\varepsilon_z = 1$).

Значения коэффициента C и показателей степени m, n и p принимаются из табл. 1.3.

Т а б л и ц а 1.3. Значения коэффициента C и показателей степени m, n и p в формуле (1.14)

Характеристика пучка труб	C	m	n	p
Коридорный из гладких прямых труб	0,2	0,64	0,35	0
Шахматный или спиральный	0,305	0,6	0,35	0,25
Спиральный при $Re > 10^5$	0,027	0,84	0,4	0

Для гладкотрубного пучка труб, наклоненного к потоку под углом φ , выражение (1.14) дополняется поправкой $\varepsilon_\varphi = 0,25 \sin(2\varphi - 70) + \frac{1}{2} 0,75$. При смешанном (продольном и поперечном) омывании пучков труб коэффициент теплоотдачи определяет-

ся отдельно для каждой части пучка и усредняется:

$$\alpha = \frac{\alpha_{\text{поп}} F_{\text{поп}} + \alpha_{\text{прод}} F_{\text{прод}}}{F_{\text{поп}} + F_{\text{прод}}}. \quad (1.14a)$$

Для расчета теплообмена в элементах подогревателей, где изменение агрегатного состояния теплоносителей не происходит, необходимо выбрать скорость движения среды (после определения конструктивных размеров подогревателя скорость уточняется). Скорость движения теплоносителей выбирается на основании технико-экономических расчетов. Увеличение скорости улучшает условия теплообмена, что приводит к снижению требуемой поверхности нагрева, т. е. снижению стоимости регенеративных подогревателей. В то же время с увеличением скорости возрастает гидравлическое сопротивление движению жидкости, что приводит к возрастанию мощности, затрачиваемой на перекачивание. Оптимальные значения скорости в значительной степени зависят от стоимости топлива и давления в трубной системе. Для ПНД значения скорости принимаются 1,7—2,2 м/с при дешевом топливе и 1,5—1,8 м/с при дорогом; для ПВД соответственно 1,6—1,9 и 1,5—1,7 м/с.

В регенеративных подогревателях можно считать, что теплообмен происходит почти в неподвижном паре. Главными условиями теплообмена в этом случае являются скорость стекания и толщина пленки конденсата, образующегося на трубах.

Режим течения пленки конденсата определяется числом Рейнольдса

$$Re_{\kappa} = 10^{-3} q l / g \mu_{\kappa} r. \quad (1.15)$$

Здесь $q = Q/F$ — средняя плотность теплового потока через поверхность нагрева, Вт/м²; l — высота участка

труб между соседними перегородками, м; μ_k — коэффициент динамической вязкости пленки конденсата, н · с/м²; r — удельная теплота конденсации пара, кДж/кг. При пленочной конденсации чистого медленно движущегося пара при $Re_k < 100$ определение коэффициента теплоотдачи можно производить из выражения

$$d_1 = CA \left(\frac{r}{\Delta t_1} \right)^{0,25} \varepsilon_r = b \left(\frac{1}{At_1} \right)^{0,25}, \quad (1.16)$$

где $A = \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g}{\rho_k} \right]^{0,25}$; λ_k и ρ_k — коэффициент теплопроводности и плотность конденсата; ρ_n — плотность пара; коэффициент C для вертикальных труб равен 1,13; ε_r — поправка на шероховатость и загрязнение внешней поверхности труб (для латунных и нержавеющей труб $\varepsilon_r = 1$, для стальных цельнотянутых труб $\varepsilon_r = 0,8$); $\Delta t_1 = t_n - t_{ср}^{ср}$ — средний перепад температур в пограничном слое со стороны греющего пара; b — комплекс физических величин.

При $Re_k > 100$ значение коэффициента теплоотдачи определяется из выражения

$$\alpha_1 = \lambda_k \left(\frac{g}{\nu_k^2} \right)^{1/3} \times \frac{0,16 Pr^{1/3} Re_k}{Re_k - 100 + 0,63 Pr_k} \varepsilon. \quad (1.17)$$

Здесь $\varepsilon = \frac{1 + 0,013 (\rho_n \omega_n^2)^{1/2}}{\rho_k^{1/2} (g \nu_k)^{1/3}}$ учитывает влияние массовой скорости пара на условия теплообмена.

Для многорядных коридорных и шахматных пучков горизонтальных труб (с числом рядов n) средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = \alpha_1 n^{-0,25} \quad (1.18)$$

При определении α_1 важным является знание температуры стенки поверхности нагрева. Определение ее проводится методами последовательных приближений или графоаналитическим. Сущность последнего сводится к графическому решению уравне-

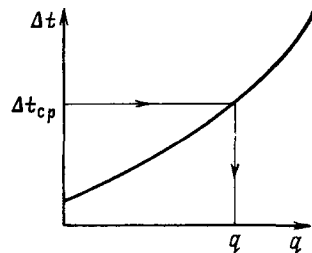


Рис. 1.14 Графоаналитическое определение плотности теплового потока в зависимости от температурного напора

ния для плотности теплового потока через стенку трубы.

Выражение для плотности теплового потока можно записать в виде

$$q = b \Delta t_1^{0,75}. \quad (1.19)$$

Из (1.19) следует, что $\Delta t_1 = \left(\frac{q}{b} \right)^{3/2}$, и, учитывая, что значение $\Delta t_{ср} = \frac{\delta_{ср}}{\lambda_{кр}} q$, а $\Delta t_2 = q / \alpha_2$, получаем

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_{ср} + \Delta t_2 = b q^{4/3} + \frac{\delta_{ср}}{\lambda_{кр}} q + \frac{q}{\alpha_2}. \quad (1.20)$$

Вид графического решения уравнения (1.20) показан на рис. 1.14. Используя эту зависимость для найденного из выражения (1.6) $\Delta t_{ср}$, определяют величину q . По найденному значению q легко определить значения Δt_1 , Δt_2 и $\Delta t_{ср}$, коэффициент теплоотдачи α_1 , а затем коэффициент теплопередачи $k = q / \Delta t$ и необходимую поверхность нагрева F .

1.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНОСТНЫХ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

При конструкторском расчете регенеративных подогревателей некоторые их геометрические характеристики (число труб, шаг их, диаметр трубной доски и ряд других) должны быть предварительно выбраны. При принятой скорости движения воды w и известных параметрах ее на входе

в подогреватель число труб при одном ходе равно:

$$n = \frac{4Gv}{\pi d_{\text{вн}}^2 \omega} \quad (1.21)$$

Общая длина труб

$$\frac{F}{\pi d_{\text{вн}} n} = lz, \quad (1.22)$$

где l — средняя длина труб (рабочая); z — число ходов при движении воды.

Рабочая длина труб в подогревателе выбирается из соображений компактности и технологичности. Обычно при выборе исходят из соотношения $l/D_{\text{тр}} = 2 \div 3$, где $D_{\text{тр}}$ — диаметр трубной доски.

Расположение труб в трубной доске характеризуется коэффициентом ее заполнения $\eta_{\text{тр}}$, равным отношению числа размещенных труб к числу труб, которое можно было бы разместить при полном использовании трубной доски, т. е.

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866t^2 N}{\pi D_{\text{тр}}^2 / 4} \quad (1.23)$$

Здесь N — общее число труб в подогревателе, определяемое из соотношения

$$N = \frac{F}{\pi d_{\text{т}}^2 t} = nz, \quad (1.24)$$

а t — шаг труб при размещении их в трубной доске. Значение t определяется способом крепления труб в трубной доске и условиями ее ослабления отверстиями. При закреплении труб вальцовкой величина t принимается равной $(1,25—1,3) d_{\text{вн}}$, а при сварном соединении $t = 1,25 d_{\text{н}}$.

Минимальный диаметр трубной доски при закреплении в ней наибольшего количества труб достигается при треугольной разбивке отверстий для труб, т. е. когда оси отверстий располагаются в вершинах равностороннего треугольника. Для характеристики заполнения трубной доски используют коэффициент использования ее $U_{\text{тр}}$ как отношение площади, занятой трубами, к общей площади:

$$U_{\text{тр}} = N \left(\frac{d_{\text{н}}}{D_{\text{тр}}} \right)^2 \quad (1.25)$$

В процессе конструирования подогревателя значения $\eta_{\text{тр}}$ и $U_{\text{тр}}$ принимаются с последующим уточнением, исходя из имеющегося опыта проектирования. Диаметр трубной доски в этом случае определяется из (1.25) или (1.23), т. е.

$$D_{\text{тр}} = d_{\text{н}} \sqrt{\frac{N}{U_{\text{тр}}}} = 1,05t \sqrt{\frac{N}{\eta_{\text{тр}}}} \quad (1.26)$$

При определении конструктивных характеристик подогревателей принимают во внимание технологию сборки и ремонта, транспортные условия и условия прочности отдельных элементов.

1.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Задачей гидравлического расчета подогревателей является определение их гидравлического сопротивления.

Для любого элемента или участка подогревателя гидравлическое сопротивление определяется выражением

$$\Delta P = \left(\sum \lambda \frac{l}{d_3} + \sum \zeta_m \right) \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (1.27)$$

Здесь $\sum \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\rho \omega^2}{2}$ определяет гидравлические потери, возникающие при движении теплоносителя за счет трения о стенки труб; $\sum \zeta_m \frac{\rho \omega^2}{2}$ — гидравлические потери при движении теплоносителя, вызванные местными сопротивлениями (поворотами, сужениями или расширениями и т. п.).

Значение коэффициента сопротивления трения λ зависит от шероховатости стенок труб A и от режима движения теплоносителя, определяемого числом Re . С достаточной степенью точности значение λ может быть определено из выражения

$$\lambda = 0,1 \sqrt{1,46 \frac{A}{d_{\text{ст}}} + \frac{100}{Re}}^{0,25} \quad (1.28)$$

где A для стальных труб равна 0,2 мм, для латунных — 0,01 мм.

Таблица 1.4. Коэффициент местного сопротивления для различных элементов подогревателей

Наименование	Значение
Вход и поворот во входной и выходной камерах	1,5
Поворот потока на 180° через промежуточную камеру	2,5
Поворот потока на 180° в трубах	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5—1,0
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0
Вход потока в спираль	1,25
Выход из спирали	1,0
Влияние кривизны спирали (для n витков)	0,5

Коэффициенты местного сопротивления ζ_m для различных элементов подогревателей приведены в табл. 1.4.

Потери давления в межтрубном пространстве подогревателя при конденсации пара незначительны, и ими в большинстве случаев можно пренебречь. То же относится к межтрубному пространству охладителей конденсата.

Гидравлическое сопротивление по пару встроенного охладителя пара можно определить, используя формулу

$$\Delta P = 6mD_B \left(\frac{D_{\Pi}}{f} \right) \frac{1}{2\rho''} \quad (1.29)$$

где m — число секций, последовательно омываемых паром; D_B — диаметр наибольшего витка спирали; f — сечение для прохода пара; D_{Π} и ρ'' расход пара и его плотность соответственно.

1.8. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА

Целью теплового расчета является определение нагрева конденсата при принятой схеме его движения. Теплота, подводимая с паром из отборов турбины к подогревателю, расходуется на нагрев основного конденсата турбины, частично теряется с выпаром и в окружающую среду, т. е.

$$Q_{\Pi} = Q_{\kappa} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{пот.}}$$

Потери теплоты от подогревателя в окружающую среду невелики и могут не учитываться в расчетах. Расход выпара может приниматься рав-

ным 0,25 % расхода греющего пара, поступающего в подогреватель, или приниматься таким же, как и в деаэраторах вакуумного типа (3 кг на 1 т номинального расхода питательной воды).

Расход пара в подогреватель определяется из уравнения теплового баланса, а для определения нагрева воды в струях при их поперечном омывании потоком пара используется эмпирическая зависимость

$$\lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2} = 0,053 \frac{l(1-\Pi)^7}{\text{Pr}^{0,62}} \times \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{\Pi}}{\omega_{\text{в}}} \right)^2 \frac{\rho_{\Pi}}{ad}}, \quad (1.30)$$

где l — длина струй, м; d — диаметр отверстий в тарелке, м; $\Pi = G_{\text{в}}/D_{\text{см}}$ — отношение массового расхода воздуха, содержащегося в греющем паре, к суммарному расходу воздуха и пара; ω_{Π} , $\omega_{\text{в}}$ — скорость пара и скорость воды в струях, м/с; Pr , σ и ρ_{Π} — число Прандтля, коэффициент поверхностного натяжения для воды и плотность пара, принимаемые при температуре насыщения; $t_{\text{н}}$ — температура насыщения греющего пара, °С; t_1 , t_2 — температура воды в начале и конце струи, °С.

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ начальную скорость истечения воды из отверстий в тарелках $\omega_{\text{в}}$ следует принимать равной 0,6—1 м/с. При такой скорости практически исключается эрозионный износ отверстий и сохраняется умеренная высота слоя воды над тарелкой.

Длина струй / в формуле (1 30) принимается не более 0,7 м, диаметр отверстий — 5—8 мм, а содержание воздуха в греющем паре принимается равным не более 0,1 %

С учетом принятых рекомендаций число отверстий в гарелке

$$n = \frac{G_k v_k}{0,785 d^2 \omega_B}, \quad (1 31)$$

где C_k — расход основного конденсата, кг/с

Определение нагрева основного конденсата в струях производится методом последовательного приближения. Для этого первоначально величина нагрева принимается ориентировочно и определяется количество сконденсированного при этом пара

$$D_{п} = \frac{G_k C_p (t_2 - t_1)}{i'' - i_2}, \quad (1 32)$$

где i'' , i_2 — энтальпия греющего пара и конденсата, кДж/кг

С учетом конденсации части пара скорость его на входе и выходе из струйного пучка при поперечном омывании определяется из выражений

$$\omega_{п вх} = D_{п вх} v'' / L_{вх}; \quad (1 33)$$

$$\omega_{п вых} = -D_{п вых} v'' / L_{вых}, \quad (1 33a)$$

где $D_{п вх} = D_{п} + D_{п вых}$ — расход пара на входе в струйный пучок, кг/с, $D_{п вых}$ — расход пара на выходе из струйного пучка, кг/с, $L_{вх}$, $L_{вых}$ — развернутая ширина (суммарный периметр всех струй) струйного пучка на входе и выходе пара, м

Средняя скорость пара в струйном пучке может вычисляться как среднеарифметическая (при $\omega_{п вх} / \omega_{п вых} < 1,7$) или как среднелогарифмическая из выражения

$$\omega_{п. ср} = \frac{\omega_{п вх} - \omega_{п вых}}{\ln \frac{\omega_{п вх}}{\omega_{п вых}}} \quad (1 34)$$

Подсчитанное значение скорости пара и принятые характеристики струйного истечения должны обеспечить принятый нагрев основного конденсата, определяемый формулой (1 30). При расхождении принятого

нагрева от подсчитанного по формуле (1 30), превышающем 0,1 °С, расчет повторяется при вновь принятой величине

Для определения геометрических характеристик и потерь давления в подогревателе наряду с тепловым выполняется его гидродинамический расчет

При отсутствии расхода пара высота слоя конденсата над тарелкой (гидродинамический уровень) определяется из выражения

$$h_r = \omega_B^2 / 2ga^2, \quad (1 35)$$

где a — коэффициент расхода (для отверстий диаметром 5—10 мм и толщине листа 6—10 мм принимается равным 0,6)

При нормальной работе над тарелкой устанавливается динамический уровень, превышающий h_r на сумму потерь давления при движении пара через струйный пучок $\Delta p_{ст}$ и потерь давления на преодоление местных сопротивлений при движении пара из одного отсека в другой Δp_m . Величина $\Delta p_{ст} = \frac{m}{S \sin \theta} \Delta p_0$, где m —

глубина струйного пучка; S — шаг отверстий в тарелке, Δp_0 — гидравлическое сопротивление одного ряда струй (примерно $\Delta p_m \approx \frac{\rho v^2}{\sigma} \sum \zeta_m$). Для определения принимается, что $\sum \zeta_m = 3$

Высота переливных бортиков тарелок принимается обычно на 60—70 % выше динамического уровня с учетом загрязнения и возможности перегрузки подогревателя

При применении в подогревателе барботажных тарелок должна быть обеспечена гидродинамическая устойчивость их работы. Надежное поддержание слоя воды над тарелкой обеспечивается при скорости пара в отверстиях, большей или равной минимальной и определяемой из выражения

$$\omega_{min} = 1,41 \sqrt{g/\rho''} \sqrt{\sigma(\rho' - \rho'')} g \times \times \left(\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma} \right)^{1/6} d^{2/9} h^{1/9}, \quad (1 36)$$

где d и h — диаметр отверстий и высота переливных бортиков над тарелкой.

Максимальная скорость пара, при которой обеспечивается надежное сохранение барботажного слоя, может быть определена из уравнения

$$\frac{w_{\text{макс}}'' p''}{\sqrt{g\sigma(\rho' - \rho'')}} = 1,26 \cdot 10^9 \times \left(\frac{h}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \right)^{0,24} \times \left(\frac{\mu^2 \sqrt{g(\rho' - \rho'')}}{\sigma^{3/2} \rho'} \right)^{1,66} \quad (1.37)$$

В формулах (1.36) и (1.37) все значения физических параметров принимаются при температуре насыщения пара. Высота переливных бортиков принимается равной 60—80 мм, а диаметр отверстий — 6—8 мм.

1.9. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Общие данные

В качестве примера рассмотрим расчет регенеративного подогревателя № 8 блока К-500-240. Порядок расчета изложен в соответствии с [5].

Исходные данные приняты в соответствии с [6].

Параметры греющего пара: давление $p_{\text{п}} = 3,89$ МПа; температура $t_{\text{п}} = 295$ °С; энтальпия $i_{\text{п}} = 2945$ кДж/кг; давление пара в собственно подогревателе $p_{\text{п}} = 3,84$ МПа; температура насыщения $t_{\text{с.п}}^{\text{н}} = 248$ °С; энтальпия конденсата пара за собственно подогревателем $i_{\text{с.п}}^{\text{н}} = 1076,1$ кДж/кг; энтальпия пара, поступающего в собственно подогреватель, $i'_{\text{п}} = 2802$ кДж/кг; температура пара $t'_{\text{п}} = 262,2$ °С.

Параметры питательной воды: давление $p_{\text{п.в}} = 32$ МПа; температура на входе в охладитель конденсата $t_{\text{в}} = 195,6$ °С; энтальпия воды на входе в охладитель конденсата $i_{\text{в}} = 834,4$ кДж/кг; температура конденсата на выходе из охладителя $t_{\text{др}} = 210,1$ °С; энтальпия $i_{\text{др}} = 897,7$ кДж/кг; энтальпия конденсата ПВД-9 $t_{\text{др}9} = 106,9$ °С; расход его 28,841 кг/с.

Расчетная схема подогревателя показана на рис. 1.10, а. В охладитель конденсата поступает часть питательной воды с расходом 60 кг/с (14,3 %). Через собствен-

но подогреватель проходит 420 кг/с воды. Расход воды через пароохладитель принят равным 70 % расхода пара, поступающего в подогреватель.

Расход пара в подогреватель обычно известен из расчета тепловой схемы или определяется из уравнения теплового баланса при заданных параметрах:

$$D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i_{\text{др}}) \eta_{\text{п}} = G_{\text{п.в}}(i_{\text{с.п}} - i_{\text{в}}).$$

Энтальпия воды на выходе из собственно подогревателя определяется при $p = 32$ МПа и температуре $t_{\text{с.п}} = t_{\text{с.п}}^{\text{н}} - \theta$. При значении $\theta = 4,5$ °С имеем $t_{\text{с.п}} = 248 - 4,5 = 243,5$ °С и $i_{\text{с.п}} = 1051,9$ кДж/кг.

Расход пара в подогреватель

$$D_{\text{п}} = \frac{420(1051,9 - 834,4) 0,99}{2802 - 897,7} = 47,491 \text{ кг/с.}$$

Используя полученный расход пара, определяют температуру воды на выходе из охладителя конденсата, на входе в собственно подогреватель и на выходе из охладителя пара. Из уравнения теплового баланса для охладителя конденсата (дренажа)

$$D_{\text{п}}(i_{\text{с.п}}^{\text{н}} - i_{\text{др}}) + D_{\text{п.д}}(i_{\text{др}9} - i_{\text{др}}) = G_{\text{о.д}}(i_{\text{о.д}} - i_{\text{в}})^{1/\eta_{\text{п}}}$$

имеем

$$i_{\text{о.д}} = i_{\text{в}} + \frac{D_{\text{п}}(i_{\text{с.п}}^{\text{н}} - i_{\text{др}}) + D_{\text{п.д}}(i_{\text{др}9} - i_{\text{др}})}{G_{\text{о.д}}} \eta_{\text{п}} = 834,4 + \frac{47,491(1076,1 - 897,7) + 28,841(1065,9 - 897,7)}{60} = 1056,5 \text{ кДж/кг}$$

$$\text{и } t_{\text{о.д}} = 244 \text{ °С.}$$

Энтальпия воды на входе в собственно подогреватель

$$i'_{\text{о.д}} = i_{\text{в}} + \frac{G_{\text{о.д}}(i_{\text{о.д}} - i_{\text{в}})}{G} = 834,4 + \frac{60(1056,5 - 834,4)}{420} = 866,1 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды на входе в собственно подогреватель $t'_{\text{о.д}} = 203$ °С.

Энтальпия воды на выходе из пароохладителя (при расходе $G_{\text{по}} = 0,7D = 33,24$ кг/с)

$$i_{\text{по}} = i_{\text{с.п}} + \frac{D_{\text{п}}(i_{\text{п}} - i'_{\text{п}}) \eta}{G_{\text{по}}} = 1051,9 + \frac{47,491(2945 - 2802) 0,99}{33,24} = 1254,17, \text{ а температура } t_{\text{по}} = 283,5 \text{ °С.}$$

По балансу теплоты (1.3)–(1.5) тепловая нагрузка охладителя конденсата $Q_{о.д} = 13\,326$ кВт, охладителя пара $Q_{п.о} = 6723,5$ кВт и собственно подогревателя $Q_{с.п} = 81964,7$ кВт.

Расчет собственно подогревателя

Среднелогарифмическая разность температур в подогревателе (1.6)

$$\Delta t_{ср} = \frac{(248 - 203) - (248 - 243,5)}{\ln \frac{248 - 203}{248 - 243,5}} = 17,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от стенок труб к воде необходимо установить режим движения ее. Скорость воды в трубах подогревателя принимается в пределах 1,3–1,8 м/с. Для скорости 1,5 м/с и соответствующих средней температуре воды $\Delta t_T = \frac{243,5 + 203}{2} = 223,25^\circ \text{C}$

параметрах [$\nu = 0,147 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 64,110^{-2}$ Вт/(м·с); $Pr = 0,885$] значение числа Re равно $32,65 \cdot 10^4$.

Коэффициент теплоотдачи α_2 для этих условий определяется из зависимости (1.11), где множителем, взятым в скобки, пренебрегли из-за его малости:

$$\alpha_2 = \frac{0,023 \lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4} = \frac{0,023 \cdot 64 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{0,032} (32,65 \cdot 10^4)^{0,8} \times 0,885^{0,4} = 17\,632 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Термическое сопротивление стенки труб $R_{ст} = \delta_{ст}/\lambda_{ст} = 5,36 \cdot 10^{-6}$. Значение коэффициента B в формуле (1.19) при $t_{ст}^{ср} = 1/2 (t_{н} + t_{г}) = (248 + 223,25)/2 \times 1/2 = 235,6^\circ\text{C}$ равно 7932, т. е. $\alpha_1 = 7932 \Delta t_1^{-0,25}$ Вт/(м²·K). В соответствии с (1.20) и полученными значениями α_2 , $R_{ст}$ и α_1 имеем

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = 6,5 \cdot 10^{-6} q^{4/3} + 5,36 \cdot 10^{-5} q + 5,67 \cdot 10^{-5} q.$$

Принимая различные значения q , строим зависимость $\Delta t = f(q)$ по типу кривой на рис. 1.14, из которой следует, что при $\Delta t = 17,6^\circ\text{C}$ $q = 52 \cdot 10^3$ Вт/м².

Коэффициент теплопередачи в собственно подогревателе в этих условиях

$$k = \frac{52 \cdot 10^3}{17,6} = 2954 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Поверхность нагрева собственно подогревателя

$$F = \frac{81964,7 \cdot 10^3}{2954 \cdot 17,6} = 1576 \text{ м}^2.$$

Практически поверхность нагрева должна быть несколько выше за счет возможности загрязнений поверхности, коррозии и т. п. Принимаем $F_{оп} = 1584$ м².

При принятой скорости воды в трубах число спиралей собственно подогревателя

$$N = \frac{G_{п.в} v}{0,785 \omega d_{вн}^2} = \frac{420 \cdot 0,001215}{0,785 \cdot 1,5 \cdot 0,022^2} = 895 \text{ шт.}$$

Практически число спиралей принимается кратным произведению числа секций и числа рядов в каждой секции, т. е. $6 \cdot 12 = 72$. Тогда $N = 864$ шт. Длина каждой спирали в этом случае

$$l = \frac{1584}{864 \pi \cdot 0,032} = 18 \text{ м.}$$

В заключение теплового расчета собственно подогревателя рекомендуется уточнить температуру, при которой были определены физические параметры:

$$\Delta t_{ст} = t_{н} - \Delta t_1 = 248 - 12,26 = 235,74^\circ\text{C}.$$

Отклонение от принятого значения $\Delta t_{ст}^{ср}$ равно $0,14^\circ\text{C}$, что вполне допустимо.

Тепловой расчет охладителя пара

Тепловая нагрузка охладителя пара $Q_{о.п} = 6723,5$ кВт. Расход пара $47,491$ кг/с, а расход питательной воды $G_{п.в} = 33,24$ кг/с.

Если размеры спиралей охладителей пара такие же, как и в собственно подогревателе, тогда сечение для прохода пара $F = 10,004 \beta = 18 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,071$ м². (Здесь $\beta = 0,98$ учитывает часть длины труб, участвующей в теплообмене, а 0,004 – расстояние между трубами.)

При двух потоках скорость пара в охладителе

$$\omega_{п} = \frac{D_{п} v}{2F} = \frac{47,491 \cdot 0,05889}{2 \cdot 0,071} = 19,7 \text{ м/с,}$$

где v – средний удельный объем пара при его средней температуре.

$$\text{Эквивалентный диаметр } a_э = \frac{4F}{U} = \frac{4 \cdot 0,071}{2} = 0,142 \text{ м. Число Рейнольдса}$$

$Re = \frac{\omega_{п} d_э}{\nu_{п}} = \frac{19,7 \cdot 0,142}{8,37 \cdot 10^{-7}} = 3,34 \cdot 10^6$, значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенке труб следует определять из выражения (1.14):

$$\alpha_1 = 0,027 \frac{\lambda_{п}}{d_э} Re^{0,84} Pr^{0,4} = 0,027 \frac{0,0548 \cdot (3,34 \cdot 10^6)^{0,84} \cdot 1,157^{0,4}}{0,008} = 5260 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воде определяется из выражения (1.10).

Физические параметры при этом определяются при $t_{ср} = \frac{283,5 + 243,5}{2} = 263,5$ °С и $p_{ц.в} = 3,2$ МПа.

Скорость воды в трубах при двухпоточной схеме принимаем равной 1,5 м/с, а диаметр трубок 32 X 6 мм. Тогда $Re = \frac{1,5 \cdot 0,02}{0,63 \cdot 10^{-6}} = 184\,040$ и по (1.10)

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{0,599}{0,02} (184\,040)^{0,8} 1,032^{0,4} = 11\,580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи [см. (4.11)]

$$k_0 = 1 / \left(\frac{1}{25260} + \frac{0,032}{246,6} \frac{32}{20} + \frac{1}{11\,580} \frac{32}{20} \right) = 1336 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\frac{32}{20} = \frac{d_n}{d_{ав}}$ учитывает вид теплопередающей стенки — стенка цилиндрическая.

Средний температурный напор в охладителе пара по (1.6)

$$\Delta t = \frac{(262,2 - 239,2) - (295 - 283,5)}{\ln \frac{262,2 - 239,2}{295 - 283,5}} = 18,1 \text{ °С}.$$

Поверхность нагрева охладителя пара по (1.8)

$$F_{о.п} = \frac{6723,5 \cdot 10^3}{18,1 \cdot 1336} = 278 \text{ м}^2$$

Число змеевиков охладителя пара по (1.24) с учетом (5)

$$N = \frac{F}{\beta \pi d_n} = \frac{278}{0,98 \cdot 18 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 182.$$

Расчет охладителя конденсата

Тепловая нагрузка охладителя конденсата $Q_{о.д} = 13\,326$ кВт. Средняя температура конденсата в межтрубном пространстве

$$t_{ср}^к = \left(\frac{28,841 \cdot 245,8 + 47,491 \cdot 248}{76,332} + 210,1 \right) 0,5 = 228,6 \text{ °С}.$$

Сечение для прохода конденсата в охладителе принимаем таким же, как и в охладителе пара, т. е. 0,071 м². Тогда скорость конденсата в межтрубном пространстве

$$w_k = \frac{76,332 \cdot 0,001302}{0,071} = 1,39 \text{ м/с}.$$

Значение числа Рейнольдса при найденной скорости равно 84 859, а коэффициент теплоотдачи по (1.10)

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{0,598}{0,008} 84\,859^{0,8} \cdot 0,87^{0,4} = 11459,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средняя разность температур воды в трубах охладителя

$$t_{од}^{\ddot{}} = \frac{195,6 + 203}{2} = 199,3 \text{ °С}.$$

Значение коэффициента теплопередачи от стенки к воде определяем при скорости $w_B = 2$ м/с, и физических параметрах, соответствующих $t_{од}^{ср} = 199,3$ °С,

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \frac{0,601}{0,022} \left(\frac{2 \cdot 0,002}{0,158 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \times 0,93^{0,4} = 13\,828 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Расчетное значение $\alpha_{зп} = 1,132 \times 13\,828 = 15\,654$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи в охладителе конденсата

$$k_{од} = 1 / \left(\frac{1}{11\,459} + \frac{0,032}{246,6} \frac{32}{22} + \frac{1}{15654} \frac{32}{20} \right) = 3152 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний температурный напор в охладителе

$$\Delta t_{ср} = \frac{(247,15 - 195,6) - (210 - 203)}{\frac{247,15 - 195,6}{210 - 203}} = 22,3 \text{ °С}.$$

Поверхность теплообмена охладителя конденсата

$$F_{од} = \frac{13\,326 \cdot 10^3}{3152 \cdot 22,3} = 189,5 \text{ м}^2.$$

Таким образом, в результате расчета получено

$$F_{оп} = 278 \text{ м}^2; F_{с.п} = 1584 \text{ м}^2 \text{ и } F_{од} = 189,5 \text{ м}^2.$$

1 10 ПРИМЕР ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Исходные данные к расчету:

давление греющего пара $p_{II} = 0,089$ МПа, температура пара $t_{II} = 138$ °С, температура насыщения $t_{II} = 96$ °С, энтальпия греющего пара $i_{II} = 2760$ кДж/кг, давление нагреваемого конденсата $p_K = 2,35$ МПа, температура конденсата на входе в подогреватель $t_{вх} = 55$ °С, энтальпия конденсата $i_{вх} = 235$ кДж/кг, расход конденсата $G_K = 151$ кг/с

Принимаем недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения греющего пара равным 2 °С. Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{вых} = t_{II} - \theta = 96 - 2 = 94$ °С и энтальпия $i_{вых} = 398$ кДж/кг

Расход греющего пара в подогреватель из уравнения теплового баланса

$$D_{II} = G_K \frac{i_{вых} - i_{вх}}{(t_{II} - t_{II}) \eta_{II}} = 151 \frac{398 - 235}{(2760 - 402) \cdot 0,98} = 10,65 \text{ кг/с.}$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогревателе,

$$Q = D_{II} (t_{II} - t_{II}) \eta_{II} = 10,65 (2760 - 402) \cdot 0,98 = 24,7 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Требуемая поверхность теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи

$$F = Q / k \Delta t.$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно

$$\Delta t = \frac{\Delta t_G - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_G}{\Delta t_M}} = \frac{(96 - 55) - (96 - 94)}{\ln \frac{96 - 55}{96 - 94}} = 10,6 \text{ °С}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U-образными латунными трубами обычно равен 2,5–3,0 кВт/(м²·°С). Примем в первом приближении значение коэффициента теплопередачи равным 2,7 кВт/(м²·°С). Требуемая поверхность в этом случае составит

$$F = \frac{24,7 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 10,6} = 863 \text{ м}^2.$$

С учетом принятой поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U-

разными латунными трубами диаметром 16 X 0,75 мм. Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22$ мм и $S_2 = 19$ мм) с коэффициентом заполнения трубной доски $\eta = 0,48$ и скоростью движения воды в трубах $w_B = 0,8$ м/с, можно определить число параллельных труб по ходу воды

$$z_1 = \frac{4 G_K v_K}{w_B \pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 151 \cdot 0,00103}{0,8 \cdot 0,0145^2} = 1230 \text{ шт}$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске, равно $z = 4z_1 = 4920$ шт

Площадь трубной доски, занятая трубами,

$$F_{тр} = z \frac{\pi d_{II}^2}{4} \frac{1}{\epsilon} = 4920 \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \frac{1}{0,48} = 2,05 \text{ м}^2,$$

а средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2z_1 \pi d_{II}} = \frac{863}{2 \cdot 1230 \pi \cdot 0,016} = 6,98 \text{ м}$$

Средняя активная длина труб для отдельных отсеков подогревателя определяется по формуле

$$H = \frac{SH_t^2}{\Sigma H} = \frac{1^2 f 1,75^2 + 1,5^2 + 1,79^2 + 1,04^2}{1 + 1,75 + 1,5 + 1,79 + 1,04} = 1,5 \text{ м.}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо вначале установить режим движения пленки конденсата

Значение числа Рейнольдса для пленки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{QH}{r \rho' v} = \frac{24,7 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{2265 \cdot 961 \cdot 0,307} = 53,8$$

Так как $Re < Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб [см (4 7)]

$$\alpha_1 = 1,01 \lambda (g/v^2)^{1/3} Re^{-1/3} = 1,01 \cdot 0,683 \left(\frac{9,81}{307 \cdot 10^{-12}} \right)^{1/3} \times 53,8^{-1/3} = 5786 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Физические параметры конденсата, движущегося внутри труб, принимаются при значении температуры, равном

$$t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} = \frac{55 + 94}{2} = 75 \text{ °С}$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{ж} = \frac{\omega_{в} d_{вн}}{\nu_{ж}} = \frac{0,8 \cdot 0,0145}{0,392 \cdot 10^{-6}} = 29591.$$

$Re_{ж} > Re_{кр}$, т. е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{жк} \approx t_{ср} \approx 75^\circ\text{C}$ $Pr_{ср} \approx Pr_{ж} \approx 2,37$, а $\epsilon_{в} = 1$, тогда

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,021 \cdot 29591^{0,8} \cdot 2,37^{0,43} = 114,88.$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_{ж} \lambda_{ж}}{d} = \frac{114,88 \cdot 0,672}{0,0145} = 5324 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5786} + \frac{0,00075}{107} + \frac{1}{5324}} = 2732 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C}).$$

Отличие полученного значения k от принятого составляет 1 %, что допустимо.

1.11. ПРИМЕР ТЕПЛООВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА

В качестве примера рассмотрим расчет подогревателя низкого давления № 1 турбины К-300-240.

Исходные данные к расчету:

давление пара в подогревателе $p = 0,0167$ МПа;
энтальпия пара $i_{п} = 2495$ кДж/кг;
температура основного конденсата на входе $t_{вх} = 29,1^\circ\text{C}$;
энтальпия конденсата на входе $i_{вх} = 121,8$ кДж/кг;
расход конденсата $G_{к} = 186,1$ кг/с.

Расчетная схема подогревателя приведена на рис. 1.15. Количество теплоты, воспринимаемое основным конденсатом,

$$Q_{к} = G_{к} (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}) = 186,1 (235,7 - 121,8) \cdot 10^{-3} = 21,196 \text{ МВт},$$

где значение $i_{\text{вых}}$ принято при условии полного отсутствия недогрева конденсата до температуры насыщения пара.

Расход пара на подогреватель определяем при условии, что выпар его составляет 0,5 кг/т основного конденсата, при этом теплота выпара ПНД № 2 используется в ПНД № 1.

Из расчета ПНД № 2 теплота выпара равна $Q_{в2} = 0,253$ МВт, а теплота выпара

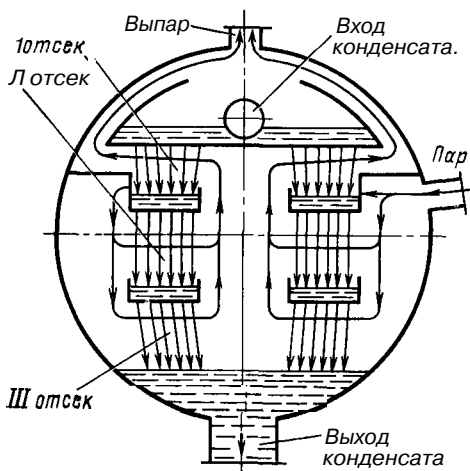


Рис. 1.15. Расчетная схема подогревателя смешивающего типа

ПНД № 1 составляет

$$Q_{в1} = 0,0005 \cdot 186,1 \cdot 2495 \cdot 10^{-3} = 0,232 \text{ МВт}.$$

Тогда расход греющего пара на подогреватель

$$D_{п} = \frac{21,196 + 0,232 - 0,253}{2495 - 235,7} = 9,373 \text{ кг/с}.$$

При принятой конструктивной схеме подогревателя принимаем расстояние между тарелками $l_1 = 0,38$ м, $l_2 = 0,5$ м и $l_3 = 0,48$ м, высоту подпора воды на тарелках при расчетной нагрузке $h = 0,125$ м и диаметр отверстий 8 мм.

Скорость истечения воды из отверстий верхней тарелки

$$\omega_{в1} = a \sqrt{2gh} = 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,125} = 0,94 \text{ м/с}.$$

Необходимое число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_{к} v_{к}}{0,785 d^2 \omega_{в1}} = \frac{186,1 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,94} = 3980.$$

При шахматном расположении отверстий с шагом $S_1 = S_2 = 2,5d = 0,02$ м необходимая площадь тарелки составит

$$F = n S S_2 \sin 60^\circ = 3980 \cdot 0,02^2 \times 0,866 = 1,38 \text{ м}^2.$$

Из конструктивных соображений принимаем, что ширина струйного пучка первого отсека на входе и выходе потока пара одинакова и равна $L_{вх} = L_{вых} = 4,0$ м.

Предварительно принимаем, что нагрев конденсата в первом струйном отсеке составит $13,1^\circ\text{C}$. Тогда температура конденсата на входе во второй отсек равна $t_2 = 29,1 + 13,1 = 42,2^\circ\text{C}$ (энтальпия $i_2 = 176,7$ кДж/кг).

Количество сконденсированного пара в первом отсеке в этом случае составит

$$D_{\text{П1}} = \frac{G(i_2 - i_{\text{ВХ}})}{i_{\text{П}} - i_2} =$$

$$= \frac{186,1(176,7 - 121,8)}{2495 - 176,7} = 4,407 \text{ кг/с.}$$

Скорость пара на входе в струйный отсек

$$\omega_{\text{П. ВХ}} = \frac{(D_{\text{П1}} + D_{\text{В1}}) v''}{i_1 L_{\text{ВХ}}} =$$

$$= \frac{(4,407 + 0,0005 \cdot 186,1) 9,0}{0,38 \cdot 4,0} = 26,64 \text{ м/с}$$

а на выходе из отсека равна $\omega_{\text{П. ВЫХ}} =$

$$= \frac{D_{\text{В1}} v''}{i_1 L_{\text{ВЫХ}}} = \frac{0,0005 \cdot 186,1 \cdot 9,0}{0,38 \cdot 4,0} = 0,55 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость пара в струйном отсеке

$$\omega_{\text{П, ср}} = \frac{\omega_{\text{П. ВХ}} - \omega_{\text{П. ВЫХ}}}{\ln \frac{\omega_{\text{П. ВХ}}}{\omega_{\text{П. ВЫХ}}}} =$$

$$= \frac{26,64 - 0,55}{\ln \frac{26,64}{0,55}} = 6,73 \text{ м/с.}$$

С учетом опыта эксплуатации принимаем, что расход воздуха в первом отсеке составляет 0,0055 кг/с. Тогда расход паровоздушной смеси на входе в отсек $D_{\text{см. ВХ}} = D_{\text{П1}} + D_{\text{В1}} + 0,0055 = 4,5055 \text{ кг/с}$, а на выходе из отсека $D_{\text{см. ВЫХ}} = D_{\text{В1}} + 0,0055 = 0,0985 \text{ кг/с}$.

Относительное содержание неконденсирующихся газов в паровоздушной смеси на входе и выходе из отсека будет равно:

$$П_{\text{ВХ}} = \frac{G_{\text{возд}}}{D_{\text{см. ВХ}}} = \frac{0,0055}{4,5055} = 0,00122;$$

$$П_{\text{ВЫХ}} = \frac{G_{\text{возд}}}{D_{\text{см. возд}}} = \frac{0,0055}{0,0985} = 0,0558,$$

а среднее относительное содержание неконденсирующихся газов

$$П_{\text{ср}} = \frac{П_{\text{ВЫХ}} - П_{\text{ВХ}}}{\ln \frac{П_{\text{ВЫХ}}}{П_{\text{ВХ}}}} =$$

$$= \frac{0,0558 - 0,00122}{\ln \frac{0,0558}{0,00122}} = 0,0143.$$

При значении $t_{\text{ВХ}} = 29,1 \text{ }^\circ\text{C}$ число Рг равно 5,6, а коэффициента поверхностного натяжения $\sigma = 0,00727 \text{ кг/м}$. Тогда из уравнения (1.30) находим значение $t_2 = 42,3 \text{ }^\circ\text{C}$, что весьма близко к предварительно принятому значению.

Расход конденсата, поступающего во второй отсек,

$$G_{\text{К2}} = G_{\text{К}} + D_{\text{П1}} = 186,1 + 4,407 =$$

$$= 190,507 \text{ кг/с.}$$

Скорость истечения воды из отверстий второй тарелки при высоте подпора 0,065 м

$$\omega_{\text{В2}} = a \sqrt{2gh} = 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,065} =$$

$$= 0,678 \text{ м/с.}$$

Число отверстий в тарелке

$$n = \frac{G_{\text{К2}} v_{\text{К}}}{0,785 d^2 \omega_{\text{В2}}} =$$

$$= \frac{190,507 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 0,678} = 5649.$$

Необходимая площадь тарелки

$$F_2 = n S_2 \sin 60^\circ = 5649 \cdot 0,02^2 \times$$

$$\times 0,866 = 1,95 \text{ м}^2.$$

Предварительно принимаем подогрев основного конденсата во втором отсеке равным $12,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда температура конденсата в конце второго отсека $t_{\text{К2}} = t_{\text{К1}} + \Delta t_2 = 42,3 + 12,5 = 54,8 \text{ }^\circ\text{C}$. (Энтальпия конденсата $i_{\text{К2}} = 229,4 \text{ кДж/кг}$ и $\Delta i_{\text{К2}} = 52,7 \text{ кДж/кг}$.)

Количество пара, сконденсированного в отсеке,

$$D_{\text{П2}} = \frac{G_{\text{К2}} \Delta i_{\text{К2}}}{i_{\text{П}} - i_{\text{К2}}} =$$

$$= \frac{190,507 \cdot 52,7}{2495 - 229,4} = 4,43 \text{ кг/с.}$$

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ расход пара на выходе из отсека следует принимать равным 30 % расхода пара в первый отсек, т. е.

$$D_{\text{П2}}^{\text{ВХ}} = 0,3 D_{\text{П1}}^{\text{ВХ}} = 0,3 \cdot 4,5 = 1,35 \text{ кг/с.}$$

Расход пара на входе в отсек

$$D_{\text{П2}}^{\text{ВХ}} = 1,35 + 4,43 = 5,78 \text{ кг/с.}$$

Скорость пара при ширине струйного пучка на входе $L_{\text{ВХ2}} = 5,2 \text{ м}$

$$\omega_{\text{П2}}^{\text{ВХ}} = \frac{D_{\text{П2}}^{\text{ВХ}} v''}{i_2 L_{\text{ВХ2}}} = \frac{5,78 \cdot 9,0}{0,5 \cdot 5,2} = 20,0 \text{ м/с.}$$

Ширина струйного пучка на выходе пара из отсека равна 3,6 м. Тогда скорость пара на выходе из отсека

$$\omega_{\text{П2}}^{\text{ВЫХ}} = \frac{D_{\text{П2}}^{\text{ВЫХ}} v''}{i_2 L_2 \text{ ВЫХ}} =$$

$$= \frac{1,35 \cdot 9,0}{0,5 \cdot 3,6} = 6,8 \text{ м/с.}$$

Средняя скорость в отсеке

$$\begin{aligned} \omega_{п2}^{cp} &= \frac{\omega_{п2}^{вх} - \omega_{п2}^{вых}}{\ln \frac{\omega_{п2}^{вх}}{\omega_{п2}^{вых}}} = \\ &= \frac{20 - 6,8}{\ln \frac{20}{6,8}} = 12,23 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Используя выражение (1.30), находим расчетное значение $t_{к,2}$:

$$\begin{aligned} \lg \frac{t_H - t_{к1}}{t_H - t_{к2}} &= 0,053 \frac{l(1-P)^7}{Pr^{0,68}} \times \\ &\times \sqrt[3]{\left(\frac{\omega_{п2}^{cp}}{\omega_B}\right)^2 \frac{\rho_{п}}{\sigma d}} = \\ &= \lg \frac{56,3 - 42,3}{56,3 - t_{к,2}} = 0,053 \frac{0,5}{4,1 \cdot 0,62} \times \\ &\times \sqrt[3]{\frac{(12,23)^2}{0,6678} \frac{0,111}{0,00706 \cdot 0,008}}. \end{aligned}$$

Значение отношения Я для второго и третьего отсеков может быть принято равным 1, а значения Pr и σ определены при температуре $t_{к1}$: $t_{к2} = 56,4 - 1,6 = 54,8$ °С (энтальпия $i_{к2} = 229,4$ кДж/кг).

С учетом конденсации пара во втором отсеке расход конденсата через третью тарелку составит

$$\begin{aligned} G_{к3} &= G_{к2} + D_{п2} = 190,507 + 4,43 = \\ &= 194,947 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Принимаем высоту слоя воды над третьей тарелкой $h = 0,060$ м, тогда скорость истечения конденсата через отверстия

$$\begin{aligned} \omega_{в3} &= a \sqrt{2gh} = 0,6 \times \\ &\times \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,06} = 0,65 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Число отверстий в тарелке

$$\begin{aligned} n &= \frac{G_{к3} v_{к} -}{0,785 d^2 \omega_{в3}} = \\ &= \frac{194,947 \cdot 0,00101}{0,785 \cdot 0,008 \cdot 0,65} = 6029. \end{aligned}$$

Предварительно принимаем, что подогрев основного конденсата в подогревателе 0,1 °С, т. е. подогрев в третьем отсеке составляет 1,4 °С, тогда $t_{к3} = t_{к2} + \Delta t_{к3} = 54,8 + 1,4 = 56,2$ °С ($t_{к3} = 235,3$ кДж/кг).

Количество пара, сконденсированного в третьем отсеке,

$$\begin{aligned} D_{к3} &= \frac{G_{к3} \Delta i_{к3}}{i_{п} - i_{к3}} = \\ &= \frac{194,947 (235,3 - 229,4)}{2495 - 235,3} = 0,51 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Расход пара на входе в отсек

$$п3 = D_{п3} + D_{п3}^{вх},$$

где расход пара на выходе принимается равным 70 % расхода пара на входе в первый отсек;

$$D_{п3}^{вх} = 0,7 D_{п1}^{вх} = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ кг/с.}$$

Тогда $D_{п3}^{вх} = 0,51 + 3,15 = 3,66$ кг/с.

Из конструктивных соображений принимаем ширину струйного пучка третьего отсека на входе $L_{вх3} = 5,2$ м и на выходе $L_{вых3} = 3,35$ м. В этом случае скорость пара на входе в отсек

$$\omega_{п3}^{вх} = \frac{D_{п3}^{вх} v''}{l_3 L_{вх3}} = \frac{3,66 \cdot 9,0}{0,48 \cdot 5,2} = 13,2 \text{ м/с.}$$

Скорость пара на выходе

$$\omega_{п3}^{вых} = \frac{D_{п3}^{вх} v''}{l_3 L_{вых3}} = \frac{3,15 \cdot 9,0}{0,48 \cdot 3,35} = 17,6.$$

Средняя скорость пара в струйном пучке

$$\begin{aligned} \omega_{п}^{cp} &= \frac{\omega_{п3}^{вх} + \omega_{п3}^{вых}}{2} = \\ &= \frac{13,2 + 17,6}{2} = 15,4 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Расчетное значение температуры конденсата на выходе из отсека

$$\begin{aligned} \lg \frac{56,3 - 54,7}{56,3 - t_{к3}} &= 0,053 \frac{0,48}{3,3^{0,62}} \times \\ &\times \sqrt[3]{\left(\frac{15,4}{0,65}\right)^2 \frac{0,111}{0,00683 \cdot 0,008}} = \\ &= 56,202 \text{ °С.} \end{aligned}$$

Общий нагрев конденсата в подогревателе

$$\Delta t = t_{к3} - t_{вх} = 56,202 - 29,1 = 27,102 \text{ °С.}$$

Общий расход пара

$$\begin{aligned} D_{п} &= D_{п1} + D_{п2} + D_{п3} + D_{в} = 4,407 + \\ &+ 4,43 + 0,51 + 0,093 = 9,44 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

2.1. КОНСТРУКЦИИ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Сетевые подогреватели служат для подогрева паром из отборов турбин сетевой воды, используемой для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения тепловых потребителей. Небольшие сетевые подогревательные установки с теплопроизводительностью порядка 10—20 МВт имеются практически на всех ГРЭС, где они служат для отопления жилых поселков. Значительно более крупные подогревательные установки применяют на отопительных ТЭЦ, снабжающих теплотой города и городские районы. На ГРЭС сетевые подогреватели питаются паром из нерегулируемых отборов турбин конденсационного типа, а на ТЭЦ для этой цели используют регулируемые отборы пара с давлением 0,05—0,25 МПа для турбин типов Т и ПТ.

Сетевая установка ГРЭС обычно состоит из двух подогревателей — *основного* и *пикового* (рис. 2.1). Основ-

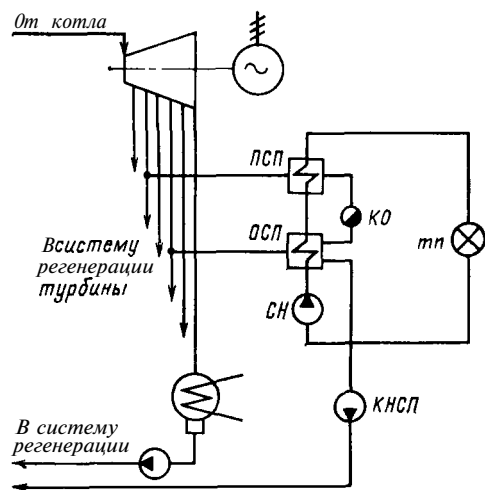


Рис. 2.1. Схема сетевой подогревательной установки у конденсационной турбины на ГРЭС:

ОСП и ПСП — основной и пиковый сетевые подогреватели; СН — сетевой насос; КНСП — конденсатный насос сетевых подогревателей; КО — конденсатоотводчик; ТП — тепловой потребитель

ной подогреватель питается паром с давлением 0,05—0,15 МПа, пиковый — 0,4—0,6 МПа. Основной подогреватель используется в течение всего отопительного периода, а пиковый — только в наиболее холодные дни.

На современных ТЭЦ применяется преимущественно многоступенчатый подогрев сетевой воды (рис. 2.2), обеспечивающий максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, высокую тепловую экономичность электростанции и улучшающий регулировочные возможности схемы.

Рассмотрим многоступенчатый подогрев сетевой воды на примере турбоустановки Т-100-130. Подогрев сетевой воды может осуществляться в теплофикационном пучке конденсатора турбины, в нижнем и верхнем сетевых подогревателях и в пиковом водогрейном котле. Нижний и верхний подогреватели здесь питаются паром из двух соседних совместно регулируемых отборов турбины. Давление в нижнем отборе может поддерживаться постоянным в интервале от 0,05 до 0,2 МПа, а в верхнем — от 0,06 до 0,25 МПа в зависимости от температурного графика сетевой воды. При использовании для теплофикации указанных отборов пара регулятор давления в отборе подключается к верхнему отбору, и тогда давление в нижнем отборе будет изменяться в зависимости от пропуска пара через ступени, разделяющие эти два отбора.

Близкие к этой схеме сетевые подогревательные установки применяются в других крупных современных теплофикационных турбоустановках (ПТ-60-130, ПТ-80-130, ПТ-135-130, Т-175-130, Т-250-240). В более старых теплофикационных турбоустановках (ПТ-50-90, ПТ-25-90, Т-25-90 и др.) применялся двухступенчатый подогрев сетевой воды в основных и пиковых сетевых подогревателях (позднее

вместо пиковых подогревателей начали использовать пиковые водогрейные котлы).

Качество сетевой воды, прокачиваемой через поверхности нагрева сетевых подогревателей, значительно ниже конденсата турбин. В ней могут присутствовать продукты коррозии, соли жесткости и другие примеси. Попадание сетевой воды в конденсат греющего пара недопустимо, поэтому обеспечение высокой плотности сетевых подогревателей является важной задачей конструкторов. Греющий пар омывает трубки снаружи, а сетевая вода циркулирует внутри трубок. Наличие примесей в сетевой воде и возможность их отложения на поверхностях нагрева исключают применение в сетевых подогревателях гнутых трубок, не допускающих их внутреннюю чистку.

В зависимости от температурного графика теплосети подогрев воды в сетевых подогревателях осуществляется от 40—70 °С до 70—120 °С и для этого используется пар отборов с давлением в большинстве режимов ниже атмосферного. Это усугубляет требование к высокой плотности сетевых подогревателей и вызывает необходи-

мость применения воздухоотсасывающих устройств — эжекторных установок — для удаления воздуха и неконденсирующихся газов из зоны теплообмена.

По конструкции различаются сетевые подогреватели *вертикального* и *горизонтального* типов. В соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 108.271.101-76 первые обозначаются буквами ПСВ, а вторые — ПСГ. Вертикальные сетевые подогреватели выпускаются Саратовским заводом энергетического машиностроения и используются на сетевых подогревательных установках небольшой и умеренной теплопроизводительности — на ГРЭС и на теплофикационных установках Т-25-90, ПТ-25-90, а также на теплофикационных установках ПТ-60-90, ПТ-60-130 и ПТ-80-130 изготовления ЛМЗ — и имеют поверхности теплообмена 45, 63, 90, 125, 200, 315 и 500 м².

Сетевые установки современных крупных теплофикационных турбин изготовления Уральского турбомоторного завода (ТМЗ) оборудуются горизонтальными сетевыми подогревателями изготовления этого же завода:

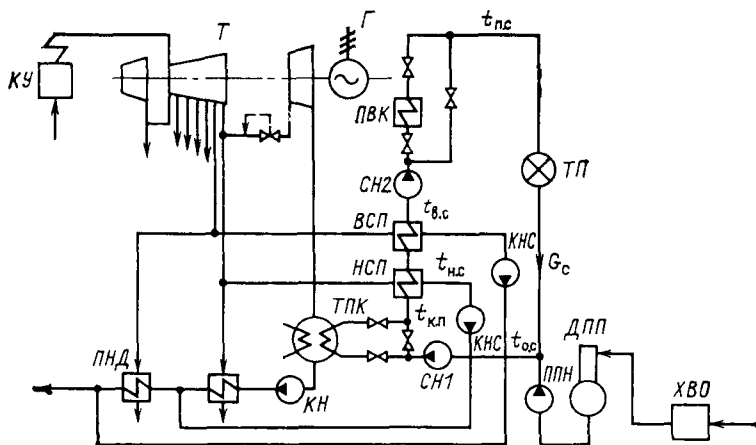


Рис. 2.2. Принципиальная схема сетевой подогревательной установки на ТЭЦ с многоступенчатым подогревом сетевой воды:

КУ — котельная установка; Т — турбина; Г — электрический генератор; ПВК — пиковый водогрейный котел; ТП — тепловой потребитель; СН1 и СН2 — сетевые насосы первого и второго подъемов; ВСП и НСП — верхний и нижний сетевые подогреватели; КНС — конденсатный насос сетевых подогревателей; ТПК — теплофикационный трубный пучок в конденсаторе турбины; ДПП — деаэрактор подпиточной воды; ППН — подпиточный насос; ХВО — химическая водоочистка; Гс — расход сетевой воды; $t_{к.п.}$, $t_{н.с.}$, $t_{в.с.}$, $t_{п.с.}$ — температуры сетевой воды по тракту

Марка турбины	Марка сетевого подогревателя
ПТ-50/60-130/7 . . .	ПСГ-800-3-8
T-50-130-6	ПСГ-1300-3-8-I (или II)
T-50/60-130-6	То же
ПТ-135/165-130/15	То же
	ПСГ-2300-2
T-100/120-130-3	(или 3) -8-I (или II)
	ПСГ-5000-2,5
T-250/300-240-2	(или 3,5) -8-I

В соответствии с ОСТ первая цифра в обозначении подогревателя соответствует поверхности теплообмена (m^2), вторая и третья цифры — максимальные рабочие давления пара и сетевой воды ($кгс/см^2$), четвертая (римская) цифра — модификация аппарата.

Горизонтальные сетевые подогреватели обеспечивают более удобную их компоновку в машинном зале и сокращение длины подводящих трубопроводов отборов пара.

На рис. 2.3 изображен сетевой подогреватель вертикального типа.

Подогреватель состоит из цилиндрического корпуса с большим патрубком для ввода греющего пара и расположенной над корпусом верхней водяной камеры со сдвоенным патрубком для подвода и отвода сетевой воды. Внутри корпуса размещается поверхность нагрева в виде пучка прямых труб диаметром 19 X 1 мм. Трубы верхними концами развальцованы в трубной доске, прижатой шпильками к фланцу корпуса. К трубной доске на шпильках крепится фланец верхней водяной камеры. Нижние концы труб развальцованы в другой трубной доске, к которой на фланце присоединяется крышка нижней водяной камеры. Таким образом, нижняя камера подвешена на трубах поверхности нагрева и может перемещаться вверх или вниз при их температурном удлинении или укорочении. Трубы изготовляются из латуни, имеющей более высокий коэффициент температурного удлинения, чем такой же коэффициент стали корпуса. Длина труб составляет 4—4,5 м. Температура сетевой воды на входе в подогреватель и ее подогрев изменяются в зависимости от температурного режима теплосети и режима работы теплофикационной установки. Максимально подогрев сетевой воды в подогревателе составляет 20—40 °С. Соответственно в процессе эксплуатации изменяется и температура труб поверхности нагрева подогревателя. Корпус подогревателя при работе приобретает температуру, близкую к температуре насыщения греющего пара отбора, которая всегда выше температуры сетевой воды. В результате возникает пере-

менная разность температур между корпусом и трубами подогревателя, которая максимально может достигать 20—30 °С.

Подвешенную на трубах нижнюю водяную камеру принято называть плавающей камерой, ее вертикальные перемещения компенсируют разность температурных удлинений труб и корпуса подогревателя и тем самым исключают появление в трубах компенсационных усилий и напряжений. Для разгрузки трубных досок от нагрузки, вызванной разностью давлений сетевой воды и греющего пара, используются анкерные связи (их обычно шесть), соединяющие трубные доски с крышками водяных камер. Корпус подогревателя в месте приварки парового патрубка усиливается накладкой. К нему привариваются также лапы для крепления подогревателя на металлоконструкциях. На чертеже (рис. 2.3) сдвоенный патрубок на верхней водяной камере для подвода и отвода сетевой воды изображен с торосферическими заглушками, одна из которых снабжена патрубком с фланцем. Заглушки необходимы для проведения гидравлической опрессовки трубной системы аппарата и при его монтаже срезаются. В самом низу корпуса подогревателя имеется фланец для присоединения трубопровода отвода дренажа (конденсата греющего пара). Выше него на корпусе подогревателя на уровне плавающей водяной камеры имеется другой патрубок, служащий для подвода конденсата греющего пара от верхнего (пикового) сетевого подогревателя при каскадном сливе. В нижней части плавающей камеры имеется штуцер для опорожнения трубной системы от сетевой воды перед ремонтом. Этот штуцер при помощи гибкой трубки, не изображенной на рис. 2.3, присоединяется к штуцеру на нижнем днище корпуса подогревателя, сбоку от фланца для отвода дренажа. На корпусе подогревателя выше плавающей водяной камеры расположен штуцер для отсоса воздуха из подогревателя.

Для предохранения труб греющей секции от эрозии каплями воды, поступающими с влажным паром из отбора, служит отбойный щиток, устанавливаемый в месте ввода греющего пара. На патрубках подвода греющего пара, подвода и отвода сетевой воды устанавливаются гильзы для термометров, а у парового патрубка имеется штуцер для присоединения манометра. В нижней части корпуса подогревателя устанавливается водоуказательное стекло для измерения уровня дренажа. Рядом с ним имеется" штуцер для присоединения импульсного устройства для автоматического регулирования уровня дренажа в подогревателе.

Поперечное обтекание паром трубного пучка обеспечивается установкой горизонтальных направляющих перегородок, каждая из которых перекрывает немного более половины площади горизонтального сечения корпуса подогревателя. Общее ко-

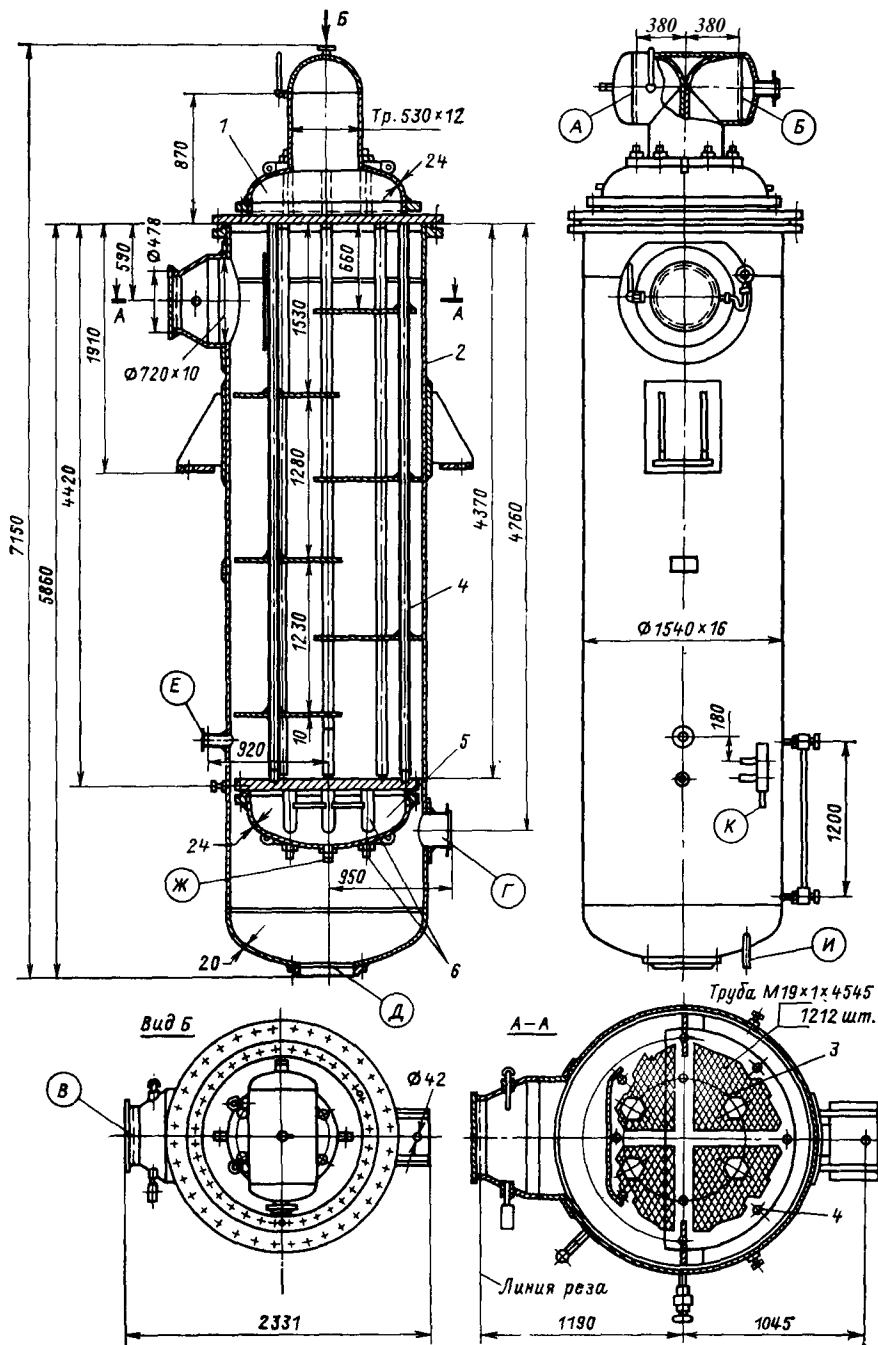


Рис. 2.3. Вертикальный сетевой подогреватель ПТВ-315-14-23:

А и Б — патрубки подвода и отвода сетевой воды; В — подвод греющего пара; Г — подвод дренажа (конденсата греющего пара) от подогревателя с более высоким давлением греющего пара при каскадном сливе; Д — отвод дренажа из подогревателя; Е — отсос паровоздушной смеси; Ж — штуцер для спуска сетевой воды из нижней («плавающей») водяной камеры; И — штуцер для спуска сетевой воды на нижнем днище корпуса подогревателя; К — датчик дистанционного измерителя уровня дренажа в корпусе подогревателя; 1 — верхняя водяная камера; 2 — корпус подогревателя; 3 — трубная система; 4 — анкерные трубки каркаса трубного пучка; 5 — «плавающая» водяная камера; 6 — анкерные связи трубной доски

личество горизонтальных перегородок по высоте корпуса подогревателя может достигать шести. Горизонтальные перегородки и вертикальный отбойный щиток крепятся электросваркой на анкерных трубах, соединяющих верхнюю и нижнюю трубные доски (у подогревателя, изображенного на рис. 2.3, имеется восемь таких трубчатых связей).

Верхняя и нижняя водяные камеры снабжаются перегородками, обеспечивающими двух- или четырехходовое движение воды в подогревателе. Увеличение числа ходов воды приводит к увеличению скорости воды и коэффициента теплоотдачи, что позволяет получить экономию на капиталовложениях (меньше поверхность нагрева и затрата металла на подогреватель). Одновременно увеличивается гидравлическое сопротивление подогревателя по сетевой воде и это приводит к перерасходу электроэнергии на привод сетевых насосов, а следовательно, и к росту эксплуатационных расходов. Оптимальное решение находится технико-экономическими расчетами.

Конструкция горизонтального сетевого подогревателя изображена на рис. 2.4.

Подогреватель имеет поверхность теплообмена 1300 м^2 , горизонтальный цилиндрический корпус с внутренним диаметром 2500 мм и толщиной стенки 10 мм и две водяные камеры на концах, отделенные от корпуса трубными досками. В трубных досках на вальцовке закрепляются латунные трубы поверхности нагрева диаметром $24 \times 1 \text{ мм}$ и длиной 5180 мм . Возможно также применение труб из нержавеющей стали такого же диаметра. В последнем случае трубы закрепляются в трубных досках на сварке. По длине подогревателя в его паровом пространстве установлены промежуточные перегородки, являющиеся дополнительными опорами для труб, исключая опасные с точки зрения повреждения вибрации. Поскольку обе трубные доски жестко соединены с корпусом подогревателя, для компенсации разности температурных удлинений системы корпус—трубки на нем вблизи трубной доски у поворотной водяной камеры имеется линзовый двухволновой компенсатор.

Поворотная водяная камера (на рис. 2.4 слева) имеет сравнительно небольшую глубину, равную 700 мм , и служит для перепуска потока сетевой воды из одного пучка труб в другой. У двухходового подогревателя поворотная камера перегородок не имеет. У четырехходового она имеет одну наклонную под углом $22^\circ 30'$ к вертикали перегородку с выгибом в средней части соответственно форме трубного пучка на входе греющего пара. Плоскость соприкосновения перегородки с трубной доской уплотняется асбестовыми

или свинцовыми прокладками. В днище поворотной камеры имеются два лаза для чистки труб, расположенных по разные стороны от перегородки.

Греющий пар из отбора турбины поступает в подогреватель через два патрубка *A*, расположенных в верхней части корпуса подогревателя под углом $22^\circ 30'$ к горизонтали. Внутри патрубков имеются концентрические рассекатели, обеспечивающие равномерное распределение пара по поверхности теплообмена. Для защиты поверхности нагрева от эрозии со стороны входа пара в первом ряду пучка по его периферии устанавливаются стальные трубы — отбойники, в которые сетевая вода не поступает. Оси водяных камер смещены относительно оси корпуса подогревателя на 80 мм вбок под тем же углом $22^\circ 30'$ в сторону, противоположную патрубкам *A* подвода греющего пара. Соответственно этому трубный пучок в корпусе подогревателя расположен эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя в зоне, примыкающей к месту ввода пара, симметричный клиновидный раздающий проход, охватывающий пучок. Это обеспечивает лучшее распределение парового потока по наружному контуру трубного пучка и облегчает доступ пара в глубину пучка через предусмотренные в нем проходы. Поток пара движется в подогревателе от периферии к центру, откуда осуществляется отсос воздуха.

Внутренний диаметр водяных камер меньше, чем внутренний диаметр корпуса подогревателя, и составляет 2100 мм при толщине стенки 16 мм , большей, чем у корпуса, поскольку расчетное давление воды больше, чем пара, и составляет $0,8 \text{ МПа}$ против $0,3 \text{ МПа}$ для пара. Входная (передняя) водяная камера (на рис. 2.4 справа) служит для подвода и отвода сетевой воды от подогревателя и имеет глубину около 2200 мм . Она имеет в нижней части на осевой линии под углом 30° к горизонтали патрубок *Ж* для подвода сетевой воды, а в верхней части с противоположной стороны на водяной камере под таким же углом к горизонтали расположен патрубок *B* для отвода сетевой воды. Перегородки во входной водяной камере имеют X-образную форму, их ось симметрии имеет наклон к горизонтали в $22^\circ 30'$ соответственно наклону паровых патрубков *A*. Для чистки труб поверхности нагрева во входной водяной камере имеются четыре лаза соответственно количеству отсеков между перегородками. Два лаза расположены на днище входной камеры, а два — на цилиндрической стенке. Крышки всех лазов подвешены на петлях и кронштейнах. Центральный отсос воздуха из подогревателя к эжектору осуществляется через патрубок *Д*.

В нижней части корпуса подогревателя имеются два патрубка *К* для отвода дренажа в сборник конденсата греющего

пара. В трубах, соединяющих корпус подогревателя с конденсатором, установлены специально сprofilированные сопла (воронки), имеющие высокий коэффициент расхода при стоке конденсата из подогревателя в конденсатор и низкий коэффициент в обратную сторону. Этим ограничивается поступление в кор-

пус подогревателя и в отбор турбины вторичного пара, который может образоваться в конденсаторе от вскипания находящегося в нем конденсата при сбросах нагрузки турбины, чем предотвращается возможный ее разгон этим паром. Сборник конденсата имеет диаметр 1000 мм и длину 3000 мм. Двойной штриховкой на нем

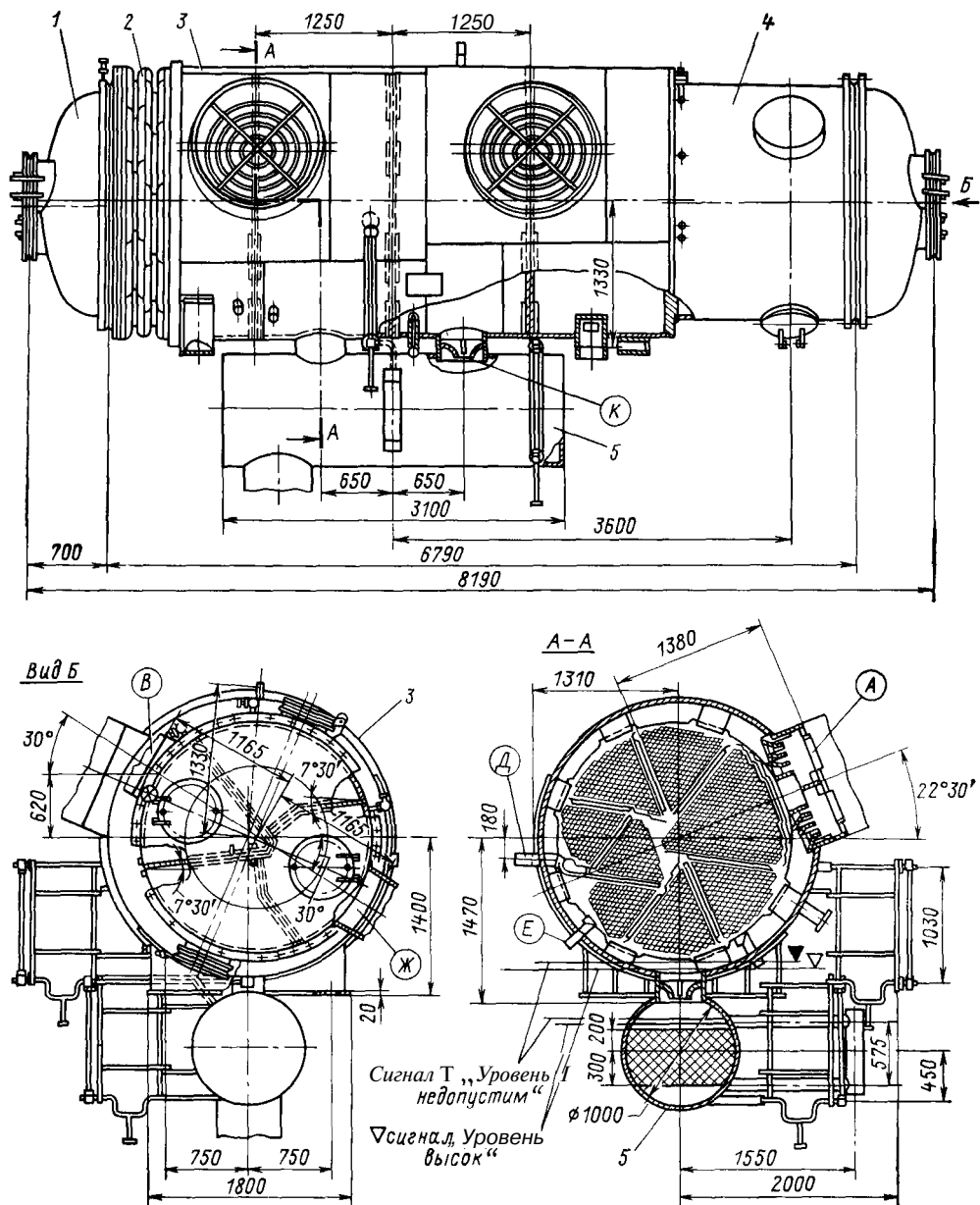


Рис. 2.4. Горизонтальный сетевой подогреватель типа ПСГ-1300-3-8-П:

A — ввод греющего пара (два патрубка); *B* — выход сетевой воды; *Д* — отсос паровоздушной смеси; *E* — подвод паровоздушной смеси из подогревателя с более высоким давлением пара; *Ж* — вход сетевой воды; *K* — патрубок отвода конденсата греющего пара из корпуса подогревателя в сборник конденсата; *1* — поворотная (задняя) водяная камера; *2* — линзовый компенсатор на корпусе; *3* — корпус подогревателя; *4* — входная (передняя) водяная камера; *5* — сборник конденсата

показаны пределы регулирования уровня конденсата. В нижней части сборника конденсата имеется патрубок для отвода конденсата греющего пара на всас конденсатных насосов сетевого подогревателя.

Около трубных досок горизонтальных сетевых подогревателей предусмотрены солевые отсеки для сбора и отвода засоленного присосами сетевой воды конденсата греющего пара. Основной поток конденсата греющего пара отводится из средней части корпуса подогревателя.

Для защиты корпуса сетевого подогревателя от повышения давления греющего пара предусмотрен предохранительный (атмосферный) клапан, который присоединяется к специальному патрубку и имеет выхлоп в атмосферу.

В целом конструкция подогревателя обеспечивает его хорошую герметичность, удобство ремонта, компенсацию температурных удлинений трубок и дренирование водяного и парового пространства.

На рис. 2.5 изображен более крупный горизонтальный четырехходовой сетевой подогреватель ПСГ-2300-3-8 с поверхностью нагрева 2300 м^2 , рассчитанный на давление греющего пара до $0,3 \text{ МПа}$ и на давление сетевой воды $0,8 \text{ МПа}$.

Подогреватель имеет цельносварной корпус и предназначен для работы в качестве верхнего сетевого подогревателя турбоустановки Т-100-130 при рабочем давлении пара от $0,06$ до $0,25 \text{ МПа}$ и при номинальном расходе сетевой воды 970 кг/с с максимальной температурой ее подогрева $120 \text{ }^\circ\text{С}$.

Поверхность нагрева подогревателя выполнена в виде прямых латунных труб диаметром $24 \times 1 \text{ мм}$, длиной около 6000 мм , концы которых развальцованы в трубных досках. В конструкции этого подогревателя узел ввода пара из теплофикационного отбора лучше отработан аэродинамически: подводящие паропроводы присоединяются к корпусу через специальные диффузоры, что обеспечивает более равномерное распределение пара по длине поверхности теплообмена. Трубный пучок в корпусе подогревателя, как и в предыдущей конструкции, расположен эксцентрично, что позволяет создать внутри подогревателя симметричный клиновидный разводящий проход, охватывающий пучок.

Конструкция подогревателя обеспечивает герметичность, удобство ремонта (возможность доступа к отдельным узлам и замены деталей с минимальными затратами), компенсацию температурных удлинений труб поверхностями теплообмена,

отвод неконденсирующихся газов из парового пространства и воздуха из водяных полостей, возможность чистки труб с водяной стороны и дренирования водяного и парового пространства.

Охладители выпара предусматриваются на отсосах паровоздушной смеси из нижних сетевых подогревателей в эжекторные установки.

Расчет теплообмена в сетевых подогревателях не отличается от расчета, рассмотренного выше для регенеративных подогревателей. Теплоотдача к трубному пучку происходит при конденсации пара на вертикальных или на горизонтальных прямых трубах. Передача теплоты от поверхности труб к нагреваемой воде происходит при вынужденном движении сетевой воды и физически не отличается от теплоотдачи от стенки трубы к основному конденсату и к питательной воде в регенеративных подогревателях. Передача теплоты от конденсирующегося пара к стенке вертикальных труб также уже была рассмотрена выше применительно к ПНД.

При определении коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к пучку горизонтальных труб может быть использована формула (1.16), но значение коэффициента C в ней следует принять равным $C = 0,725$. Среднее значение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке может быть определено по формулам (1.16)—(1.18). При этом в качестве определяющего размера должен приниматься наружный диаметр труб, а значения физических величин должны определяться при средней температуре пленки конденсата

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{сг}}}{2}, \quad (2.1)$$

где температура стенки для предварительной оценки может быть принята

$$t_{\text{сг}} = \frac{t_{\text{н}} + 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})}{2}. \quad (2.2)$$

По данным тепловых испытаний коэффициент теплопередачи в горизонтальных сетевых подогревателях

для различных режимов работы находится в пределах 3—4 кВт/(м² · К).

При проектировании сетевых подогревателей большое значение имеет правильный выбор недогрева сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в сетевом подогревателе. Эта задача является технико-экономической, поскольку уменьшение недогрева повышает тепловую экономичность установки, но приводит к росту металло- и капиталовложений в сетевые подогреватели.

Технико-экономические расчеты показывают, что при недорогом топливе оптимальный недогрев составляет около 5 °С и уменьшается до 3 °С при дорогом топливе. Недогрев воды в подогревателе увеличивается примерно линейно с ростом расхода пара и скорости воды в трубах и несколько снижается с повышением средней температуры сетевой воды.

Количество теплоты, передаваемой в сетевом подогревателе от конденсирующегося пара сетевой воде, опре-

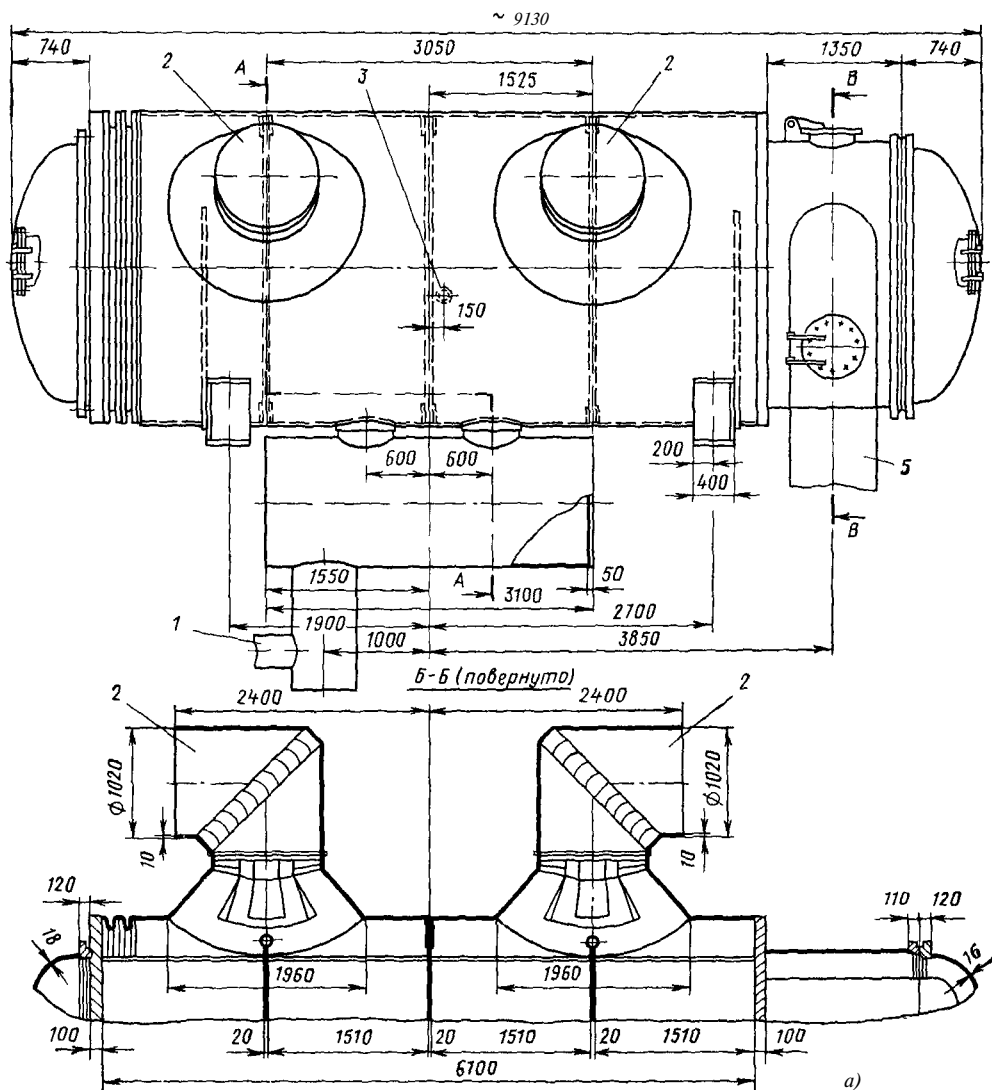


Рис. 2 5. Горизонтальный сетевой подогреватель типа ПСГ-2300-3-8 турбоустановки
а — главный вид и разрез по подводу пара, *б* — поперечные разрезы, 1 — выход конденсата грею (два патрубка), 3 — трубка для отсоса паровоздушной смеси, 4 и 5 — соответственно вход и выход

деляется из уравнения теплового баланса подогревателя:

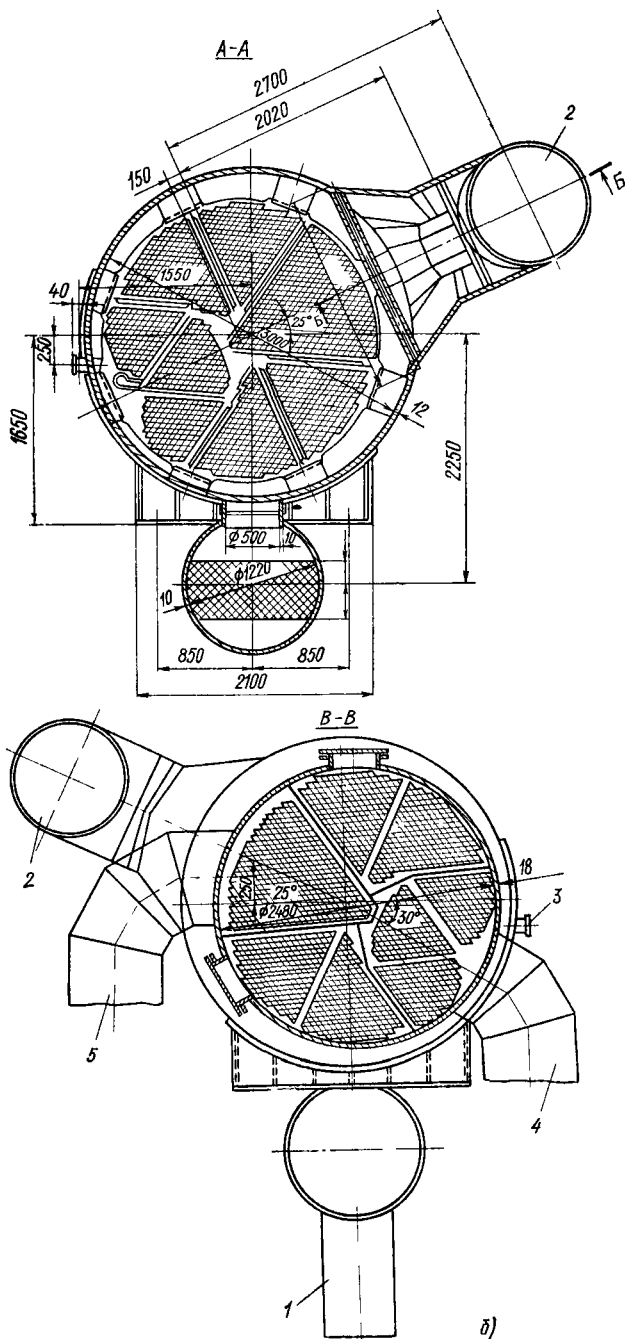
$$Q_{с.п} = D_{п} (i_{п} - i_{п.н}^a) \eta_{п} = -G_{с} / i_{в.в.х}^a - i_{в.х}^a / \eta_{п}, \quad (2.3)$$

где $D_{п}$ и $G_{с}$ — расходы пара из отбора и сетевой воды, кг/с; $i_{п}$ и $i_{п.н}^a$ — энтальпия пара отбора, поступающего в подогреватель и конденсата греющего пара при температуре насыщения соответственно, кДж/кг, $i_{в.в.х}^a$ и $i_{в.х}^a$ — энтальпии сетевой воды на выходе и входе сетевого подогревателя, кДж/кг. Значения расходов и энтальпий пара и сетевой воды определяются из расчета тепловой схемы турбоустановки при соответствующем режиме работы.

Потери давления в паропроводе от турбины до подогревателя обычно составляют 2—8 % давления пара в патрубке отбора.

2.2. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Водогрейные котлы, как и пиковые сетевые подогреватели, используются на ТЭЦ в качестве пиковых источников теплоты при тепловых нагрузках, превышающих обеспечиваемую отборами турбин. Из технико-экономических соображений максимальную тепловую нагрузку отборов теплофикационных турбин ($\alpha_{ТЭЦ}$) выбирают из расчета покрытия 50—65 % максимума отопительной нагрузки, а остальное принимают на себя пиковые источники теплоты. Водогрейные котлы устанавливаются также в районных отопительных котельных, где используются в качестве основного источника централизованного теплоснабжения при отсутствии ТЭЦ. Водогрейные котлы могут также служить в качестве резервного источника теплоты для отопления при выходе из строя теплофика-



Т-100/120-130-3 ТМЗ:

1 — конденсатосборник; 2 — вход греющего пара из отбора; 3 — вход сетевой воды в передней водяной камере

ционных турбин и как замыкающий источник теплоснабжения в случае привлечения ТЭЦ к покрытию пиков электрической нагрузки путем получения дополнительной мощности за счет сокращения теплофикационных отборов и увеличения пропуска пара в конденсатор.

При разработке конструкций водогрейных котлов за основу принимается температурный график систем теплоснабжения (150—70 °С), но при теплопроизводительности выше 35 МВт (30 Гкал/ч) предусматривается возможность повышения температуры подогрева воды до 200 °С. Температура сетевой воды на входе в котел на различных режимах обычно составляет 70—120 °С. Во избежание низкотемпературной коррозии металла даже при малосернистом топливе температура воды на входе в пиковый водогрейный котел ограничивается значениями 56—60 °С, что в необходимых случаях обеспечивается рециркуляцией подогретой сетевой воды. При сернистом мазуте температура на входе должна быть не менее 110 °С.

Ввиду малого использования в течение года водогрейные котлы должны быть недорогими и по возможности простыми по конструкции. Поверхность нагрева состоит из топочных экранов и конвективного пучка труб, расположенного вне топки. Для котлов на твердом топливе при слоевом и камерном сжигании устанавливается трубчатый воздухоподогреватель с трубами 0 40 x 1,5 мм. Подогрев сетевой воды происходит при принудительном прямоточном ее движении.

Разработана унифицированная серия водогрейных котлов теплопроизводительностью 4,6; 7,6; 11,6; 23,2; 34,8; 58,2; 116 и 209 МВт (4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100 и 180 Гкал/ч) для работы на природном газе, мазуте и на твердом топливе. Котлы могут иметь *башенную, горизонтальную, П- и Т-образную* компоновки поверхностей нагрева и рассчитаны на две группы параметров: при температуре подогрева воды 150 °С давление за котлом 1,6 МПа, а при 200 °С — 2,5 МПа. *
Специализированным предприятием

по выпуску водогрейных котлов является Дорогобужский котельный завод. Водогрейные котлы для газа и мазута изготавливаются также Белгородским (БелКЗ) и Барнаульским (БКЗ) котельными заводами, а котел ПТВМ-100 выпускался ПО ТКЗ.

Принятая шкала теплопроизводительности трех наиболее крупных водогрейных котлов соответствует теплопроизводительности теплофикационных отборов турбин мощностью 25, 50 и 100 МВт, что обеспечивает их блочную установку при $\alpha_{тэц} = 0,5$.

Водогрейные котлы башенной компоновки работают с естественной тягой с индивидуальными металлическими дымовыми трубами на каркасе котлов для работы на газе и с отдельно стоящей для работы на мазуте. При установке на ТЭЦ применяется также отвод продуктов сгорания в дымовую трубу энергетических котлов. Котлы типов КВГМ (котел водогрейный газомазутный) и КВТК (котел водогрейный твердотопливный камерный) с П- и Т-образной компоновками снабжаются дымососами.

Котлы башенной компоновки (типа ПТВМ — пиковый теплофикационный водогрейный мазутный) оборудовались индивидуальными на каждую горелку дутьевыми вентиляторами (до 16 штук на котел) с регулированием теплопроизводительности отключением горелок и вентиляторов.

Такая система оказалась нерациональной из-за разброса характеристик вентиляторов, отражающегося на их параллельной работе. Котлы типов КВГМ и КВТК оборудуются одним общим дутьевым вентилятором на котел. Башенные котлы на естественной тяге при работе на мазуте из-за загрязнения и коррозии поверхностей нагрева обеспечивают не более 80 % номинальной теплопроизводительности. При работе на газе с естественной тягой и индивидуальными дымовыми трубами номинальная теплопроизводительность может быть достигнута только при расчетной температуре наружного воздуха, когда обеспечивается устойчивая самотяга при имеющейся высоте дымовых труб.

Несмотря на принимаемые меры (рециркуляция воды, ограничение минимальной температуры на входе) поверхности нагрева водогрейных котлов типа ПТВМ подвергаются интенсивной низкотемпературной наружной коррозии. Межтрубные пространства конвективных пучков при работе на мазуте забиваются вязкими отложениями, против которых дробеочистка неэффективна. Из-за расположения верхней части газоходов башенных водогрейных котлов на открытом воздухе при их остановке в зимнее время существует опасность замораживания воды в трубах и их разрыва. По этой причине ремонт котлов типа ПТВМ в периоды отрицательных температур наружного воздуха невозможен.

При выявленных недостатках башенных водогрейных котлов их дальнейший выпуск прекращен, и взамен разработана серия котлов новой конструкции с П- и Т-образной компоновкой поверхностей нагрева.

На рис. 2.6 изображен газомазутный водогрейный котел типа КВ-ГМ-180 теплопроизводительностью 209 МВт (180 Гкал/ч) изготовления БКЗ.

Котел имеет Т-образную газоплотную двухпоточную конструкцию. Топочная камера объемом 612 м³ переходит в две опускающиеся конвективные шахты. Радиационная поверхность нагрева 535 м², а конвективная 4940 м². Топочная камера отделена от конвективных шахт газоплотными экранами из труб 060 X 4 мм. Коллекторы экранов выполнены из труб 0273 X 16 мм.

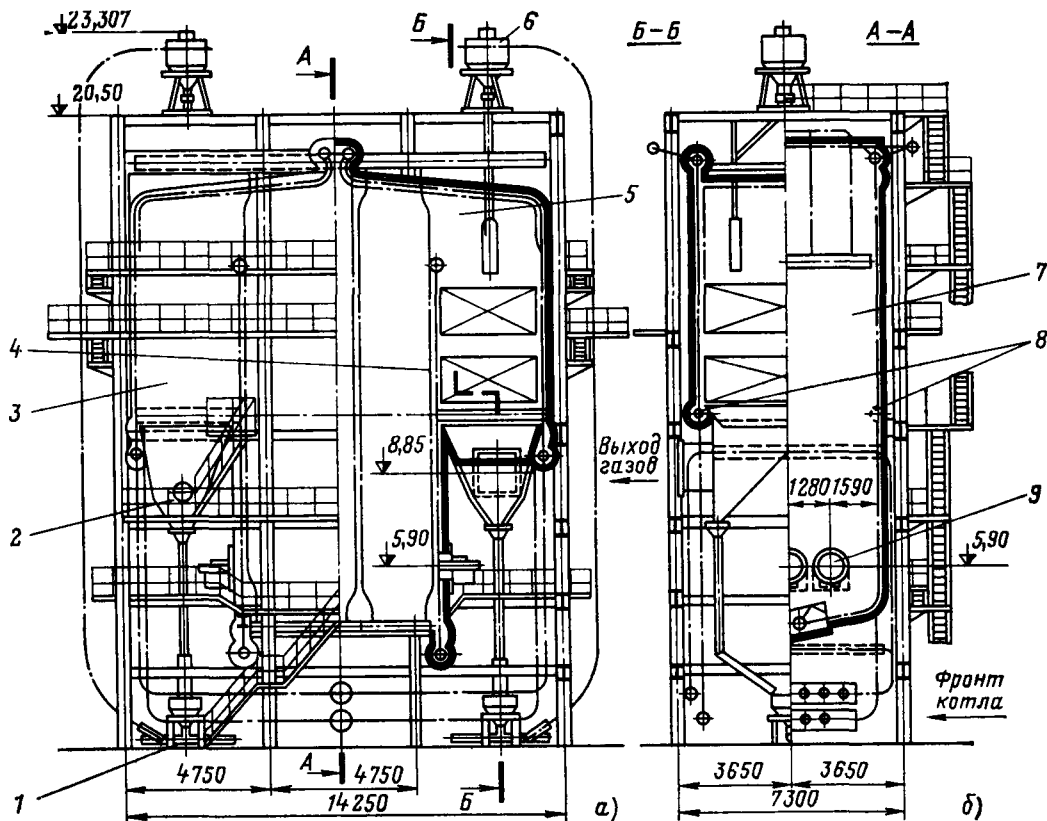


Рис. 2.6. Общий вид газомазутного водогрейного котла типа КВ-ГМ-180 теплопроизводительностью 210 МВт (180 Гкал/ч):

а — вид с фронта и поперечный разрез; б — продольный разрез по топке и по конвективной шахте; 1 — струйный аппарат для транспорта дробы; 2 — бункер дробы; 3 — одна из конвективных шахт; 4 — газоплотная разделительная стенка с экраном; 5 — поворотная камера; 6 — сборник дробы для дробеочистки; 7 — топочная камера; 8 — коллекторы; 9 — газомазутные горелки

Змеевики конвективной поверхности нагрева из труб $\varnothing 32 \times 3$ мм состоят из верхних и нижних полусекций, размещенных с разрывом около 600 мм. Материал труб всех поверхностей нагрева — сталь 20. Бескаркасная облепленная обмуровка толщиной около 110 мм крепится на экранных трубах. Газомазутные горелки механического типа расположены на боковых сторонах топочной камеры ниже конвективных шахт на одной высоте по три с каждой стороны.

При работе на мазуте удаление золы с конвективных поверхностей нагрева производится дробеструйной установкой. Внизу конвективных шахт имеются бункера для сбора дрови. Подача дрови из бункеров в сборники над котлом осуществляется сжатым воздухом от ротационной воздуходувки.

Котел оборудован одним дымососом с напором 1100 Па и мощностью привода

366 кВт и одним дутьевым вентилятором с напором 5200 Па при мощности электродвигателя 630 кВт.

При работе на газе $t_{yx} = 175^\circ\text{C}$ и $\eta_{ка} = 91,5\%$, при работе на мазуте $t_{yx} = 195^\circ\text{C}$ и $\eta_{ка} = 91,0\%$. При установке на ТЭЦ для работы в пиковом режиме ($110\text{--}150^\circ\text{C}$) применяется однокходовая схема движения сетевой воды (рис. 2.7).

Сетевая вода с номинальным расходом 1225 кг/с (4420 т/ч) поступает во входной коллектор 0720 \times 12 мм и разделяется на два параллельных потока. В каждом потоке вода проходит параллельно через экранные и конвективные поверхности нагрева и собирается в выходной камере котла.

В основном режиме ($70\text{--}110^\circ\text{C}$) расход воды вдвое меньше и применяется двухходовая последовательная схема движения воды через поверхности нагрева левой и правой сторон котла.

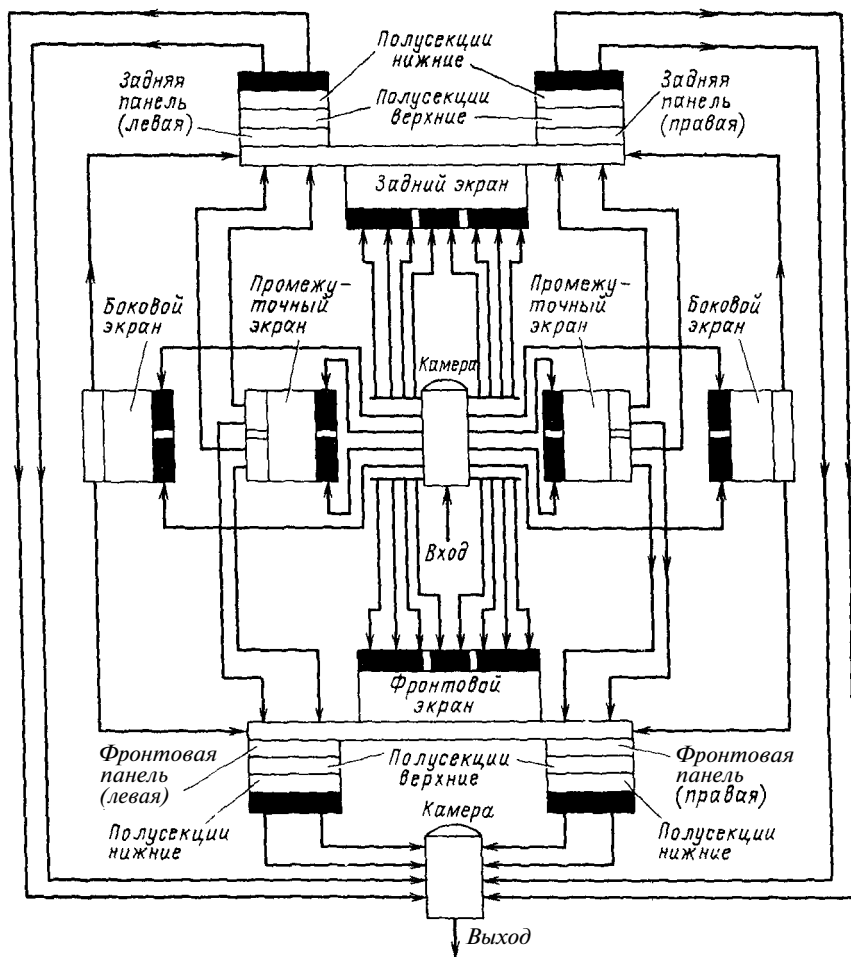


Рис. 2.7. Гидравлическая схема газомазутного водогрейного котла КВ-ГМ-180 при работе в пиковом режиме

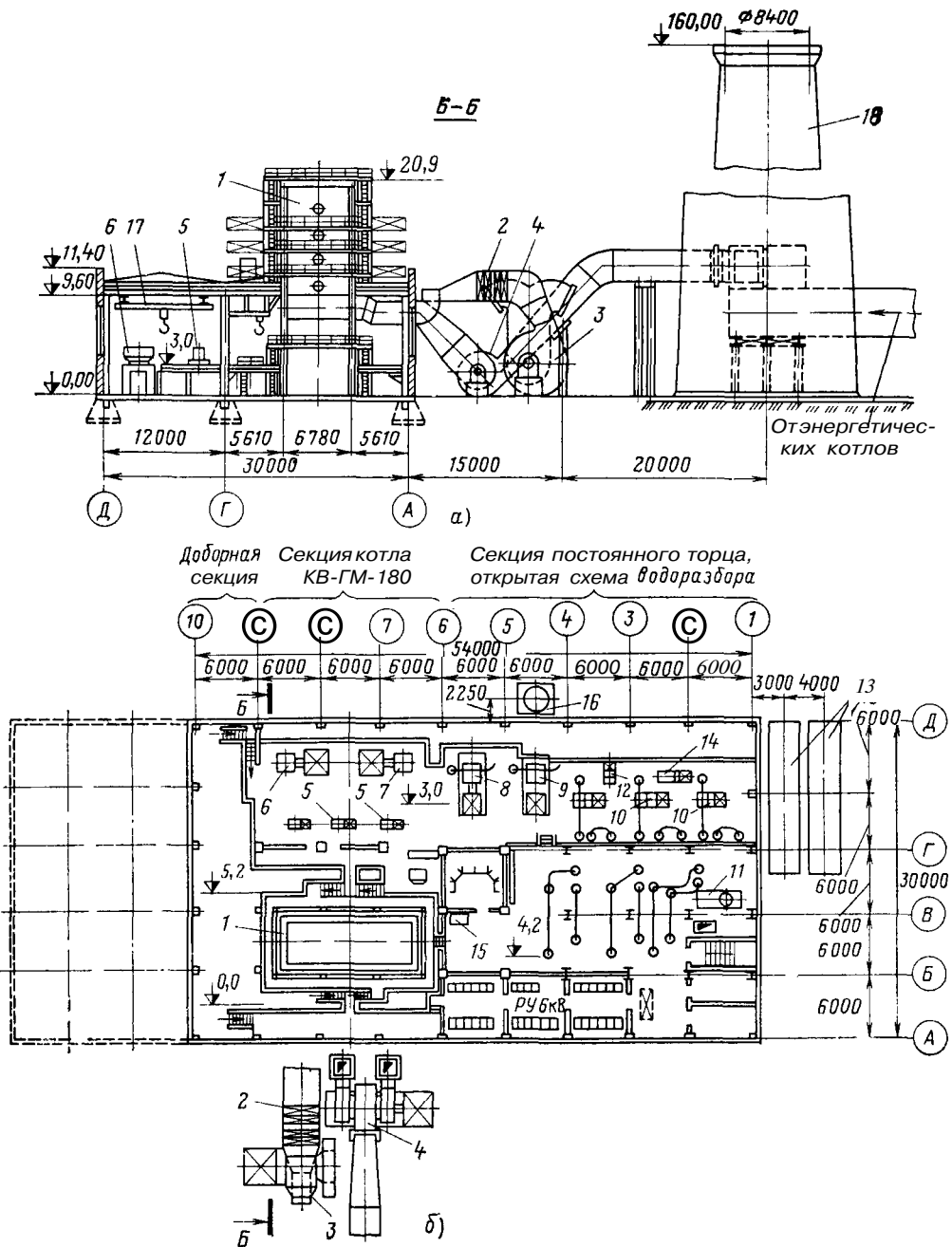


Рис. 2.8. Компонка пиковой водогрейной котельной для ТЭЦ с водогрейными котлами KV-ГМ-180.

а — поперечный разрез; б — план; 1 — водогрейный котел типа KV-ГМ-180; 2 — calorиферы для подогрева дутьевого воздуха; 3 — дутьевой вентилятор; 4 — дымосос; 5 — рециркуляционные насосы; 6 — сетевой насос первого подъема; 7 — сетевой насос второго подъема; 8 и 9 — резервные сетевые насосы; 10 — подпиточные насосы; 11 — подогреватель сырой воды; 12 — конденсатный насос эжекторов вакуумных деаэраторов; 13 — промежуточные баки подпиточной воды; 14 — воздухоудувка; 15 — кондиционер; 16 — расширитель дренажей; 17 — подвесной кран; 18 — дымовая труба

Компоновка пикового водогрейного котла для ТЭЦ с котлами КВ-ГМ-180 представлена на рис. 2.8. Пиковая котельная размещается параллельно главному зданию ТЭЦ по другую сторону дымовых труб энергетических котлов и включает два пролета шириной 18 и 12 м. В пролете 18 м полуоткрыто размещаются ПВК, в пролете 12 м на отметке 3 м — на-

сосы. Насосное отделение оборудовано подвесным грузоподъемным краном. На открытом воздухе со стороны главного здания установлены дымоходы, дутьевые вентиляторы и калориферы дутьевого воздуха. У постоянного торца пиковой котельной на открытом воздухе расположены подпиточные баки.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ДЕАЭРАТОРЫ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДЕАЭРАТОРОВ

Термические деаэраторы воды выполняют на ТЭС несколько функций, основной является удаление из воды растворенных агрессивных газов (кислорода и углекислоты). Деаэраторы служат также для регенеративного подогрева основного конденсата и являются местом сбора и хранения запаса питательной воды. Известно много типов деаэраторов, их можно классифицировать по рабочему давлению и по способу создания поверхности контакта деаэрируемой воды с греющим паром.

В зависимости от рабочего давления термические деаэраторы согласно ГОСТ 16860-77 делятся на *вакуумные* (тип ДВ, рабочее давление 0,0075 — 0,05 МПа, температура насыщения 40—80 °С), *атмосферные* (тип ДА, рабочее давление 0,12 МПа, температура насыщения 104 °С) и *повышенного давления* (тип ДП, рабочее давление 0,6—0,7 МПа, реже 0,8—1,2 МПа, температура насыщения 158—167 °С и соответственно 170—188 °С).

В вакуумных деаэраторах давление ниже атмосферного и для отсоса выделяющихся из воды газов требуется эжектор. Имеется опасность повторного «заражения» воды кислородом из-за присоса атмосферного воздуха в тракт перед насосом. Вакуумные деаэраторы применяются, когда требуется деаэрировать воду при

температуре ниже 100 °С (подпиточная вода тепловых сетей, вода в тракте химической водоподготовки). К ним относятся также деаэрационные приставки конденсаторов.

Атмосферные деаэраторы работают с небольшим избытком внутреннего давления над атмосферным (приблизительно 0,02 МПа), необходимым для самотечной эвакуации выделяющихся газов в атмосферу. Преимуществом атмосферных деаэраторов является минимальная толщина стенки корпуса (экономия металла).

В настоящее время атмосферные деаэраторы применяются главным образом для добавочной воды ТЭС, питательной воды испарителей и подпиточной воды тепловых сетей.

Деаэраторы повышенного давления применяются для обработки питательной воды энергетических котлов с начальным давлением пара 10 МПа и выше. Применение деаэраторов типа ДП на ТЭС позволяет при более высокой температуре регенеративного подогрева воды ограничиться в тепловой схеме небольшим количеством последовательно включенных ПВД (не более трех), что способствует повышению надежности и удешевлению установки и благоприятно сказывается при эксплуатации ввиду меньшего сброса температуры питательной воды при отключении ПВД.

По способу создания поверхности контакта фаз деаэраторы подразделяются на *струйные*, *пленочные* и *барботажные*. Правилами технической экс-

платации электрических станций и сетей (ПТЭ) нормируется содержание в воде растворенного кислорода:

Вода	Содержание растворенного кислорода, мг/кг
Питательная вода энергетических котлов на рабочее давление до 10 МПа	20
То же более 10 МПа	10
Питательная вода испарителей и паропреобразователей	20
Подпиточная вода тепловых сетей	50

Свободная углекислота в воде после деаэраатора должна отсутствовать, а показатель рН (при 25 °С) питательной воды должен поддерживаться в пределах $9,1 \pm 0,1$.

На рис. 3.1 показана общая схема деаэрационной установки. Основными элементами деаэраатора являются его колонка, где происходят основной по-

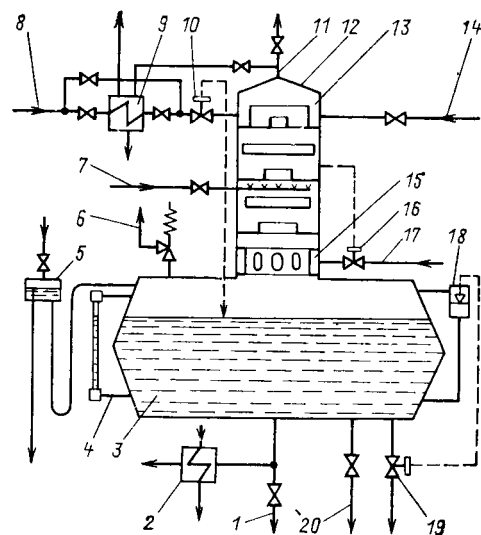


Рис. 3.1. Схема деаэрационной установки:
 1 — деаэрированная вода к питательному насосу; 2 — холодильник отбора проб питательной воды; 3 — аккумуляторный бак деаэраатора; 4 — водоуказательное стекло; 5 — гидравлический затвор и передвиг (при деаэрааторе атмосферного давления); 6 — предохранительный клапан (при деаэрааторе повышенного давления); 7 — горячие дренажи из ПВД; 8 — добавочная вода; 9 — охладитель выпара; 10 — регулятор уровня воды в деаэрааторе; 11 — линия выпара; 12 — колонка деаэраатора; 13 — водораспределитель; 14 — основной конденсат; 15 — парораспределитель; 16 — регулятор давления пара в деаэрааторе; 17 — греющий пар; 18 — регулятор передвиг (у деаэраатора повышенного давления); 19 — клапан регулятора передвиг; 20 — слив воды из деаэраатора

догрев и деаэрация воды, и аккумуляторный бак для хранения запаса деаэрированной воды.

В верхней части деаэрационной колонки располагается водораспределитель для смешения потоков поступающей воды и равномерного распределения ее по сечению. Горячие потоки воды, подверженные вскипанию при вводе в деаэраатор, и дополнительный пар подаются на промежуточные ступени колонки. В нижней части колонки размещается парораспределитель для равномерного распределения поступающего в нее греющего пара.

Конструкции водо- и парораспределителей могут быть различные. Между ними размещается активная зона колонки, которая в зависимости от типа деаэраатора выполняется также по-разному. Здесь происходят подогрев воды и ее деаэрация (массообмен).

В самой верхней части колонки имеется штуцер, к которому присоединяется линия выпара. Выпаром называется смесь выделившихся из воды газов и небольшого количества пара, подлежащая эвакуации из деаэраатора. Выпар обезпечивает вентиляцию колонки и для нормальной работы деаэраатора его расход (по пару) должен составлять не менее 1—2 кг, а при наличии в исходной воде значительного количества свободной или связанной углекислоты — 2—3 кг на 1 т деаэрируемой воды.

Для уменьшения потерь теплоты и теплоносителя выпар деаэраатора поступает в охладитель выпара, где большая часть содержащегося в нем пара конденсируется и возвращается в цикл ТЭС.

Теплота конденсации выпара используется для подогрева одного из потоков поступающей в деаэраатор воды, температура которой на входе в охладитель выпара не должна превышать 60—70 °С. В противном случае не будет обеспечена эффективная конденсация выпара, поскольку его охладитель имеет свободный выход в атмосферу и давление в его корпусе лишь немного превышает атмосферное.

Колонка деаэраатора струйного типа с дырчатыми тарелками изображена на рис. 3.2. Вода через верхний ряд боковых штуцеров поступает в смесительную камеру, совмещенную с водосливом. Дробление воды на струи осуществляется с помощью дырчатых тарелок, площадь отверстий в которых составляет около 8 % общей площади тарелки в плане. Приведенная плотность орошения (количество воды, поступающей в единицу времени на 1 м² площади горизонтального сечения колонки) для деаэрааторов струйного типа не должна превышать

17—28 кг/(м² · с) [60—100 т/(м² · ч)]. Применяются тарелки двух типов, устанавливаемые поочередно: с центральным проходом для пара (кольцеобразные) и с проходом по периферии (в виде сплошного круга). Расстояние по вертикали между соседними тарелками принимается 300—400 мм, высота борта 50—100 мм, диаметр отверстий 4—7 мм. Число каскадов тарелок зависит от начального и требуемого конечного содержания кислорода в деаэрируемой воде и может достигать 5—10 шт.

Деаэраторы струйного типа наряду с преимуществами—простота конструкции и малое паровое сопротивление — имеют недостаток — сравнительно низкую интенсивность деаэрации воды. Вследствие этого колонки струйного типа имеют большую высоту (3,5—4 м и более), и их изготовление связано с повышенной затратой

металла. При большой высоте колонок затрудняется их ремонт.

Крепление тарелок в колонках может осуществляться на кронштейнах, на подвесках (тягах), попарным скреплением приварными листами с опиранием на кольцевые выступы. Во избежание перекосов в распределении потока воды при не вполне горизонтальной установке тарелок в них делают секционирующие перегородки.

Парораспределители могут иметь различное конструктивное оформление. Помимо изображенного на рис. 3.2 кольцевого парораспределителя с овальными окнами или вертикальными щелями применяют также заглушенные на конце перфорированные патрубки. Последние предпочтительны, когда греющий пар перегрет.

Деаэрирующие устройства струйного типа с дырчатыми тарелками в настоящее время используются в качестве первой ступени обработки питательной воды котлов в двухступенчатых деаэраторах струйно-барботажного типа.

В деаэраторах с колонками пленочного типа необходимая поверхность контакта с паром обеспечивается расчленением потока воды на пленки, обволакивающие насадку (заполнитель), по поверхности которой вода стекает вниз. Применяется насадка двух типов: упорядоченная и неупорядоченная. Упорядоченную насадку выполняют из вертикальных, наклонных или зигзагообразных листов, а также из укладываемых правильными рядами колец, концентрических цилиндров или других элементов. Преимущества упорядоченной насадки — возможность работы с высокими плотностями орошения — 55—83 кг/(м² · с) [200—300 т/(м² · ч)] при значительном подогреве воды (20—30 °С) и возможность деаэрации неумягченной воды. Недостаток — неравномерность распределения потока воды по насадке.

Неупорядоченная насадка выполняется из небольших элементов определенной формы, засыпаемых произвольно в выделенную часть колонки (кольца, шары, седла, омегообразные

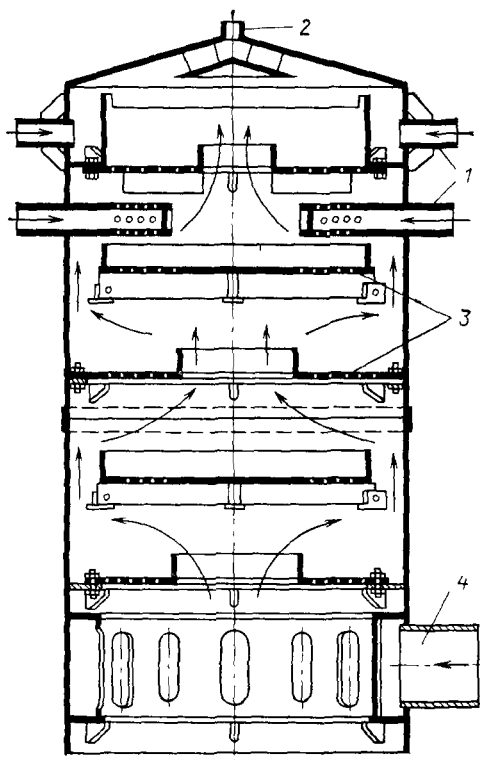
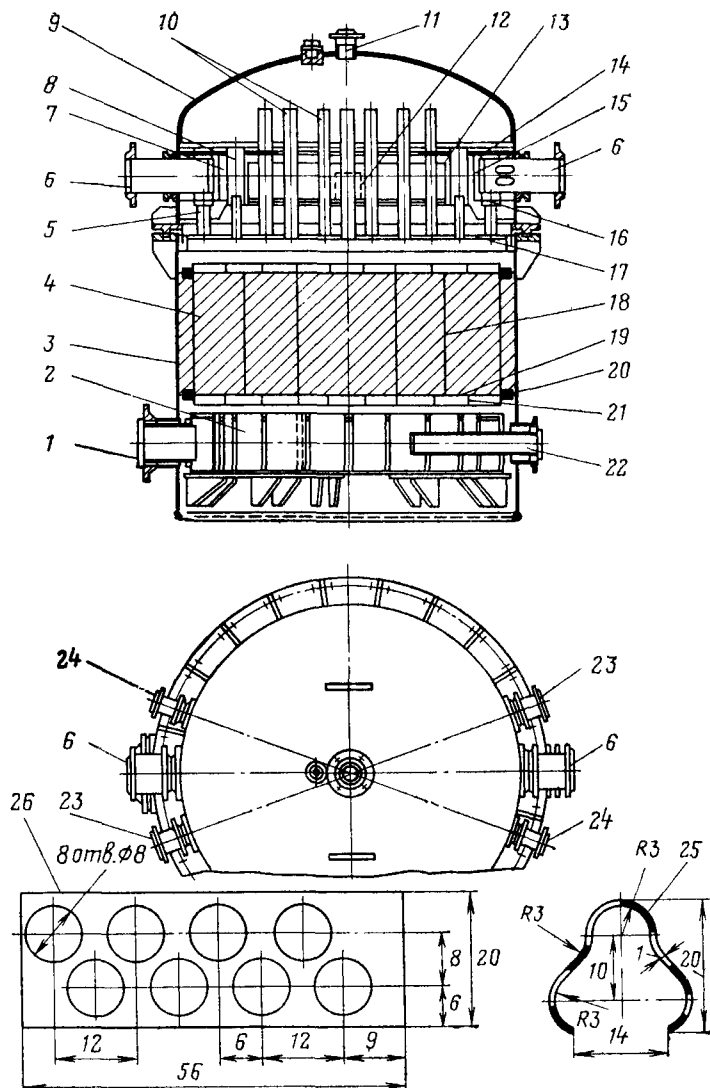


Рис. 3.2. Колонка струйного деаэратора атмосферного давления:

1 — подвод деаэрируемой воды; 2 — отвод выпара; 3 — тарелки; 4 — подвод греющего пара

Рис. 3.3. Деаэрационная колонка пленочного типа с неупорядоченной насадкой:

1 — греющий пар; 2 — парораспределительный коллектор; 3 — корпус; 4 — слой омегаобразной насадки; 5, 8, 10 — патрубки перепуска выпара; 6 — основной конденсат; 7 — водораспределитель; 9 — крышка; 11 — отвод выпара; 12 — отверстие для прохода воды; 13, 15 — цилиндрические перегородки; 14, 16 — горизонтальные листы; 17 — распределительная тарелка; 18 — каркас; 19 — сетка с фиксированной ячейкой; 20 — кольцо; 21 — опорная решетка; 22 — ввод пара от штоков клапанов турбины; 23 — ввод химически умягченной воды; 24 — дистиллят испарителей; 25 — элемент омегаобразной насадки; 26 — развертка элемента насадки



элементы), и обеспечивает более высокий коэффициент массоотдачи, чем упорядоченная насадка, но имеет большее ограничение по предельной гидравлической нагрузке.

На рис. 3.3 приведен разрез деаэрационной колонки повышенного давления пленочного типа с неупорядоченной насадкой.

Колонка состоит из разъемного корпуса с крышкой, водораспределителя, слоя насадки и коллектора для ввода пара. В колонке предусмотрены штуцера для ввода конденсата турбины, добавочной воды, дистиллята испарителей, греющего пара, пара от штоков клапанов турбины и для отвода выпара. Дренаж ПВД вводится непосредственно в бак-аккумулятор.

Вверху колонки расположено водораспределительное устройство в виде закрытой кольцевой камеры прямоугольного сечения. Для перехода воды из закрытой в открытую камеру предусмотрены два прямоугольных отверстия. Когда уровень воды в открытой камере достигает верха имеющейся у нее внутренней перегородки, вода переливается на дырчатую распределительную тарелку, которая обеспечивает равномерное орошение всех элементов расположенной ниже насадки. Благодаря этому образуется развитая смоченная поверхность, благоприятствующая десорбции растворенных газов. Греющий пар, движущийся снизу вверх, омывает поверхность насадки и барботирует воду в местах ее скопления, при этом происходят выделение газов в паровую среду и одновременный подогрев воды до температуры насыщения. Насадка засыпается на плетеную сетку

с фиксированными ячейками. Сетка изготовляется из нержавеющей проволоки диаметром 3 мм и закрепляется по периферии двумя кольцами. Слой насадки опирается на решетку, которая закреплена на кольце, приваренном к корпусу колонки. Для предупреждения выноса элементов насадки потоком пара в верхнюю часть колонки слой насадки сверху закрыт другой сеткой, прижатой к каркасу с помощью шпилек и сегментов. Каркас, не допускающий выпучивания нижней сетки, расположен внутри слоя насадки и состоит из двух концентрических обечаек с радиальными перегородками.

Для неупорядоченной насадки эффективны омегаобразные элементы с отверстиями, изготовленные из листовой стали марки 1Х18Н10Т толщиной 1 мм. Допустимая плотность орошения такой насадки при подогреве воды на 40 °С составляет 25—30 кг/(м²·с) [90—110 т/(м²·ч)], а ее удельная поверхность достигает 190—195 м²/м³.

Пар вводится в нижнюю часть колонки через патрубки, не имеющие непосредственного контакта с корпусом, что устраняет опасность возникновения в нем недопустимых местных температурных напряжений даже при поступлении перегретого пара. Парораспределитель состоит из кольцевого короба с равномерно расположенными на нем шелевыми отверстиями.

Для равномерного отвода выпара в камере водораспределителя имеется ряд патрубков. Выпар с периферии колонки отводится через специальные трубы в смесительном устройстве, в которые свободно входят патрубки отвода выпара.

Колонки с неупорядоченной насадкой вплоть до пропускной способности 500 т/ч имеют заметное преимущество по высоте перед колонками струйного типа. При большей производительности и необходимости сопряжения колонки с баком-аккумулятором это преимущество отпадает, поскольку при допустимой плотности орошения 30 кг/(м²·с) [110 т/(м²·ч)] диаметр колонки приближается к диаметру транспортнo-бального бака-аккумулятора. Вследствие этого для сопряжения такой колонки с баком приходится вводить переходный патрубок, который в свою очередь требует для колонок повышенного давления установки дополнительного нижнего днища. Возможна также установка на одном баке двух колонок меньшей производительности.

Пленочные деаэратoры малочувствительны к загрязнению накипью, шламом и окислами железа. При вы-

полнении насадки из нержавеющей стали дополнительное загрязнение воды окислами железа после деаэратoра невелико.

Пленочные деаэратoры применяются для обработки подпиточной воды тепловых сетей. К недостаткам деаэратoров пленочного типа относятся:

большая чувствительность к перегрузкам, приводящим к обращенному движению воды и к гидравлическим ударам;

недостаточная удельная пропускная способность на единицу площади поперечного сечения колонки, приводящая к необходимости установки большого количества параллельных колонок на крупных энергоблоках;

неустойчивость насадочного слоя, возможность его смещения под длительным воздействием пара и воды, что приводит к гидравлическим и тепловым перекосам, к смятию насадки, уменьшению ее удельной поверхности и к некачественной деаэрации воды.

В деаэратoрах барботажного типа поток пара, который вводится в слой воды, подвергается дроблению на пузырьки. Преимуществом деаэратoров барботажного типа является их компактность при высоком качестве деаэрации. Благодаря вводу пара в слой воды происходит некоторый перегрев ее относительно температуры насыщения, *соответствующей давлению в паровом пространстве над поверхностью воды*. Величина перегрева определяется высотой столба жидкости над барботажным устройством. При движении увлекаемой пузырьками пара воды вверх происходит ее вскипание, способствующее лучшему выделению из раствора не только кислорода, но и углекислоты, которая в деаэратoрах других типов удаляется из воды не полностью.

Присутствующая в воде углекислота подразделяется на свободную (газ СО₂) и связанную (бикарбонат натрия NaHCO₃ и аммония NH₄HCO₃). Последняя сама по себе безвредна для металла пароводяного тракта ТЭС, но при высокой температуре (в кот-

лах) она подвергается термическому разложению с выделением свободной CO_2 , которая вместе с паром попадает в турбину, а оттуда проникает в регенеративную систему, растворяется в конденсате и вызывает интенсивную коррозию трубных систем регенеративных подогревателей. Борьба с углекислотной коррозией является в настоящее время серьезной проблемой. Способность к удалению из воды CO_2 и к разложению бикарбонатов считается основным преимуществом деаэраторов барботажного типа, ввиду чего этому типу деаэраторов в настоящее время отдается предпочтение при обработке питательной воды котлов.

Процесс разложения бикарбонатов усиливается с повышением температуры и давления в деаэраторе, с увеличением времени пребывания воды в аппарате и начальной концентрации бикарбонатов в исходной воде. В барботажном устройстве наряду со значительным развитием суммарной поверхности контакта фаз обеспечивается интенсивная турбулизация жидкости. Удельная поверхность контакта фаз при барботаже в зависимости от конструкции устройства и режима его работы может достигать $670\text{—}1500\text{ м}^2/\text{м}^3$. Поэтому барботажные деаэрирующие устройства обладают большей компактностью, чем устройства с дырчатыми тарелками струйного типа или пленочные устройства. Конструкции их весьма разнообразны.

Если разность давлений греющего пара и пара в деаэраторе превышает $0,1\text{ МПа}$, расширение пара, подаваемого в деаэрируемую воду, следует производить в подводящих соплах, используя скорость пара на выходе из сопла для осуществления многократной циркуляции деаэрируемой воды. При $0,1 > \Delta p > 0,03\text{ МПа}$ можно применять низконапорный барботаж деаэрируемой воды в баке-аккумуляторе через дырчатый лист, а при $\Delta p < 0,03\text{ МПа}$ — незатопленное барботажное устройство в нижней части колонки, обладающее относительно низким сопротивлением по пару.

Оптимальный относительный расход пара на барботаж должен составлять для деаэраторов атмосферного давления около 20 кг , а для деаэраторов повышенного давления — 14 кг на 1 т деаэрируемой воды. При повышенной начальной бикарбонатной щелочности воды $0,2\text{—}0,45\text{ мг-экв/кг}$ относительный расход пара на барботаж может быть увеличен до $25\text{—}30\text{ кг/т}$.

Эффективность барботажных устройств снижается при значительном уменьшении удельного расхода пара. Для обеспечения глубокой деаэрации вода в деаэраторе должна подогреваться не менее чем на $10\text{ }^\circ\text{C}$, если нет возможности для увеличения расхода выпара.

Затопленные в аккумуляторных баках барботажные устройства в настоящее время не применяются из-за сложной конструкции, трудностей обслуживания и ремонта, сложности регулирования расхода пара на барботаж, необходимости иметь сторонний источник пара на барботаж или специальную защиту против заброса воды в турбину при сбросах нагрузки.

Некоторое время для крупных энергоблоков применялись струйно-барботажные деаэраторы с горизонтальными колонками, где при той же удельной нагрузке горизонтального сечения, не увеличивая диаметра колонки, можно было обеспечить требующуюся большую пропускную способность. Их недостатками были стесненное расположение тарелок из-за ограничений по высоте и чувствительность к отклонениям от горизонтали при установке тарелок, что приводило к гидравлическим и тепловым перекосам и к ухудшению качества деаэрации.

Проведенные в дальнейшем испытания показали, что барботажные тарелки имеют большие резервы по производительности при условии их оптимальной загрузки по пару и их удельную нагрузку можно значительно увеличить без ущерба для качества деаэрации воды. Было принято решение вернуться к вертикаль-

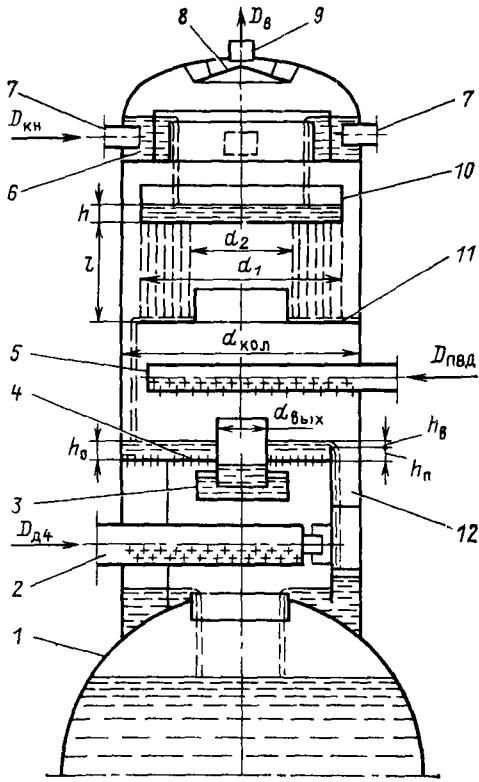


Рис 3 4 Схематическое устройство деаэрационной колонки струйно-барботажного деаэратора ДСП-1000

1 — аккумуляторный бак деаэратора, 2 — парораспределительный коллектор с отверстиями, 3 — пароперпускное устройство, 4 — барботажная тарелка, 5 — подвод дренажа ПВД, 6 — водо распределитель, 7 — патрубки подвода воды к водораспределителю, 8 — отбойный шиток, 9 — патрубок выпара, 10 — струйная тарелка, 11 — перепускная тарелка, 12 — сливное устройство

ным колонкам, более удобным по условиям размещения в них как струйного, так и барботажного отсеков. Разработаны и испытаны новые деаэраторы со встроенными в колонку компактными барботажными устройствами, не нуждающимися в паре от постороннего источника. Поскольку барботажные устройства способны эффективно работать лишь в узком диапазоне паровых нагрузок, предложено при больших тепловых нагрузках байпасировать избыток греющего пара в зону массовой конденсации к струйному отсеку, минуя барботажное устройство. Струйный отсек в этом случае служит лишь для нагрева воды до температуры, близкой к насыщению, и

для грубой предварительной ее деаэрации.

После успешных испытаний опытных деаэрационных колонок этого типа разработана колонка струйно-барботажного деаэратора ДСП-1000 для блоков мощностью 300 МВт, а горизонтальные колонки сняты с производства. В колонках ДСП-1000 (рис. 3.4) основная роль в процессе деаэрации возложена на барботажную ступень. На барботажный участок подается строго оптимальное количество пара, что устанавливается автоматически с помощью гидростатически регулируемого пароперпускного устройства. Разработаны также более крупные колонки этого же типа для энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт.

На рис. 3.5 изображена колонка струйно-барботажного деаэратора типа ДП-2000 производительностью 2000 т/ч. Как и в предыдущем случае, здесь применена двухступенчатая деаэрация воды. В отличие от колонки ДСП-1000 подвод основного конденсата производится сверху, что позволило несколько сократить вертикальные размеры колонки и более рационально разместить перфорацию у распределительной тарелки. Водосмесительное устройство и распределительная тарелка совмещены. Выпар отводится через перфорированную трубу и верхний патрубок. Паровой коллектор также в виде перфорированной трубы введен в переходный патрубок, соединяющий колонку с баком, что позволило несколько сократить высоту цилиндрической части колонки при том же общем габарите по высоте. Чтобы уменьшить ослабление цилиндрической части бака отверстием для соединения с колонкой, его диаметр принят минимально допустимым по условию пропуска вниз воды и вверх пара из аккумуляторного бака, вентилирующего его паровой объем. Над барботажным устройством установлена перепускная тарелка

Наиболее существенное отличие колонки деаэратора ДП-2000 от ДСП-1000 заключается в конструкции барботажного устройства. Барботаж-

ный лист разбит на три кольцевые перфорированные зоны, ограниченные снизу разновысокими кольцевыми перегородками. При минимальной нагрузке деаэрата работаает первая (внутренняя) зона. При увеличении расхода пара паровая подушка под барботажным листом увеличивается и в работу включается дополнительно вторая, а затем и третья зоны перфорации. При дальнейшем увеличении расхода пара его излишки перепускаются в предвключенный струйный отсек через кольцевой канал, расположенный по периферии барботажного листа.

Вода при уменьшении тепловой нагрузки деаэрата с барботажного листа через внешний кольцевой канал поступает в низ барботажного отсека, уровень воды в нем увеличивается, и зоны перфорации переключаются в обратном порядке. Благодаря секционированию зон перфорации скорость пара в отверстиях листа при изменении тепловой нагрузки меняется незначительно, что создает условия для его равномерной эффективной и надежной работы при переменных нагрузках деаэрата.

При работе деаэрата пар в барботажном отсеке движется от центра к периферии листа, а в струйном отсеке — от периферии к центру. Это позволяет упростить конструкцию барботажного устройства. Вода, прошедшая обработку на барботажном листе, через гидрозатвор сливается в бак-аккумулятор. При этом вода разбрызгивается и снимает перегрев поступающего через перфорированный коллектор греющего пара.

На рис. 3.6 представлена конструктивная схема деаэрационной колонки ДП-1600 для деаэрата ДП-3200 (2 x 1600)/185.

Как и в двух предыдущих конструкциях, здесь предусмотрена двухступенчатая деаэрация воды. В водораспределительном устройстве штуцера для подвода основного конденсата расположены ниже верхней тарелки, что позволяет несколько уменьшить вертикальные габариты колонки. Рабочее давление в этом деаэрате принято равным 1,3 МПа. Исходная вода для деаэрации поступает в карманы смесительного устройства и через его борт сли-

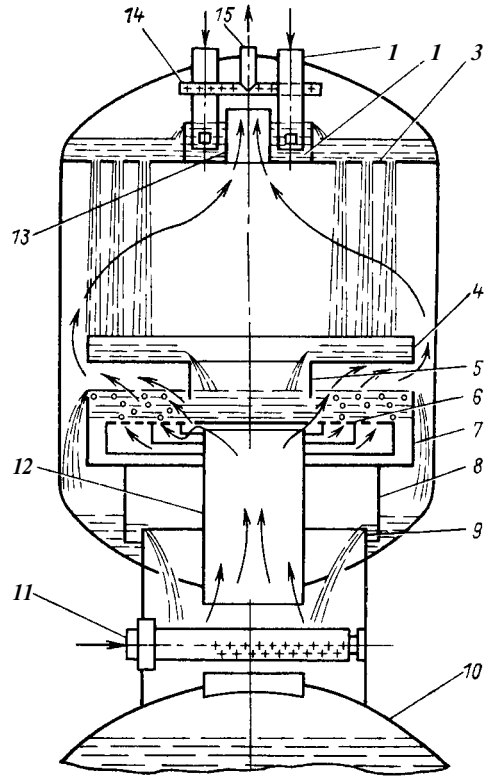


Рис. 3.5. Принципиальная схема колонки струйно-барботажного деаэрата ДП-2000: 1 — ввод основного конденсата; 2 — водосмеситель; 3 — распределительная дырчатая тарелка; 4 — переливная тарелка; 5 — патрубок для перепуска воды; 6 — барботажный лист; 7 — переливной порог барботажного отсека; 8 — гидрозатвор; 9 — переходный патрубок; 10 — корпус аккумулятора; 11 — коллектор ввода греющего пара; 12 — патрубок подвода пара к барботажному отсеку; 13 — горловина отвода пара; 14 — перфорированная труба отвода пара; 15 — патрубок отвода пара

вается на перфорированный лист. Через отверстия в листе вода струями падает на переливную тарелку и через сегментный проем на ее краю попадает на барботажное устройство. По непровальному барботажному листу вода движется слева направо и обрабатывается паром, проходящим через его отверстия. Справа вода через порог переливается в приемную камеру, из которой по сливным трубам через гидрозатвор, образованный этими трубами, опущенными ниже уровня воды, сливается в кольцевой карман. Из кольцевого кармана вода переливается через борт и горловину в аккумуляторный бак деаэрата. Пар по коллектору поступает под барботажный лист, под которым устанавливается устойчивая паровая подушка, препятствующая провалу воды через отверстия. При высоте паровой подушки около 140 мм в работу включается пароперепускная труба, по которой избы-

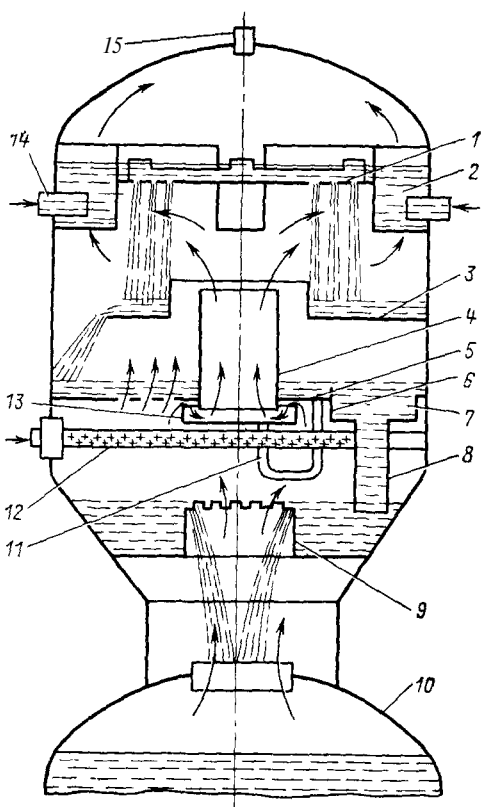


Рис. 3.6. Схематическое изображение деаэрационной колонки ДП-1600 для деаэратора ДП-3200 (2X1600)/185:

1 — перфорированный лист; 2 — водораспределитель; 3 — переливная тарелка; 4 — пароперепускная труба; 5 — барботажный лист; 6 — порог; 7 — приемная камера; 8 — сливные трубы; 9 — горловина; 10 — аккумуляторный бак; 11 — трубы для заполнения водой поддона пароперепуска; 12 — коллектор греющего пара; 13 — поддон; 14 — штуцер основного конденсата; 15 — штуцер выпара

точный пар перепускается мимо барботажного листа. Пароперепускная труба опущена в поддон для создания гидрозатвора. Заливка гидрозатвора происходит автоматически через U-образные трубы.

В этой конструкции деаэратора сопряжение колонки с баком впервые выполнено с помощью конического переходного штуцера, что позволило уменьшить ослабление бака деаэратора отверстием под колонку.

Охладители выпара для деаэраторов атмосферного давления типа ОБА выполняются с горизонтальными U-образными трубками (рис. 3.7), а для деаэраторов повышенного давления типа ОВП (рис. 3.8) — с вертикальными прямыми трубками и с нижней подвешенной на трубках водяной камерой. Для ограничения расхода

выпара из деаэраторов повышенного давления на линиях выпара устанавливаются шайбы. Охладители выпара выпускаются с поверхностью теплообмена от 2 до 28 м².

Изображенный на рис. 3.8 охладитель выпара имеет поверхность 18 м². В верхней части расположена водяная камера, отделенная от паровоздушного пространства трубной доской. Нижняя водяная камера снабжена дренажной трубкой для опорожнения, выведенной за пределы корпуса через сальник. В качестве материала для трубной системы охладителей выпара применяются коррозионно-стойкие материалы (латунь, сплав МНЖ или нержавеющая сталь).

Аккумуляторные баки деаэраторов выпускаются с полезной емкостью от 65 до 185 м³ на рабочее давление от 0,12 до 0,7 МПа. Геометрическая емкость превышает полезную в среднем на 15 %. По нормам технологического проектирования электростанций запас воды в баках деаэраторов блочных установок должен обеспечивать питание котлов при полной нагрузке в течение 3,5 мин, а на неблочных ТЭС — 7 мин. Наружный диаметр для всех деаэраторных баков принят равным 3442 мм при толщине стенки 16 мм. Баки могут иметь длину от 9 до 24 м.

На рис. 3.9 изображен аккумуляторный бак деаэратора на рабочее давление 0,6 МПа с полезной емкостью 100 м³, предназначенный для колонки ДСП-1000.

В средней части бака предусмотрен штуцер для присоединения колонки. Стенка бака в этом месте усилена накладкой и разгруженным штуцером. В нижней части бака справа и слева у торцов имеются два штуцера для отвода деаэрированной воды к питательным насосам. Отверстия под эти штуцера также усилены накладками. В верхней части бака слева имеются патрубки для присоединения предохранительных клапанов. Горячие дренажи от ПВД вводятся непосредственно в аккумуляторный бак деаэратора. Специальный штуцер служит для присоединения поплавковой камеры регулятора перелива. Для внутреннего осмотра и ремонта бака имеются люк, закрытый крышкой, и лестница. Для усиления корпуса бака внутри имеются четыре ряда стяжек из швеллеров и уголковой стали, скрепленных накладками.

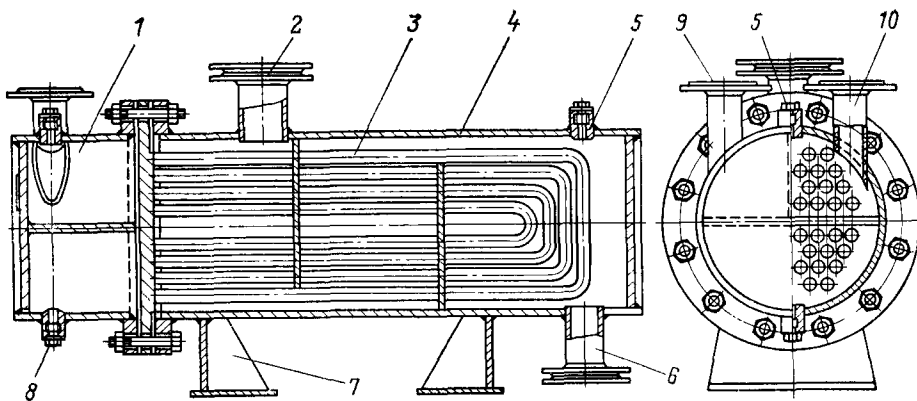


Рис. 3.7. Горизонтальный поверхностный охладитель выпара для деаэраторов атмосферного давления производительностью от 5 до 300 т/ч:
 1 — водяная камера; 2 — вход выпара; 3 — трубная система; 4 — корпус; 5 — выход воздуха; 6 — слив конденсата; 7 — опоры; 8 — дренаж; 9 — выход охлаждающей воды; 10 — вход охлаждающей воды

При проектировании деаэраторов должны учитываться требования ГОСТ 16860-77. Регламентированы типоразмерные ряды деаэраторов, диапазоны изменения производительности и среднего подогрева воды, требования к качеству деаэрированной воды. Должна применяться, как правило, двухступенчатая схема деаэрации воды с барботажем во второй ступени, должна обеспечиваться деаэрация всех потоков поступающей воды, в которых могут содержаться растворенные газы. В деаэраторе не должно быть застойных зон по воде и по пару. Должна быть обеспечена вентиляция не только колонки, но и аккумуляторного бака. На всем пути между паром и водой в деаэраторе должны обеспечиваться противоток и максимальная разность между равновесным парциальным давлением газа, соответствующим его концентрации в воде, и парциальным давлением в пространстве над водой.

В каждую ступень деаэратора должно подводиться необходимое количество пара. Парциальное давление удаляемых газов должно быть минимальным. Исходные потоки воды в деаэраторе должны быть подогреты до температуры насыщения, должна быть исключена вторичная аэрация воды.

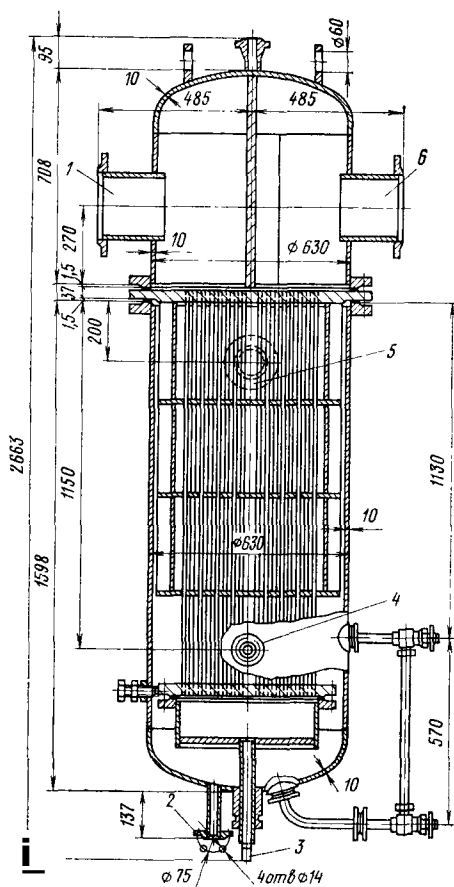
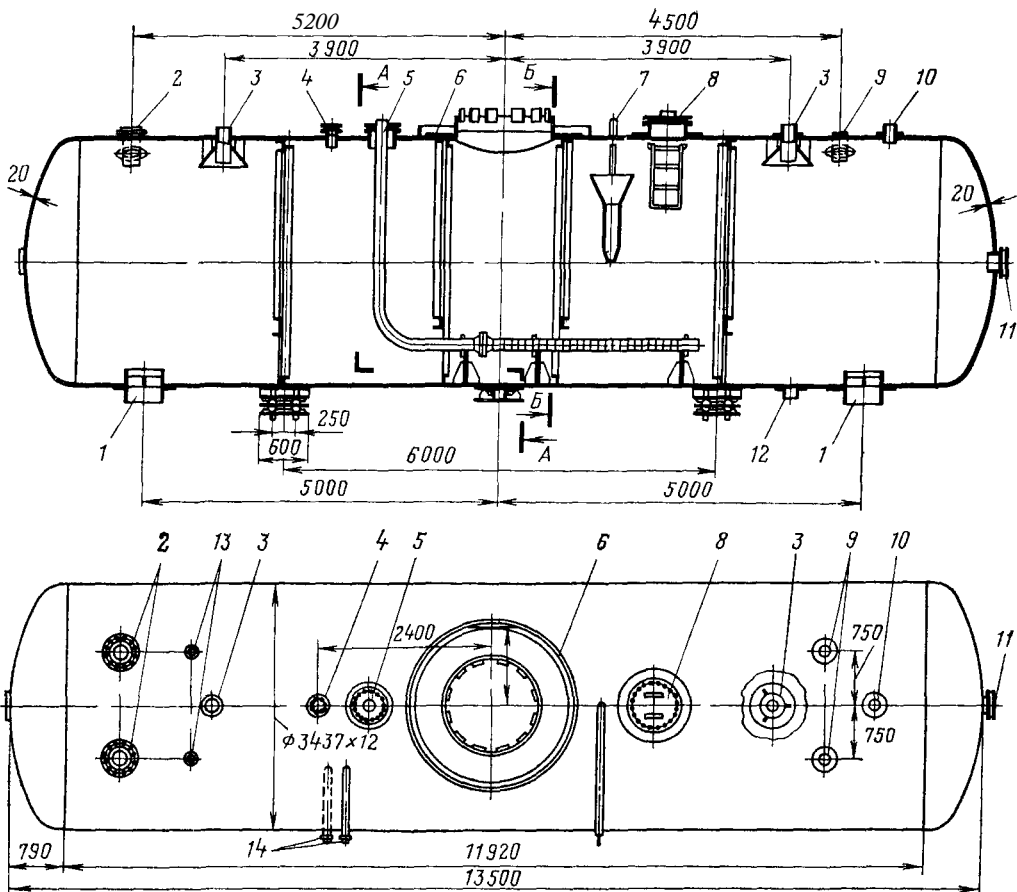


Рис. 3.8. Охладитель выпара вертикального типа ОВП-18 для деаэраторов повышенного давления:

1 — вход охлаждающей воды; 2 — слив конденсата; 3 — слив воды; 4 — отвод газов; 5 — подвод выпара из деаэратора; 6 — отвод охлаждающей воды



3.2. РАСЧЕТ ДЕАЭРАТОРОВ НА ТЕПЛО- И МАССООБМЕН

Расчет колонки (активной зоны) деаэратора производится на номинальный и предельный режимы. Целью расчета является определение размеров активной зоны (числа отрезков), обеспечивающих удаление из раствора необходимого количества агрессивных газов (кислорода, двуокиси углерода), и получение на выходе воды с остаточной концентрацией вредных газов в растворе в пределах нормы. Поскольку тепло- и массообмен в деаэраторах являются параллельно идущими процессами и подчиняются идентичным закономерностям, причем процесс массообмена отстает во времени от процесса теплообмена, в ряде случаев расчет деаэраторов на теплообмен не производится (пленочные деаэраторы, барботажные уст-

ройства) и ограничиваются только расчетом массообмена.

Методически наиболее корректно расчет на массообмен разработан применительно к пленочным деаэраторам с насадкой. Расчетные уравнения могут быть записаны как уравнения массообмена

а) через поверхность контакта фаз

$$G = b_1 K_f \Delta C_{cp} F; \quad (3.1)$$

б) через объем заполнителя активной зоны деаэратора

$$G = b_1 K_V \Delta C_{cp} V \quad (3.2)$$

Первая форма применяется при расчетах деаэраторов с упорядоченной насадкой, вторая — с неупорядоченной. Здесь G — количество выделяющегося из раствора в единицу времени газа, кг/с; b_1 — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,2; F и V — поверхность и объем насадки, м² и

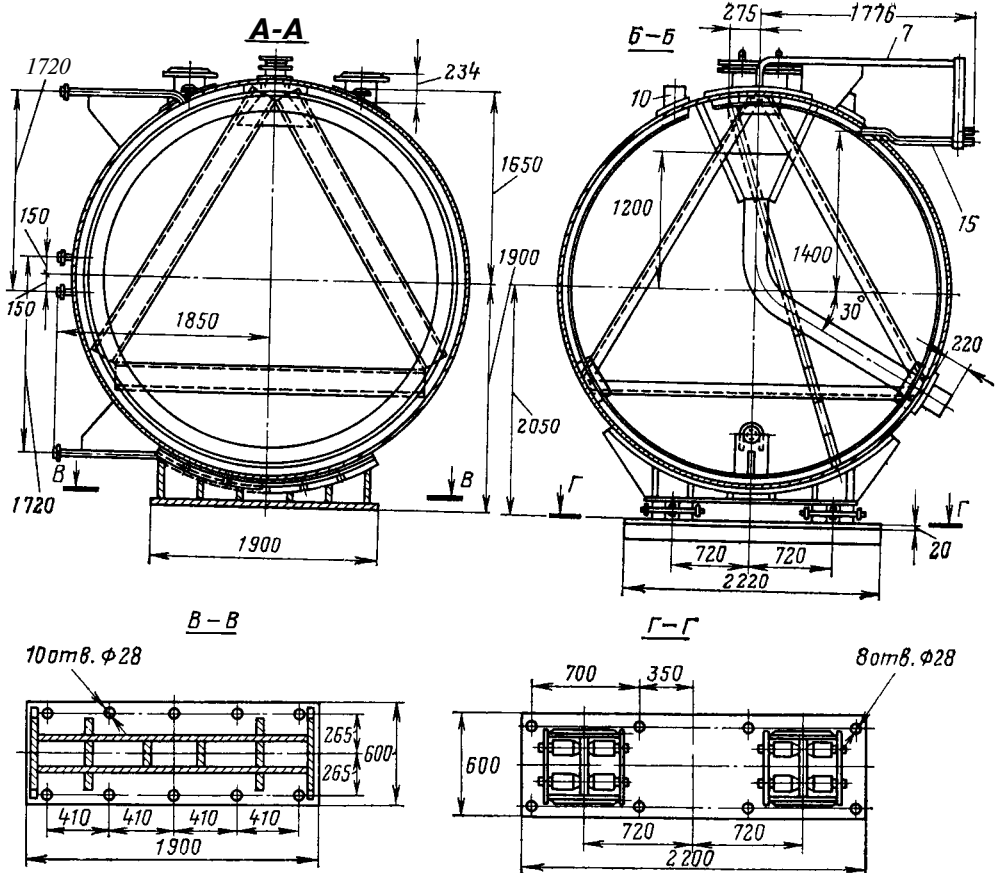


Рис. 3.9. Аккумуляторный бак деаэрата емкостью 100 м³ для колонки типа ДСП-100:

1 — отвод деаэрированной воды; 2 — штуцера для предохранительных клапанов; 3 — подводы дренажа из ПВД; 4 — резервный штуцер; 5 — ввод потоков для рециркуляции впрысков; 6 — штуцер для присоединения деаэрационной колон-

ки; 7, /5 — штуцера для присоединения поплавковой камеры регулятора перелива; 8 — люк; 9 — штуцера для присоединения линий разгрузки пилотных насосов; 10 — отбор пара из деаэрата на уплотнения турбины; 11 — штуцер технологический; 12 — штуцер слива воды из аккумуляторного бака; 13 — штуцера для импульсных предохранительных клапанов; 14 — штуцера для водоуказательных стекол

м³; $\Delta C_{ср}$ — средний концентрационный напор в деаэрате, мг/кг; K_f и K_v — поверхностный и объемный коэффициенты массоотдачи в жидкой фазе, кг/(м² · с · мг · кг⁻¹) и кг/(м³ · с · мг · кг⁻¹). Оба коэффициента массоотдачи относятся к жидкостной пленке, покрывающей насадку, поскольку сопротивление массообмену паровой фазы пренебрежимо мало.

Концентрационный напор $\Delta C_{ср}$ является движущей силой процесса массообмена и представляет собой среднюю разность концентраций подлежащего удалению газа в жидкой фазе (в растворе) и той, которая соответствует состоянию динамического рав-

новесия процесса массообмена с парогазовой фазой, заполняющей свободный от насадки объем колонки деаэрата. Напор рекомендуется определять, как среднелогарифмическую разность концентраций. При противотоке, когда деаэрируемая вода движется сверху вниз, а греющий пар — навстречу воде — снизу вверх, как это обычно принято в колонках деаэраторов, наибольшая разность концентраций $\Delta C_6 = C_1 - C_{2p}$ будет иметь место в верхней части, а наименьшая $\Delta C_m = C_2 - C_{1p}$ — внизу колонки. Равновесные концентрации газа определяются по уравнению Генри $C_p = k_T p_g$, где k_T — коэффи-

циент растворимости газа в воде, мкг/(кг · МПа), и p_r — парциальное давление газа в паровом пространстве деаэрата, МПа

В условиях нормального расхода пара равновесные концентрации удаляемого газа, соответствующие его парциальному давлению в паровом объеме деаэрата как внизу, так и вверху колонки, ничтожно малы и при расчетах ΔC_6 и ΔC_m значениями C_{1p} и C_{2p} можно пренебречь, в таком случае, среднелогарифмический концентрационный напор

$$\begin{aligned} \Delta C_{cp} &= \frac{\Delta C_6 - \Delta C_m}{2,3 \lg (\Delta C_6 / \Delta C_m)} = \\ &= \frac{C_1 - C_2}{2,3 \lg (C_1 / C_2)} \end{aligned} \quad (33)$$

Здесь C_1 и C_2 — средние концентрации удаляемого газа (O_2 , CO_2) в смеси поступающих потоков и в деаэрированной воде (последние — по нормам)

Расход греющей среды в деаэратор определяется совместным решением его уравнений материального и теплового баланса, которые в зависимости от конкретных условий могут видоизменяться, но принципиально имеют следующую структуру

$$\Sigma D_{вх} = \Sigma D_{вых} \quad (34)$$

и

$$\Sigma D_{вх} t_{вх} \eta_d = \Sigma D_{вых} t_{вых} \quad (35)$$

Здесь $D_{вх}$ и $t_{вх}$ — расходы и энтальпии потоков среды, поступающих в деаэратор, кг/с и кДж/кг, $D_{вых}$ и $t_{вых}$ — расходы и энтальпии потоков среды, выходящих из деаэрата, $\eta_d \approx 0,98-0,99$ — КПД деаэрата, учитывающий потери в окружающую среду

Количество газа, подлежащего удалению из раствора в единицу вре-

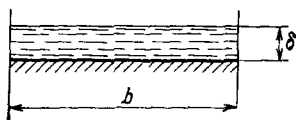


Рис 3 10 Условное изображение жидкостной пленки, стекающей по поверхности насадки пленочных деаэраторов (к определению критерия Рейнольдса) δ — толщина слоя пленки м b — ширина произвольного участка поверхности насадки, м

мени, определяется по формуле

$$G = C_1 \Sigma D_i - C_2 D_{в.д} \quad (36)$$

Здесь ΣD_i — сумма расходов потоков воды, поступающих на водораспределитель деаэрата, $D_{в.д}$ — расход деаэрированной воды

Основными геометрическими характеристиками пленочных деаэраторов с неупорядоченной насадкой являются удельная поверхность f_y , $m^2/m^3 = m^{-1}$, представляющая собой площадь геометрической поверхности элементов насадки в $1 m^3$ объема, заполненного ей, и относительный свободный объем V_c , или объем пустот в $1 m^3$ объема, заполненного насадкой. Для обычно применяющейся в пленочных деаэраторах насадки в виде омегаобразных элементов с отверстиями (см рис 3 3) $f_y = 194 m^{-1}$ и $V_c = 0,92$

Как и в теории теплообмена, коэффициенты массоотдачи определяются опытным путем с использованием критериев подобия при обработке данных экспериментов для получения универсальных зависимостей. Некоторые из применяющихся критериев общеизвестны, например $Re_{ж} = \omega_{ж} d_3 / \nu_{ж}$ — критерий Рейнольдса для жидкостной пленки, $Ga = gh^3 / \nu_{ж}^2$ — критерий Галилея, где $\nu_{ж}$ — кинематическая вязкость жидкостной пленки, m^2/c , $\omega_{ж}$ — приведенная к поперечному сечению колонки деаэрата скорость воды. В качестве определяющих геометрических размеров здесь использованы $d_3 = 4F_{пл} / P_{пл} = 4b\delta / b = 4\delta$ — эквивалентный диаметр насадки и h — высота слоя насадки в колонке, где $F_{пл}$ и $P_{пл}$ — площадь сечения пленки и смоченный периметр насадки. Размеры b и δ показаны на рис 3 10. Другие критерии подобия являются специфическими для процесса массообмена. К ним относятся $Nu'_{ж} = K_f(K_V) l / D_{ж}$ — диффузионный критерий Нуссельта, $Pr'_{ж} = \nu_{ж} / D_{ж}$ — диффузионный критерий Прандтля

В качестве определяющего геометрического размера l здесь принимается удельная поверхность f_y насадки

в степени минус единица. $D_{ж}$ — коэффициент диффузии десорбируемого газа в воде, отнесенный к градиенту концентраций, $\text{мкг} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}/(\text{м}^2 \cdot \text{Х} \cdot \text{с} \cdot \text{мкг}) = \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$, характеризующий способность проникновения одного вещества в другое и численно равный количеству вещества, проходящего за единицу времени через единицу поверхности границы фаз при градиенте концентраций, равном единице. Коэффициент диффузии определяется опытным путем и при температуре $t = 20^\circ \text{C}$ для кислорода равен $D_{ж20\text{O}_2} = 2,08 \cdot 10^{-6} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$; для углекислоты $D_{ж20\text{CO}_2} = 1,78 \cdot 10^{-6} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$. С ростом температуры воды коэффициент диффузии увеличивается:

$$D_{ж} = D_{ж20} [1 + 0,02 (t - 20)]. \quad (3.7)$$

В критериальной форме процесс массопередачи в пленочных деаэраторах выражается степенной зависимостью

$$\text{Nu}'_{ж} = f(\text{Re}'_{ж}, \text{Pr}'_{ж}, \text{Ga}_{ж}). \quad (3.8)$$

При получении обобщенных зависимостей для расчета массообмена в барботажных устройствах наряду с описанными выше используются специальные критерии подобия (критерии Лапласа, Маргулиса и др.).

Для расчета массообмена в деаэрационных колонках пленочного типа с упорядоченной насадкой для определения K_f , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мкг} \cdot \text{кг}^{-1})$, ЦКТИ рекомендует формулу

$$K_f = K_1 \Gamma b_2 B \left(\frac{D}{P} \right)^n h_n^p, \quad (3.9)$$

где b_2 — коэффициент, учитывающий влияние начальной концентрации в воде кислорода: при $C_{\text{O}_2} > 1000 \text{ мкг}/\text{кг}$ $b_2 = 1$, при $C_{\text{O}_2} \leq 1000 \text{ мкг}/\text{кг}$ $b_2 = 0,9$; B — функция физических параметров воды, значение которой находится в зависимости от средней по высоте колонки температуры по рис. 3.11; D — расход воды, поступающей в колонку деаэратора, $\text{кг}/\text{с}$; P — длина орошаемого периметра насадки, м; DIP — линейная гидравлическая нагрузка насадки, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$; h_n — высота насадки, м; K_1 — коэффициент

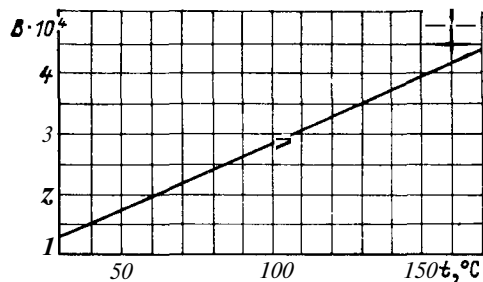


Рис. 3.11. График для определения коэффициента B в формуле (3.9) для расчета коэффициента массоотдачи в пленочных деаэраторах с упорядоченной насадкой

перевода единиц из технической системы в систему СИ. Значения постоянной Γ и показателей степени n и p в формуле (3.9) принимаются в зависимости от типа насадки: для вертикальных листов $\Gamma = \text{П}9,8$; $n = 0,7$ и $p = -0,85$. В этом случае $K_1 = (3600)^{0,7}/(3600 \cdot 10^6) = 8,573 \cdot 10^{-8}$.

Для расчета коэффициента массоотдачи в деаэраторах пленочного типа с неупорядоченной насадкой из омегаобразных элементов с отверстиями (см. рис 3.3) ЦКТИ рекомендует формулу

$$K_V = 26,6 \cdot 10^3 K_2 b_2 B, U^{0,8} h_n^{0,7}, \quad (3.10)$$

где B_1 — функция физических параметров воды, определяемая по специальному графику; U — приведенная плотность орошения колонки деаэратора, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; K_2 — коэффициент перевода единиц из технической системы в систему СИ, $K_2 = 3,6^{0,8}/(3,6 \cdot 10^9) = 0,774 \cdot 10^{-9}$.

Характер течения жидкости в деаэраторах с насадкой изменяется в зависимости от плотности потока орошения и поверхностной плотности потока пара, т. е. расхода греющего пара, проходящего на единицу площади поперечного сечения колонки. Увеличение плотности потока орошения (нагрузки колонки) приводит к тому, что толщина слоя пленки жидкости на насадке растет. Увеличивается турбулизация пленки, свободный объем насадки заполняется эмульсией. Дальнейшее увеличение плотности потока пара приводит к накоп-

лению жидкости над насадкой и к обращенному ее движению Наступает предельный режим, сопровождающийся гидравлическими ударами Качество деаэрации воды резко ухудшается

Предельные режимы пленочных аппаратов применительно к скрубберам химической промышленности исследовались Н М Жаворонковым, предложившим соответствующий критерий (Gv) Аналогичные исследования пленочных деаэраторов с насадкой выполнены ВТИ При обработке опытных данных для деаэраторов с насадкой из омегаобразных элементов ВТИ (И К Гришук) получена зависимость

$$Gv \left(\frac{\mu_{ж1}}{\mu_{ж2}} \right)^{0.2} - 0,1755 (1 - 2,89 A_{op})^3 \quad (3.11)$$

Здесь $\mu_{ж1}$ и $\mu_{ж2}$ — динамическая вязкость поступающей и деаэрированной воды, $Gv - \Delta P_{c,y} / \rho_{ж2}$ — безразмерный параметр сопротивления насадки при максимально допустимой рабочей нагрузке, предложенный Н М Жаворонковым, A_{op} — безразмерный параметр орошения, определяемый по формуле

$$A_{op} = \sqrt[3]{\frac{U_{п.д}^2 v_{ж2}^2 f_y}{3600^2 g \bar{V}_c^3 Re_{ж2}^{0.3}}}, \quad (3.12)$$

где $U_{п.д}$ — предельно допустимая плотность орошения, $\rho_{ж2}$ и $v_{ж2}$ — плотность и удельный объем деаэрированной воды $Re_{ж2}$ — число Рейнольдса для воды по состоянию на выходе из деаэратора, определяемое по формуле

$$Re_{ж2} = \frac{4 U_{п.д} v_{ж2}}{3600 f_y \nu_{ж2}} \quad (3.13)$$

В (3.13) $\nu_{ж2}$ — кинематическая вязкость деаэрированной воды Удельное сопротивление сухой (неоросаеваемой) насадки определяется по формуле

$$\Delta P_{cух} = \frac{\mu_{п}^{0.2} (\omega_{п} \rho_{п})^{1.8} f_y^{1.2}}{4,1 \rho_{п} \bar{V}_c^3} \quad (3.14)$$

Здесь $\mu_{п}$ и $\rho_{п}$ — коэффициент динамической вязкости и плотность пара перед насадкой, $\omega_{п}$ — скорость пара

перед насадкой, соответствующая максимально допустимой нагрузке

Расчеты деаэраторов струйного типа с дырчатыми тарелками производятся другим методом — поэтапно для каждого отсека между соседними тарелками, начиная с верхнего, при этом используются эмпирические зависимости, полученные ЦКТИ Расчет является двухцелевым определяются температура подогрева воды в каждом отсеке и соответствующее содержание в воде растворенного кислорода Расчетные формулы не универсальны — их вид изменяется в зависимости от рабочего давления в деаэраторе и характера омывания паром струй воды (продольное, поперечное) Кроме того, имеются ограничения применимости формул по вертикальному расстоянию между соседними тарелками (по длине струй) Для расчета подогрева воды в струях, омываемых поперечным потоком пара, на базе полученного ЦКТИ критериального уравнения предложена следующая расчетная формула

$$\lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = A \frac{l}{d^{0.7}} \left(\frac{\omega_{п}}{\omega_{ж}} \right)^{0.3} \quad (3.15)$$

Здесь t_n — температура насыщения при давлении в деаэраторе, °C, t_1 и t_2 — температура воды соответственно на верхней и нижней тарелках рассматриваемого отсека, $\omega_{п}$ — скорость пара, м/с

Формула (3.15) применима при давлении в деаэраторе 0,15—0,8 МПа, длине l струй воды 0,18—0,5 м, диаметре d отверстий в тарелках 0,005—0,007 м, скорости $\omega_{ж}$ истечения воды из отверстий в тарелках 0,4—1,2 м/с

Скорость истечения определяется по формуле $\omega_{п} = \Phi \sqrt{2gh}$, где Φ да 0,97—0,98 — коэффициент скорости Высота уровня воды на тарелке $h = 0,05 \div 0,1$ м Коэффициент A зависит от теплофизических свойств воды и пара и принимается по графику (рис 3.12) в зависимости от рабочего давления в деаэраторе

Аналогичным путем из соответствующего критериального уравнения получена эмпирическая формула для

расчета процесса удаления из воды растворенного кислорода в струйных деаэраторах с дырчатыми тарелками

$$\lg \frac{C_1}{C_2} = B \frac{l}{D_1} (\omega_{\text{п}})^{0,3} (D_1)^{0,5} \quad (3.16)$$

Здесь D_k — расход пара, конденсирующегося в данном отсеке, кг/с, D_1 — расход воды через верхнюю тарелку отсека, кг/с, B — коэффициент, зависящий от теплофизических свойств воды и пара и определяемый по графику (рис 3.12). Остальные обозначения и границы применимости формулы (3.16) такие же, как у формулы (3.15)

Переходя к расчету барботажных устройств деаэраторов, заметим, что неотъемлемым элементом современных двухступенчатых струйно-барботажных деаэраторов является незатопляемый барботажный дырчатый лист в колонке (рис 3.13). На первом этапе производится расчет гидравлики барботажной тарелки. Гидродинамическая устойчивость работы непровально-барботажного листа с отверстиями или с барботажными щелями обеспечивается при отсутствии провала жидкости через отверстия в листе. Режим его работы определяется скоростью пара в отверстиях листа. При незначительной скорости пара вода полностью проваливается через отверстия. При ее увеличении на листе появляется слой жидкости, при этом через одни отверстия проходит пар, через другие протекает жидкость. Полное прекращение провала жидкости наступает при скорости пара в отверстиях, называемой минимально необходимой, когда под листом образуется устойчивая паровая подушка.

Основным фактором, оказывающим влияние на значение минимально необходимой скорости пара, является его плотность $\rho_{\text{п}}$. Приблизительно минимально необходимая скорость пара, м/с, может быть оценена по формуле

$$\omega_{\text{мин}} \approx 20,6/\rho_{\text{п}} \quad (3.17)$$

В соответствии с нормативными документами по проектированию деаэраторов расчетная скорость пара в отверстиях (или щелях) барботажного листа ω_0 принимается в 2,5—4 раза

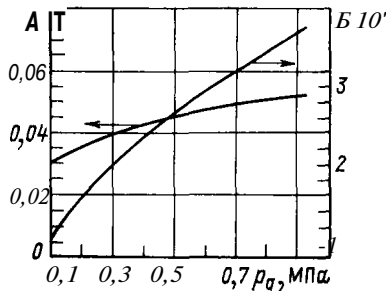


Рис 3.12 График для определения коэффициентов A , B в формулах (3.15) и (3.16) для расчета подогрева и дегазации воды в струйных деаэраторах

выше минимально допустимой. Высота слоя воды над порогом водослива h_b , м, при отсутствии барботажа определяется по формуле

$$h_b \approx 0,7047 \sqrt{q/\rho_{\text{ж}}}, \quad (3.18)$$

где $q = D_{\text{барб}}^2/b$ — расход воды через 1 м ширины водослива, кг/(м · с), $\rho_{\text{ж}}$ — плотность воды при температуре насыщения в деаэраторе, кг/м³, b — ширина порога барботажной тарелки, м. Далее определяется высота слоя воды на барботажной тарелке $h_0 = h_{\text{п}} + h_b$, где $h_{\text{п}}$ — высота порога барботажной тарелки (0,05 — 0,15 м). Высота паровой подушки под барботажным листом определяется по формуле

$$h_{\text{пд}} = 2 \sqrt{\frac{v}{g^2 (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})^2 d}} + \zeta \frac{\omega_0^2 \rho_{\text{п}}}{2g (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})} \quad (3.19)$$

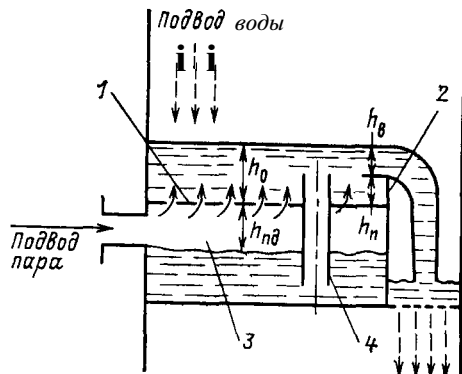


Рис 3.13 Барботажное устройство деаэратора
1 — дырчатый лист 2 — водосливный порог
3 — паровая подушка 4 — труба для вытеснения излишка воды из под паровой подушки на дырчатый лист

Здесь σ — поверхностное натяжение воды на линии насыщения, Н/м; d — диаметр отверстий в барботажной тарелке (или ширина щелей для прохода пара) м; $\zeta = 1,8$ — коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа; $\rho_{\text{п}}$ — плотность пара на линии насыщения, кг/м³.

Высота динамического слоя жидкости на барботажной тарелке, т. е. слоя, который остался бы на ней после разрушения двухфазного потока, определяется по формуле

$$h_{\text{д}} = (0,8 - 0,117 \rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2) h_0. \quad (3.20)$$

Здесь $\omega_{\text{п}}$ — приведенная скорость пара, т. е. отнесенная к площади рабочей части барботажного листа $F_{\text{раб}}^{\text{барб}}$, м²:

$$\omega_{\text{п}} = D_{\text{арб}}^{\text{п}} v_{\text{п}} / F_{\text{раб}}^{\text{барб}}. \quad (3.21)$$

Коэффициент массоотдачи для кислорода на непрывальной барботажной тарелке K_{F_6} , мкг/(м² · с) × Х мкг · кг⁻¹) = кг/(м² · с), определяется ЦКТИ только для деаэрации под вакуумом; из критериального уравнения получена следующая расчетная формула:

$$K_{F_6} = 367 \omega_{\text{ж}} \left(\frac{\rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2 d}{\sigma} \right)^{0,33}. \quad (3.22)$$

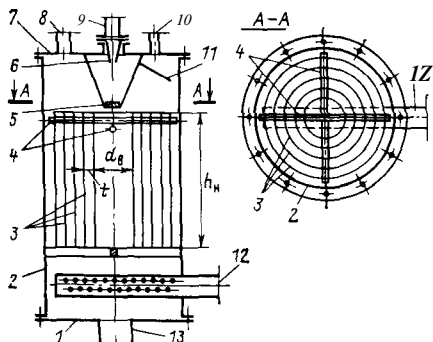


Рис. 3.14. Деаэратор пленочного типа конструкции Союзтехэнерго с упорядоченной насадкой для подпиточной воды тепловых сетей:

1 — днище; 2 — корпус; 3 — насадка в виде вертикальных концентрических цилиндрических стальных листов; 4 — стержни для скрепления листов насадки; 5 — розетка для разбрызгивания воды; 6 — сопло для ввода воды; 7 — крышка; 8 — патрубок предохранительного клапана; 9 — патрубок подвода деаэрируемой воды; 10 — отвод вытара к эжектору; 11 — отбойный лист; 12 — подвод греющей среды (прямой сетевой воды); 13 — отвод деаэрированной воды в сборный коллектор

В формуле (3.22) скорость течения воды по барботажному листу до $\omega_{\text{ж}} = q / (h_{\text{д}} \rho_{\text{ж}})$.

Количество удаляемого из раствора в единицу времени в барботажном устройстве газа $G = (C_{61} - C_{62}) D_{\text{барб}}^{\text{в}}$. Среднелогарифмический концентрационный напор $\Delta C_{\text{ср}}$ определяется по формуле (3.3). После этого может быть найдена необходимая рабочая площадь барботажного листа, м²:

$$F_{\text{барб}} = G / (K_{F_6} \Delta C_{\text{ср}}). \quad (3.23)$$

3.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДЕАЭРАТОРА ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ ПЛЕНОЧНОГО ТИПА

Деаэратор подпиточной воды пленочного типа конструкции Союзтехэнерго с упорядоченной насадкой в виде вертикальных цилиндрических концентрических стальных листов высотой $h_{\text{л}}$, располагаемых с шагом t , при диаметре внутреннего листа $d_{\text{в}}$ изображен на рис. 3.14.

Листы деаэратора опираются на крестовину, приваренную к корпусу деаэратора. Концентричность взаимного расположения цилиндрических листов обеспечивается стержнями в верхней части насадки, скрепляемыми с листами сваркой. Деаэрируемая вода подается в аппарат сверху через сопло. Струя воды ударяется в круглую пластинку — розетку — и разбрызгивается. Греющая среда — горячая сетевая вода — поступает в колонку деаэратора ниже насадки через патрубок с отверстиями.

Схема включения деаэратора подпиточной воды (рис. 3.15) разработана совместно ЦКТИ, АТЭП и ВНИПИЭнергопром, является типовой и предусматривает деаэрацию химически очищенной подпиточной воды под вакуумом в режиме постоянной базовой нагрузки, равной средней подпитке, и использование в качестве греющей среды горячей сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя.

Деаэрированная подпиточная вода с температурой 40—45 °С нагнетается подпиточным насосом в обратную магистраль сетевой воды. Для обеспечения надежной работы насоса непосредственно под деаэратором установлен вакуумный коллектор с регулируемым уровнем воды. Избыток деаэрированной воды направляется в бак-аккумулятор, температура воды в котором поддерживается на уровне 70 °С за счет подмешивания прямой сетевой воды. Из бака-аккумулятора вода подается в обратную магистраль теплосети насосами, автоматически включаемыми при падении в ней давления.

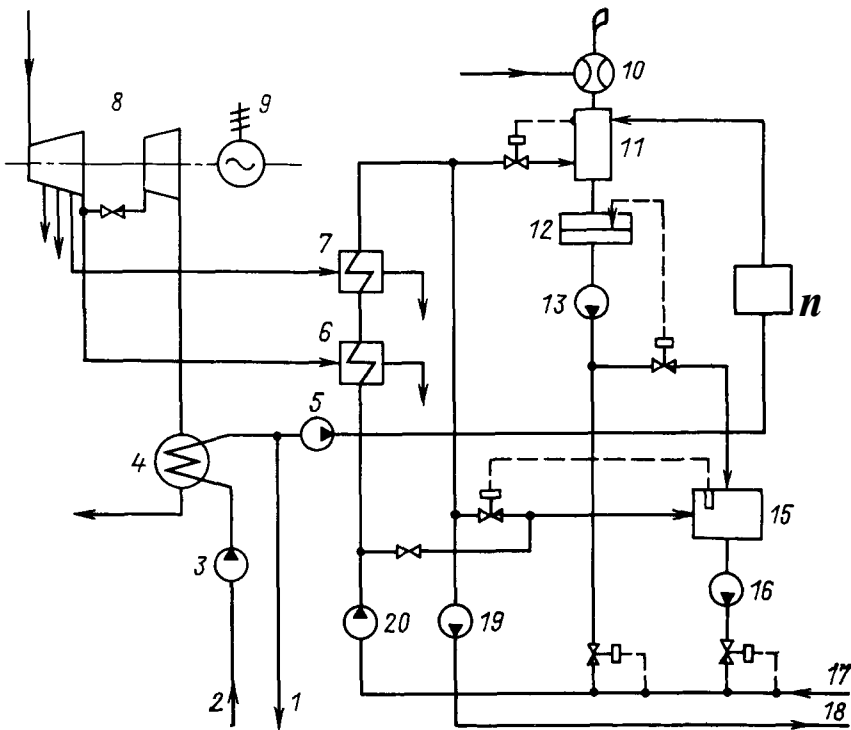


Рис 3 15 Схема включения вакуумных деаэраторов подпиточной воды тепловых сетей на ТЭЦ

1 и 2 — подвод и отвод циркуляционной воды, 3 — циркуляционный насос, 4 — конденсатор турбины, 5 — насос сырой воды на химоводоочистку, 6 и 7 — нижний и верхний сетевые подогреватели, 8 — турбина, 9 — электрический генератор, 10 — эжектор вакуумного деаэратора, // — вакуумный деаэратор подпиточной воды теплосети, 12 — вакуумный коллектор подпиточной воды теплосети, 13 и 16 — подпиточные насосы, 14 — химоводоочистка, 15 — аккумуляторный бак избытка подпиточной воды, 17 и 18 — обратная и прямая магистрали сетевой воды, 19 и 20 — сетевые насосы второго и первого подъема

Принимаются следующие исходные данные для проектирования деаэратора — требуемая производительность по химически очищенной воде $D_{x.o} = 2,8$ кг/с (10 т/ч), температура поступающей в деаэратор химоочищенной воды $t_{x.o} = 30$ °С, ее энтальпия (при давлении 100 кПа) $i_{x.o}^B = 126$ кДж/кг, концентрация растворенного кислорода (по состоянию насыщения) $C_{x.o} = C_1 = 7600$ мкг/кг. На выходе из деаэратора в соответствии с Нормами требуется получить концентрацию кислорода в воде (подпиточной) $C_{д.п} = C_2 = 50$ мкг/кг.

Температура греющей среды — сетевой воды за верхним сетевым подогревателем $t_{c.в} = 95$ °С, ее энтальпия (при давлении около 500 кПа) $i_{c.в}^B = 398$ кДж/кг, а концентрация растворенного кислорода $C_{c.в} = 50$ мкг/кг

В соответствии с рекомендациями ЦКТИ расход выпара из деаэратора должен составлять 5 кг на 1 т деаэрируемой воды, или $D_{вып} = 5D_{x.o} \cdot 10^{-3} = 0,014$ кг/с.

Абсолютное давление пара в деаэраторе принимается $p_{д.п} = 10$ кПа, темпера-

тура деаэрированной (при температуре насыщения) воды $t_{д.п} = 45$ °С, ее энтальпия $i_{д.п}^B = 188$ кДж/кг, энтальпия сухого насыщенного пара $i_{д.п}^B = 2583$ кДж/кг.

Расход греющей среды — сетевой воды в деаэратор определяется из уравнения его теплового баланса (3.5), которое в данном случае имеет вид

$$(D_{x.o} i_{x.o}^B + D_{c.в} i_{c.в}^B) \eta_{д} = \\ = (D_{x.o} + D_{c.в}) i_{д.п}^B + D_{вып} t_{д.п}$$

Потери теплоты в окружающую среду учитываются здесь коэффициентом $\eta_{д} = 0,98$. Решая уравнение теплового баланса, получаем $D_{c.в} = 1,07$ кг/с. Средний концентрационный напор в деаэраторе по формуле (3.3) равен $\Delta C_{ср} = 1505$ мкг/кг.

При определении по формуле (3.6) количества кислорода, подлежащего удалению из раствора, расход сетевой воды можно не учитывать, поскольку концентрация в ней кислорода на входе и на выходе из деаэратора одинакова. Поэтому в формуле (3.6) можно принять $\sum D_i = D_{в.д} = D_{x.o}$, и тогда $G = 2,1 \cdot 10^{-5}$ кг/с.

Поверхностный коэффициент массоотдачи K_F для пленочного деаэратора с упорядоченной насадкой в виде вертикальных листов (в том числе и цилиндрических) определяется по формуле (3.9). Смачиваемый периметр P насадки, м, для конструкции деаэратора, изображенной на рис. 3.15 можно, используя арифметическую прогрессию, выразить через диаметр d_B внутреннего цилиндра, шаг t размещения листов и число n промежутков между листами. Принимая во внимание, что пленкой воды смачиваются обе стороны каждого листа, смоченный периметр насадки равен

$$P = 2\pi (d_B + nt) (n + 1)$$

Для данного примера принято $d_B = 0,2$ м и $t = 0,01$ м. Высота листов насадки $h_H = 0,9$ м. В результате в соответствии с формулой (3.9) получено сле-

дующее выражение для K_F

$$K_F = 11,99 \cdot 8,573 \cdot 10^{-8} \{2\pi (0,2 + 0,01n) (n + 1)\}^{-0,7}$$

Для формулы (3.1) поверхность F насадки может быть получена как произведение $P h_H$, после чего из (3.1) выводится квадратное уравнение относительно числа n

$$49,07 = (0,2 + 0,01n) (n + 1)$$

Отрицательный корень этого уравнения отбрасывается как неприемлемый, и в результате получается $n = 60$

Диаметр наружного цилиндрического листа насадки получается равным $d_H = d_B / 2n = 1,4$ м. Диаметр корпуса деаэратора должен быть на $2t$ больше, и $d_K = 1,42$ м

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

4.1 ТИПЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

На тепловых электростанциях применяются в основном испарители и поверхности испарения, в которых вторичный пар генерируется из химически обработанной воды. Этот пар либо отпускается внешним потребителям (при этом конденсат греющего пара, отбираемый из турбины, сохраняется в цикле электростанции, а испаритель выполняет функцию паропреобразователя), либо конденсируется в конденсаторе испарителя и в виде дистиллята вводится в цикл, восполняя потери рабочего тела.

Согласно ГОСТ 10731-71 испарители имеют вертикальное исполнение с одно- или двухступенчатыми устройствами для промывки пара и сепаратором.

Все испарители выполняются по единой конструктивной схеме и маркируются буквой И с указанием поверхности теплообмена, например И-250 или И-1000. Основными узлами испарителя (рис. 4.1) являются корпус, греющая секция, паропромывочные устройства, водораспределительные устройства, жалюзийный сепаратор.

Работа испарителя протекает следующим образом: первичный пар поступает

в греющую секцию и, проходя в межтрубном пространстве, конденсируется на наружной поверхности труб. Конденсат пара стекает по трубам на нижнюю трубную доску греющей секции и отводится из нее.

Питательная (химически очищенная) вода поступает через регулирующий клапан в водораспределительное устройство над паропромывочным дырчатым листом, откуда по опускным трубам сливается в нижнюю часть корпуса и заполняет корпус и трубки греющей секции. За счет теплоты конденсации первичного пара происходит испарение части воды в трубках, где образуется пароводяная смесь. Таким образом, в трубках греющей секции создается подъемное движение воды, а в кольцевом зазоре между корпусом и греющей секцией — опускное, т. е. осуществляется естественная циркуляция жидкой фазы. Образовавшийся (вторичный) пар, пройдя через слой воды над греющей секцией, поступает в паровое пространство испарителя, проходит через слой промывочной воды над одним или двумя паропромывочными листами, жалюзийный сепаратор и отводится из испарителя.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выбросов капельной влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается выше верхней трубной доски греющей секции на 150—200 мм.

Корпус испарителя выполняется сварным из листовой стали (СтЗпс), трубки греющей секции — из углеродистой стали (сталь 20), жалюзийный сепаратор и дырчатые паропро-

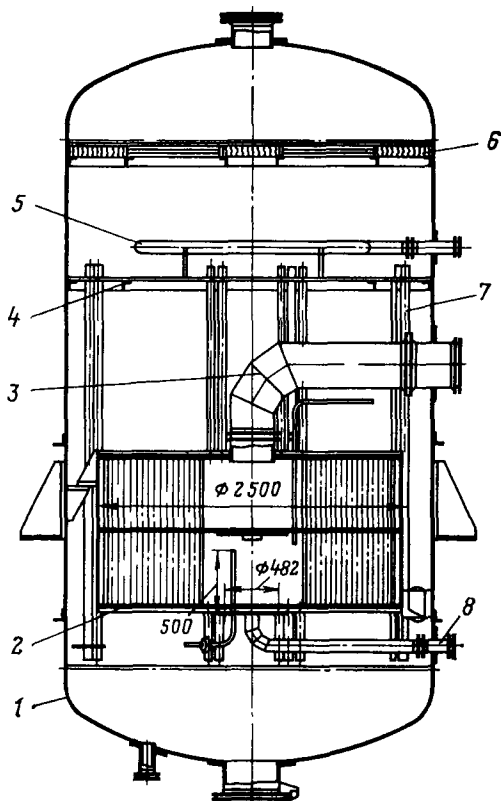


Рис 4.1 Общий вид испарителя поверхностного типа

1 — корпус, 2 — греющая секция, 3 — подвод греющего пара, 4 — паропромывочный дырчатый лист, 5 — водораспределительное устройство, 6 — жалюзийный сепаратор, 7 — опускные трубы, 8 — отвод конденсата греющего пара

мывочные листы — из коррозионно-стойкой стали (1X13).

Испаритель оборудован устройствами контроля за уровнем воды в корпусе, конденсата греющего пара в греющей секции и уровнями воды над паропромывочными дырчатыми листами.

Для повышения эффективности теплообмена в греющей секции из нижней части межтрубного пространства предусмотрен перепуск в паровое пространство неконденсирующихся газов и воздуха.

4.2. СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

При использовании испарителей для получения добавочной воды цикла конденсационных электростанций включение их в тепловую схему про-

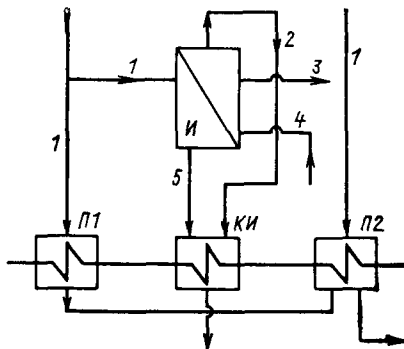


Рис 4.2. Схема включения испарителя в тепловую схему блока «без потерь потенциала»

И — испаритель; КИ — конденсатор испарителя; П1, П2 — подогреватели низкого давления; 1 — подвод греющего пара из отбора турбины; 2 — отвод вторичного пара в КИ, 3 — подвод питательной воды, 4 — продувка, 5 — отвод конденсата греющего пара

изводится по схеме «без потерь потенциала» (рис. 4.2). В соответствии с этой схемой греющим паром испарителя является часть пара одного из регенеративных отборов турбины. Вторичный пар отводится в конденсатор испарителя, установленный в схеме перед регенеративным подогревателем, пар которого используется в качестве греющего. Конденсатором испарителя служит обычно дополнительно устанавливаемый теплообменник. В этом случае не происходит вытеснения пара регенеративных отборов и тепловая экономичность не нарушается.

При проектировании тепловой схемы электростанции предполагаемые потери пара и конденсата на электростанции известны, и необходимо правильно выбрать размеры испарителя, его конденсатора и определить их место в регенеративной схеме турбоустановки.

Производительность испарительной установки, включенной в соответствии со схемой рис. 4.2, определяется путем совместного решения уравнений теплового баланса для испарителя и конденсатора испарителя

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{И}} (i''_{\text{в.т}} - i_{\text{п.в}}) + p (i_{\text{в.т}} - i_{\text{п.в}}) &= \\ &= k_{\text{И}} \Delta t_{\text{И}} F_{\text{И}}; \\ D_{\text{И}} (i''_{\text{в.т}} - i'_{\text{в.т}}) \eta_{\text{к.И}} &= D_{\text{о.к}} (i_{\text{о.к2}} - i_{\text{о.к1}}), \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

где $t_{вт}$, $i_{вт}$ — энтальпии пара и его конденсата при давлении вторичного пара, $t_{о.к.1}$, $t_{о.к.2}$, $t_{п.в}$ — энтальпии основного конденсата на входе и выходе из конденсатора испарителя и питательной воды испарителя соответственно, $D_{и}$ — производительность установки, равная потерям пара и конденсата в цикле электростанции, кг/с, $D_{о.к}$ — расход основного конденсата через конденсатор испарителя, кг/с, $k_{к.и}$ — коэффициент теплопередачи в испарителе, Вт/(м² · °C), $\Delta t_{и}$ — температурный напор в испарителе, °C, $F_{и}$ — поверхность нагрева испарителя, м², p — продувка испарителя, $\eta_{к.и}$ — КПД конденсатора испарителя, учитывающий потери теплоты в окружающую среду

Решение уравнений (4.1) позволяет определить энтальпию конденсата вторичного пара

$$i'_{вт} = \frac{k_{и} t_{гр}^{н} F_{и} \eta_{гр} \tau}{D_{о.к} \left(1 - e^{\frac{-k_{к.и} F_{к.и}}{D_{о.к} C_p}} \right) \tau + D_{о.к} t_{о.к.1} \left(1 - e^{\frac{-k_{к.и} F_{к.и}}{D_{о.к} C_p}} \right) + \frac{F_{и} k_{и}}{C_p} \eta_{гр}} \quad (4.2)$$

где $t_{гр}^{н}$ — температура насыщения греющего пара, °C, $k_{к.и}$, $F_{к.и}$ — коэффициент теплопередачи в конденсаторе испарителя и его поверхность соответственно

По найденному значению $i'_{вт}$ однозначно определяются остальные параметры вторичного пара, и по одному из уравнений (4.1) определяется производительность испарительной установки

При включении установки в различные регенеративные отборы турбины параметры греющего пара, а также количество и температура основного конденсата на входе в конденсатор испарителя будут различны. Различными будут производительность испарительной установки и затраты на нее. Наиболее экономичной работа установки будет при оптимальном значении температурного напора в испарителе $\Delta t_{и}$, которое определя-

ется из условия минимума затрат на получение добавочной воды

При $\Delta t_{и} = \Delta t_{и\text{ опт}}$ значения поверхностей нагрева испарителя и конденсатора испарителя $F_{и}$ и $F_{к.и}$ определяются из выражений

$$F_{и} = \frac{D_{и}}{k_{и} \Delta t_{и\text{ опт}}} (i'_{вт} - t_{п.в} + p (i'_{вт} - t_{п.в})), \quad (4.3)$$

$$f_{\dots} = \frac{\rho}{k_{к.и}} \sqrt{\ln \left(\frac{i'_{вт} - t_{о.к.1}}{i'_{вт} - t_{о.к.1} - (D_{и}/D_{о.к}) (i''_{вт} - i'_{вт}) \eta_{к.и}} \right)} \quad (4.4)$$

При выполнении расчетов значения коэффициента теплопередачи в испарителе $k_{и}$ и в конденсаторе испарителя $k_{к.и}$ принимаются с последующим уточнением по данным промышленных испытаний в пределах $k_{и} = 2200-2500$ Вт/(м² · °C), а $k_{к.и} = 3000-3200$ Вт/(м² · °C)

Рассмотрим пример выбора поверхностей нагрева испарительной установки блока 200 МВт

Потери пара и конденсата в соответствии с требованиями правил технической эксплуатации блочных электростанций не должны превышать 2 % производительности паровых котлов. Для рассматриваемого блока это составляет около 14 т/ч. При определении необходимой производительности испарительной установки следует учесть, что снижение электрической нагрузки блока не уменьшает потерь пара и конденсата в цикле. В то же время при включении испарительной установки в соответствии со схемой на рис. 4.2 ее производительность будет снижаться при снижении нагрузки блока. Для того чтобы обеспечить восполнение потерь пара и конденсата при всех возможных режимах работы блока, производительность испарительной установки должна приниматься с запасом. Так, для рассматриваемого примера, чтобы обеспечить надежное восполнение потерь при снижении нагрузки блока до 50 % номинальной, производительность испарительной установки должен быть не

менее 28 т/ч. Получение такого количества дистиллята от одной испарительной установки практически невозможно. Поэтому целесообразно предусмотреть установку двух испарителей и двух конденсаторов испарителей. При этом включение их возможно в 4-й, 5-й или 6-й регенеративные отборы турбины.

Принимая, что каждая испарительная установка должна обеспечить 14 т/ч дистиллята, находим, используя (4.3) и (4.4), что при включении в 6-й регенеративный отбор она может быть получена при значениях $F_{и} = 210, 250, 300, 350 \text{ м}^2$ и соответственно $F_{к.и} = 240, 170, 130$ и 90 м^2 . Минимальное значение затрат в этом случае достигается при $\Delta t_{и} = \Delta t_{и.опт} = 15,8 \text{ }^\circ\text{C}$. При включении в 4-й и 5-й регенеративные отборы значения $\Delta t_{и.опт}$ равны 13,2 и $8 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно. Наименьшие значения затрат для рассматриваемых условий оказались при включении испарительной установки в 4-й и 6-й регенеративные отборы, а оптимальные значения поверхностей нагрева оказались равными $F_{и} = 250 \text{ м}^2$ и $F_{к.и} = 300 \text{ м}^2$.

После определения рационального места включения испарительных установок и значений $F_{и}$ и $F_{к.и}$ необходимо выполнить тепловой расчет испарителей для уточнения принятых коэффициентов теплопередачи.

4.3. ВКЛЮЧЕНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК В ТЕПЛОВУЮ СХЕМУ ТЭЦ

При эксплуатации теплофикационных турбин меняются тепловые и электрические нагрузки. При этом изменяется также и количество основного конденсата, проходящего через подогреватели низкого давления (т. е. в местах, где может быть установлен конденсатор испарителя), следовательно, производительность испарительной установки также не будет оставаться неизменной. В условиях максимального отпуска теплоты ее будет явно недостаточно для восполнения внутренних потерь пара и конденсата в цикле.

На рис. 4.3 приведена схема включения испарительной установки в систему

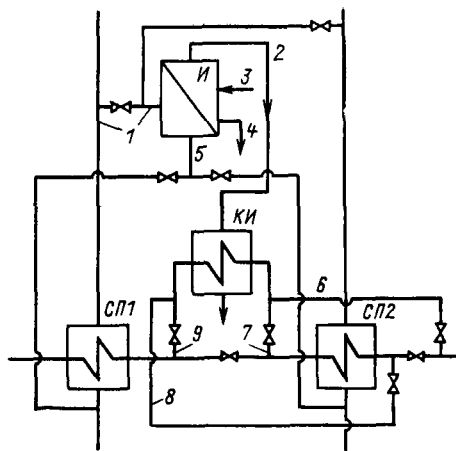


Рис. 4.3. Схема включения испарительной установки в систему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины.

Я — испаритель; КИ — конденсатор испарителя, СП1 — верхний сетевой подогреватель; СП2 — нижний сетевой подогреватель; 1 — подвод греющего пара от верхнего или нижнего регулируемого отбора; 2 — отвод вторичного пара; 3 — подвод питательной воды; 4 — продувка; 5 — отвод конденсата греющего пара; 6, 8 — подвод сетевой воды к КИ и отвод ее при работе испарителя от пара нижнего регулируемого отбора, 7, 9 — подвод сетевой воды к КИ и отвод ее от него при работе испарителя от пара верхнего регулируемого отбора

тему подогрева сетевой воды теплофикационной турбины. Здесь в качестве греющего пара используется пар, направляемый в сетевой подогреватель, а конденсация вторичного пара происходит потоком сетевой воды. Так как поток сетевой воды существенно выше потока основного конденсата в регенеративной системе и расход греющего пара на испаритель может быть значительно выше расхода пара при установке его в регенеративной системе, то производительность испарительной установки в этом случае оказывается в несколько раз больше достигаемой при включении ее в регенеративную систему. При этом поверхности нагрева испарителя и конденсатора испарителя должны быть достаточно большими. Обычно используются испарители с поверхностью 1000 м^2 и конденсаторы ПСВ-1200 или ПСВ-1500.

Испарители на ТЭЦ могут использоваться также для отпуска пара промышленным потребителям, выполняя функции паропреобразователя. В этом случае они подключаются к

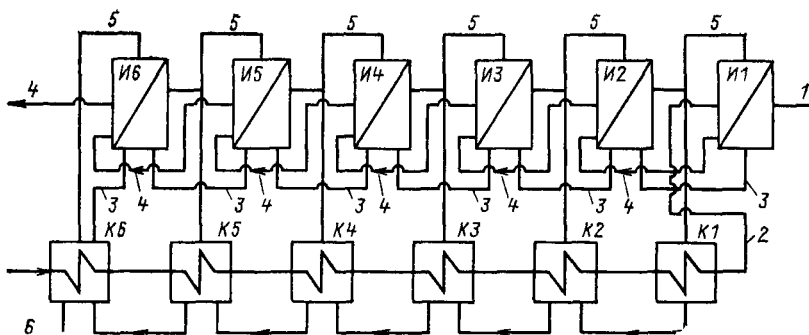


Рис. 4.4. Принципиальная схема многоступенчатой испарительной установки.

И1—И6 — испарители первой — шестой ступеней; К6 — конденсатор испарителя шестой ступени; 1 — подвод греющего пара от отбора турбины; 2 — подвод питательной воды; 3 — отвод конденсата греющего пара, 4 — про дувка; 5 — отвод вторичного пара; 6 — отвод дистиллята

промышленному отбору турбины или к выхлопу пара из проточной части (для турбин с противодавлением). Целесообразность такого применения испарителей обусловлена прежде всего тем, что отпуск пара от ТЭЦ связан, как правило, с потерей его конденса-та. Установка испарителей позволяет сохранить конденсат отбираемого из турбины пара в цикле электростан-ции. По сравнению с прямым отпуском пара потребителям при установке испарителей имеет место недовыработка электрической энергии турбогенера-тором. Однако в ряде случаев такой способ отпуска пара является един-ственно приемлемым.

В схемах отпуска пара с использо-ванием испарителей предусматрива-ется установка охладителей конденса-та и пароперегревателей. В паропере-гревателях происходит перегрев вто-ричного пара испарителей за счет теп-лоты перегрева пара, отбираемого из турбины. В охладителе конденсата теплота конденсата греющего пара испарителя используется для подог-рева питательной воды испарителя.

Производительность испарителей, применяемых для отпуска пара про-мышленным потребителям, определя-ется уравнениями (4.1), при этом па-раметры вторичного пара являются заданными, а температурный напор обычно принимается равным 8—10 °С.

В ряде случаев, когда требуются большие количества вторичного пара, используются многоступенчатые испа-рительные установки (рис. 4.4).

4.4. РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЕЙ

В отличие от вышеописанных теп-лообменных аппаратов для испарите-лей кроме теплового расчета выпол-няется также расчет качества полу-чаемого вторичного пара.

Тепловой расчет испарителей про-водится, как правило, для уточнения принятого при определении оптималь-ной поверхности нагрева коэффициента теплопередачи и найденной поверх-ности нагрева.

Теплообмен от конденсирующего-ся пара к стенкам труб греющей сек-ции может протекать при ламинарном или смешанном (в верхней части при ламинарном, в нижнем при турбу-лентном) течении пленки конденсата. Режим течения пленки определяется значением числа Рейнольдса на ниж-ней кромке труб греющей секции. Это значение определяется из выражения

$$Re = \frac{q_{нар} H_T}{g \rho \nu}, \quad (4.5)$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости, м²/с; H_T — высота тепло-обменной поверхности труб, м; g — теплота парообразования при давле-нии насыщения греющего пара, Дж/кг; ρ — плотность жидкости, кг/м³; $q_{нар}$ — удельный тепловой поток на наружной поверхности труб, Вт/м².

Удельный тепловой поток на на-ружной поверхности теплообмена

$$q_{нар} = Q/F_{и}. \quad (4.6)$$

При значении $Re < 100$ средний коэффициент теплоотдачи от конденса-

рующегося пара с наружной поверхности труб греющей секции может быть определен из выражения

$$\alpha_1 = 1,18\lambda (g/v^2)^{1/3} Re^{-1/3}, \quad (4.7)$$

а при $Re > 100$

$$\alpha_1 - \lambda (g/v^2)^{1/3} \frac{0,16 Pr^{1/3} Re}{Re - 100 + 63,2 Pr^{1/3}}. \quad (4.8)$$

Значения α_1 , определяемые формулами (4.7) и (4.8), всегда оказываются выше имеющих место в действительности. Это различие вызвано наличием термического сопротивления слоя накипи, окиси и шероховатости. Для испарителей, трубы которых выполнены из углеродистой стали, обычно принимают $\alpha_1 = 0,67\alpha_1$.

Интенсивность теплообмена при кипении движущейся жидкости внутри труб греющей секции можно рассчитывать по формуле

$$\frac{Nu_K}{Nu} = 6150 \left[\gamma \frac{q}{\rho'' W} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \times \left(\frac{r}{C_p T_H} \right)^{0,33} \right]^{0,7}, \quad (4.9)$$

где Nu_K — число Нуссельта в процессе теплообмена кипящей жидкости; Nu — число Нуссельта для условий теплообмена при отсутствии кипения.

В условиях, когда

$$\left(\frac{q}{\rho'' W} \right) \left(\frac{r}{C_p T_H} \right)^{0,3} \leq 0,4 \cdot 10^{-5},$$

значения $Nu_K = Nu$ коэффициент теплоотдачи от стенок труб к жидкости определяется из выражения

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37}. \quad (4.10)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d}$ с использованием выражений (4.9) или (4.10) необходимо знать скорость движения пароводяной смеси в трубах (скорость циркуляции). Расчет скорости циркуляции проводится графоаналитическим методом, при этом принимается несколько (три, четыре) значений скорости циркуляции w_0 и для каждо-

го из них определяются полезный напор и потери в подводящих линиях*.

Коэффициент теплоотдачи от стенок труб к кипящей жидкости принимается также с учетом термического сопротивления оксидной пленки на внутренней поверхности, т. е. $\alpha_2 = 1/(1/\alpha_2 + R_{окс})$.

При найденных значениях α_1 и α_2 коэффициент теплопередачи по отношению к внутренней поверхности труб греющей секции определяется из выражения

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_{вн}}{2\lambda_{ст}} + \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_{вн}}{d_{нар}}}. \quad (4.11)$$

Качество вторичного пара, получаемого в испарителях, должно удовлетворять требованиям эксплуатации паротурбинных электростанций (или требованиям внешних потребителей). Задачей расчета является определение условий, при которых эти требования удовлетворяются.

Наличие примесей во вторичном паре вызвано в основном попаданием в него капель жидкости, из которой он генерируется. Количество капельной влаги со, поступающей в паровой объем испарителя, оснащенного паропромывочными листами, определяется выражениями

$$\omega_{01} = C \frac{(\omega_0'')^{2,76}}{H^{2,3}} \quad (4.12)$$

$$\text{при } N = \frac{(\omega_0'')^2}{\varphi g H} < 7,46 \cdot 10^{-6} Ga^{0,55} \times \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,35} \quad \text{кр}$$

и

$$\omega_{02} = B \frac{w_0^{7,8}}{H^{6,5}} \quad (4.13)$$

$$\text{при } N = \frac{(\omega_0'')^2}{\varphi g H} > 7,46 \cdot 10^{-6} \times \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,35} = N_{кр},$$

* Подробнее расчет скорости циркуляции в испарителях см. в книге А. М. Кутепова, Л. С. Стермана, Н. Г. Стюшина. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1983.

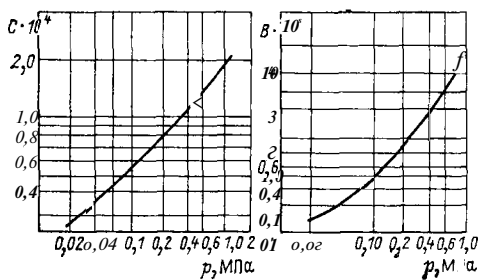


Рис. 4.5. Зависимость коэффициентов C и B от давления

где ω_0'' — скорость пара в паровом объеме, м/с; H — высота парового объема, м; C , B — коэффициенты, определяемые из графиков рис. 4.5; $Ga' = g(\sqrt{\sigma'/(g\rho'')^3/\nu^2}$ — число Галлея.

Значение среднего объемного паросодержания φ в формулах (4.12) и (4.13) определяется по зависимости

$$\varphi = 0,26 \left(\frac{K}{g \sqrt{\sigma' g (\rho' - \rho'')}} \right)^{0,4} x \times \left(\frac{p''}{\rho' - p''} \right)^{0,2} \quad (4.14)$$

Количество примесей, подносимых паром к дырчатому паропромывочному листу,

$$S'_{д.л} = \omega_{0i} S_K \quad (4.15)$$

где S_K — содержание примесей в воде (концентрате), из которой генерируется пар.

Промывка пара в слое промывочной воды над дырчатым листом протекает эффективно. Количество примесей, не задержанных слоем промывочной воды, по отношению к общему количеству поступающих с паром составляет 8—12%. Однако столь высокая степень очистки пара достигается только при условиях гидродинамической устойчивости промывочного слоя воды над дырчатым листом, т.е. когда

$$\omega_{пр}'' < \omega_{отв}'' \quad (4.16)$$

Значение минимальной скорости пара на входе в отверстия дырчатого листа $\omega_{пр}''$, при которой обеспечивается беспровальный режим его ра-

боты, может быть определено из зависимости (1.36).

Максимальная скорость пара в паровом объеме, при которой слой жидкости над паропромывочным листом существует устойчиво, т.е. $\omega_0'' < \omega_{кр}''$, определяется из выражения (1.37).

Количество примесей, выносимых в паровой объем паром из слоя жидкости над дырчатым листом,

$$S''_{д.л} = \omega_{д.л} S_{пр.в} \quad (4.17)$$

где $S_{пр.в}$ — содержание примесей в слое жидкости над листом; $\omega_{д.л}$ — количество капельной влаги, выносимой паром из слоя воды и определяемой из зависимости

$$\omega_{д.л} = \omega_{01} 5,4 \cdot 10^{12} \left(\frac{\rho' - \rho''}{\nu''} \right)^{-1,15} \quad (4.18)$$

при $N < N_{кр}$ или из зависимости

$$\omega_{д.л} = \omega_{02} 5,6 \cdot 10^{28} \left(\frac{\sigma \rho' h}{(\mu')^2} \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right)^{-2,6} \quad (4.19)$$

при $N > N_{кр}$.

С учетом выражений (4.18), (4.19) содержание примесей в паре на входе в жалюзийный сепаратор будет равно:

$$S'_п = \omega_{д.л} S_{пр.в} + \beta \omega_0 S_K \quad (4.20)$$

где β — коэффициент недопромывки (0,008—0,10).

Эффективность очистки пара от примесей жалюзийным сепаратором $\eta_{ж}$ оценивается 0,75—0,85. Тогда для испарителя с одной ступенью промывки содержание примесей во вторичном паре

$$S_п = S'_п (1 - \eta_{ж}) \quad (4.21)$$

Испарители с одноступенчатой промывкой пара в слое питательной воды применяются на электростанциях с барабанными котельными агрегатами, где требования к добавочной воде не столь высоки.

Для электростанций с прямоточными котлами применяются испарители с двумя ступенями промывки. Первая ступень промывки пара происходит в слое питательной воды, вто-

рая — в слое конденсата. При этом обычно количество конденсата, подаваемого для промывки, составляет 3—4 % производительности испарителя.

4.5 ПРИМЕР РАСЧЕТА УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ПАРА

Рассмотрим пример расчета устройств для очистки пара и качество вторичного пара испарителя, включенного в тепловую схему конденсационного энергоблока с прямоточным котельным агрегатом.

Исходные данные: производительность испарителя $D_{и} = 20$ т/ч, давление греющего пара $p_{гр} = 0,224$ МПа (2,24 кгс/см²), давление вторичного пара $p_{вт} = 0,12$ МПа (1,2 кгс/см²), содержание примесей в концентрате 60 г/кг, питательная вода испарителя имеет солесодержание 1000 мг/л, поступает с давлением 0,12 МПа (1,2 кгс/см²) и имеет температуру 100 °С. Испаритель имеет диаметр корпуса 3 м и две ступени промывки пара.

Расчет. Приведенная скорость пара в корпусе испарителя (без учета конденсации в слое промывочной воды)

$$\omega'_0 = \frac{D_{и}}{3600 \rho'' \cdot 0,785 d^2} = \frac{20 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,785 \cdot 3,0^2} = 1,12 \text{ м/с}$$

Примем диаметр отверстий дырчатых паропромывочных листов равным 6 мм, а высоту слоя воды над каждым из них — 60 мм. Тогда минимальная скорость пара, соответствующая беспровальному режиму работы дырчатого листа,

$$\omega''_{пр} = 1,41 \sqrt{g \rho' \sigma (\rho' - \rho'') / g} \times \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho \sigma} \right)^{1/6} d_{отв}^{2/3} h^{1/3} = \sqrt{9,81} \cdot \sqrt{0,7} \times \sqrt[3]{5,8 \cdot 10^{-2} (954,6 - 0,7) \cdot 9,81} \times \left(\frac{954,6 \cdot 0,7}{9,81 \cdot 5,8 \cdot 10^{-2}} \right)^{1/6} \times \sqrt[3]{(6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^{1/3}} = 20,3 \text{ м/с}$$

Принимаем $\omega''_{отв} = 1,2 \omega''_{пр}$, получим, что общая площадь отверстий дырчатого листа равна

$$F_{отв} = \frac{D_{и}}{3600 \rho'' \omega''_{отв}} \sim \frac{20 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 20,3} = 0,325 \text{ м}^2,$$

а число отверстий

$$n = \frac{F_{отв}}{0,785 d_{отв}^2} = \frac{0,325}{0,785 (6 \cdot 10^{-3})^2} = 11 \cdot 528.$$

Максимальная скорость в паровом объеме, соответствующая устойчивой работе дырчатого листа, определяется из соотношения

$$\frac{\omega''_{кр} \rho''}{\sqrt{g \sigma (\rho' - \rho'')}} = 1,256 \cdot 10^9 \times \left(\frac{l}{y \sigma \sqrt{g (\rho' - \rho'')}} \right)^{0,24} \times \left(\frac{(\mu')^2 \sqrt{g (\rho' - \rho'')}}{\sigma^{3/2} \rho} \right)^{1,66} = 1,256 \cdot 10^9 \times \left(\frac{0,06}{5,8 \cdot 10^{-2} \cdot 9,81 (954,6 - 0,7)} \right)^{0,24} \times \left(\frac{(282 \cdot 10^{-6})^2 \sqrt{9,81 (954,6 - 0,7)}}{(5,8 \cdot 10^{-2})^{3/2} \cdot 954,6} \right)^{1,66} = 0,118$$

Откуда $\omega''_{кр} = 1,98$ м/с, что удовлетворительно, так как значительно превышает скорость пара в паровом объеме испарителя.

Среднее объемное паросодержание слоя жидкости над греющей секцией равно

$$\varphi = 0,26 \left(\frac{(\omega'_0)^2}{g \sqrt{\sigma/g (\rho' - \rho'')}} \right)^{0,4} \times \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{1,12} = 0,26 \times \left(\frac{1,12^2}{9,81 \sqrt{\frac{5,8 \cdot 10^{-2}}{9,81 (954,6 - 0,7)}}} \right)^{0,4} \times \left(\frac{0,7}{954,6 - 0,7} \right)^{1,12} = 0,527,$$

а значение $N = \frac{(\omega'_0)^2}{\varphi g H} = \frac{1,12^2}{0,527 \cdot 9,81 \cdot 0,8} = 0,302$.

Значение $N_{кр} = 7,46 \cdot 10^{-6} \cdot (Ga')^{0,55} \times \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0,35} = 7,46 \cdot 10^{-6} \times \left(\frac{9,81 \sqrt{5,8 \cdot 10^{-2} / 9,81 \cdot 0,7} \cdot 0,3}{(0,28 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{0,55} \times \left(\frac{0,7}{954,6 - 0,7} \right)^{0,35} = 0,658$

Так как $N < N_{кр}$, величину ω_0 определяем по формуле (4.12)

$$C_{>0} = C \frac{\omega_0^{2,76}}{H^{2,3}} = 0,63 \cdot 10^{-4} \frac{1,12^{2,76}}{0,8^{2,3}} = 0,000144$$

Содержание примесей, подносимых паром к промывочному листу (при значении $S_R \approx 60$ г/кг),

$$S'_{д.л} = \omega_{01} S_R = 0,000144 \cdot 60\,000 = 8,4 \text{ мг/кг.}$$

Количество капельной влаги, уносимой паром из слоя воды над первым паропромывочным листом,

$$\omega_{дл} = \omega_{01} \cdot 5,4 \cdot 10^{12} \left(\frac{\rho_{ж} \cdot \alpha' - \rho''}{\mu'' \cdot \alpha''} \right)^{-1,15} =$$

$$= 0,000144 \cdot 5,4 \cdot 10^{12} \left(\frac{5,8 \cdot 10^{-2} \cdot 954,6 - 0,06}{\left(\frac{282 \cdot 10^{-8}}{10} \right)^2} \right)^{-1,15} \cdot K$$

$$\times \frac{954,6 - 0,7}{0,7} = 0,000323.$$

Содержание примесей в паровом объеме на входе в отверстия второго паропромывочного листа (содержание примесей в питательной воде $S_{пр.в1} = 1000$ мг/кг)

$$S''_{п1} = \omega_{дл} S_{пр.в1} + \beta \omega_{01} S_R = 0,000323 \cdot 1000 +$$

$$+ 0,10 \cdot 0,000144 \cdot 60\,000 = 1,163 \text{ мг/кг.}$$

Содержание примесей в паровом объеме на входе в жалюзийный сепаратор (при подаче на второй паропромывочный лист конденсата с содержанием примесей $S_{пр.в2} = 50$ мг/кг)

$$S''_{п2} = \omega_{дл} S_{пр.в2} + \beta S''_{п1} = 0,000323 \cdot 0,050 +$$

$$+ 0,1 \cdot 1,163 \text{ мг/кг.}$$

Количество примесей во вторичном паре после жалюзийного сепаратора

$$S_{д} = S''_{п2} (1 - \eta_{ж}) = 0,116 (1 - 0,8) =$$

$$= 0,0232 = 23,2 \text{ мг/кг.}$$

Полученное значение вполне удовлетворяет требованиям к дистилляту испарителей электростанций с прямоточными котельными агрегатами.

В практике проектирования может решаться также задача определения необходимой продувки при заданном качестве вторичного пара. В этом случае расчет проводится в обратном порядке, а продувка

определяется из зависимости $\rho = \frac{c}{\epsilon} \frac{c_1 \cdot v}{c}$.

ГЛАВА ПЯТАЯ

РАСЧЕТЫ СТАЦИОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА ПРОЧНОСТЬ

5.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Различают *конструкторский* и *поверочный* расчеты на прочность. Задача первого — определение конструктивных размеров, обеспечивающих надежную по прочности работу теплообменного аппарата. Задача второго — проверка прочности существующего изделия путем определения величин действующих в нем в рабочем состоянии напряжений и сопоставления их с характеристиками статической прочности материала. Если сосуды и аппараты работают при циклическом нагружении, но число циклов за срок службы не превышает 10^3 , такие нагрузки в расчетах на прочность условно считаются однократными и расчет ведется только на статическую прочность. Если количество циклов нагружения превышает 10^3 , тогда кроме рассматриваемого ниже расчета на статическую нагрузку требуется проверка усталостной прочности изделия.

Расчеты стационарных теплообменников на прочность должны производиться в соответствии с требо-

ваниями отраслевого стандарта ОСТ 108.031.02-75 Министерства энергетического машиностроения, который действует совместно с Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов и трубопроводов пара и горячей воды Госгортехнадзора СССР. Эти стандарт и правила распространяются на все оборудование, в котором рабочее избыточное давление среды превышает 0,07 МПа или температура воды выше 115 °С.

Кроме того, при расчетах теплообменников следует учитывать ГОСТ 14249-80 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность», разработанный Министерством химического и нефтяного машиностроения СССР.

Определяемые расчетом размеры теплообменников должны обеспечивать их прочность как в рабочих условиях, так и при гидравлических испытаниях.

Расчет на прочность может выполняться по *предельным напряжениям* или по *предельным нагрузкам*. При

расчетах по предельным напряжениям считается, что пределом несущей способности конструкции является достижение максимальным напряжением в любом ее месте предела текучести. При расчетах по предельным нагрузкам за опасную нагрузку принимается такая, которая вызывает общую пластическую деформацию всей конструкции.

В основу действующих в СССР Норм расчета на прочность сосудов и трубопроводов, находящихся под внутренним давлением, положен метод расчета прочности по предельным нагрузкам, позволяющий лучше использовать резервы, заложенные в конструкции, и снизить ее металлоемкость.

До начала прочностного расчета необходимо принять расчетные параметры проектируемой установки. За расчетную температуру стенки аппарата, используемую для определения физико-механических характеристик материалов и допускаемых напряжений, принимают ее наибольшее значение, которое для стационарных теплообменников принимается равным наибольшей температуре протекающей в них среды. Допускаемые отклонения температуры среды от номинальной при этом не учитываются. Расчетное давление или давление, на которое производится расчет аппарата на прочность, принимается равным наибольшему рабочему давлению теплоносителя, т. е. максимальному внутреннему избыточному давлению при нормальном протекании рабочего процесса. Допустимое кратковременное повышение давления во время действия предохранительных клапанов учитывается, только когда оно превышает более чем на 10 % рабочее давление. В этом случае расчетное давление принимается равным 90 % давления при полном открытии предохранительных клапанов. Гидростатическое давление среды учитывается при задании расчетного давления только в том случае, когда оно превышает 5 % рабочего давления.

Для элементов, разделяющих пространство с разными давлениями, за расчетное принимается либо каждое

давление по отдельности, либо то, которое требует наибольшей толщины стенки. В любом случае при расчетах на прочность расчетное давление должно быть не менее 0,2 МПа.

При выводе формул для предельных нагрузок используются условия пластичности по теории *максимальных касательных напряжений*.

При расчетах на прочность необходимо знать *допускаемые напряжения* $[\sigma]$. Поскольку для стационарных теплообменников расчетная температура металла ниже 400 °С, допускаемое напряжение принимается равным минимальному из двух значений: σ_B^{20}/n_B и $\sigma'_{0,2} \cdot n_T$, где σ_B^{20} — временное сопротивление материала разрыву при температуре 20 °С; $\sigma'_{0,2}$ — условный предел текучести при расчетной температуре. Согласно ГОСТ 14249-80 коэффициенты запасов прочности принимаются $n_B = 2,4$ и $n_T = 1,5$. Прочностные характеристики и допускаемые напряжения для сталей, используемых при изготовлении стационарных теплообменников, принимаются по справочникам.

5.2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Номинальная толщина S стенки (мм) цилиндрического элемента (обечайки, корпуса, трубы), нагруженного внутренним давлением среды, определяется по формуле

$$S \geq \frac{p d_n}{2 [\sigma] \varphi - p} + C. \quad (5.1)$$

Здесь p — расчетное избыточное давление, МПа; d_n — номинальный внутренний диаметр цилиндрического элемента, мм; $[\sigma]$ — номинальное допускаемое напряжение, МПа; C — прибавка к расчетной толщине стенки, мм, в общем случае равная сумме $C = C_1 + C_2 + C_3$, где C_1 — прибавка, компенсирующая минусовое отклонение по толщине стенки полуфабриката, а также утонение при штамповке или гибке обечаек; C_2 — прибавка, учитывающая искажение правильной геометрической формы окружности в сечении и характерная

для гибов. Для прямолинейных цилиндрических элементов, обечаек и прямолинейных участков труб прибавка не учитывается; C_3 — прибавка, компенсирующая потери металла в эксплуатации за счет коррозии, эрозии и окалинообразования. Для стационарных теплообменников с расчетной температурой стенки менее 400°C поправку C_3 можно не учитывать.

Прибавка C_1 пропорциональна толщине стенки: $C_1 = BS$. Коэффициент B принимается в зависимости от предельного относительного минусового отклонения $6S$ толщины стенки:

Минусовое отклонение 6S, %	Коэффициент B
5	0,048
10	0,099
15	0,123
20	0,152

Минимальная прибавка C для цилиндрических корпусов, сваренных из листов толщиной до 20 мм, долж-

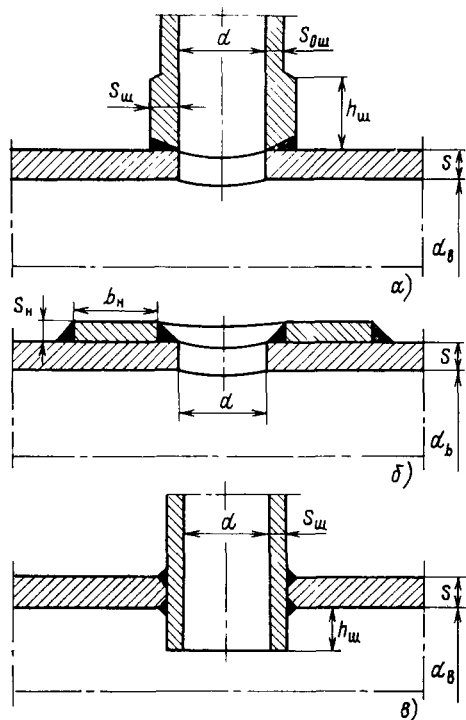


Рис. 5.1. Способы укрепления отверстий в стенках сосудов:

а — с помощью утолщенного штуцера; б — с помощью накладки; в — с помощью выпущенного внутрь сосуда разгруженного штуцера

на составлять 1 мм, а для труб — 0,5—1 мм.

Коэффициент прочности ψ ($\psi_{ш}$, $\psi_{н.о}$, $\psi_{у.о}$) учитывает ослабление цилиндрических элементов продольным сварным швом или отверстиями (поперечные сварные швы в расчетах цилиндрических элементов на внутреннее давление не учитываются).

В соответствии с ГОСТ 14249-80 при расчетах сосудов и аппаратов рекомендуется принимать коэффициент прочности ψ в зависимости от вида сварного шва в пределах от 0,65 до 1,0.

Кроме сварных швов стенки цилиндрических элементов ослабляют отверстия. Для восстановления прочности стенки производят укрепление отверстий с помощью накладок, утолщенных штуцеров, разгруженных внутренних отростков штуцеров (рис. 5.1) и наплавкой металла. Укреплению подлежат отверстия, диаметр которых превышает предельное значение, определяемое по формуле

$$d_{\text{пред}} = \left(\frac{2}{\psi} - 1,75 \right) \times \frac{S}{(d_n + S)(S - C)} \quad (5.2)$$

где d_n — внутренний диаметр цилиндра, в котором выполнено отверстие (рис. 5.1). Если $d > d_{\text{пред}}$, отверстие должно быть укреплено. Расчет укрепления отверстий осуществляется по принципу компенсации изъятого отверстием металла. Сумма компенсирующих площадей укрепляющих элементов должна удовлетворять условию

$$\Sigma f_n \pm f_{в.ш} \geq (d - d_{\text{пред}}) S_0 \quad (5.3)$$

где $f_{ш}$, f_n и $f_{в.ш}$ — компенсирующие площади соответственно утолщенного штуцера, накладки и внутреннего отростка штуцера, мм^2 ; $S_0 = pd_n / \{2[\sigma] - p\}$.

При одновременном использовании двух накладок (наружной и внутренней) или утолщенного штуцера в комбинации с внутренним отростком компенсирующая площадь этих элементов суммируется.

Если отверстие не укреплено, следует учитывать ослабление цилиндрической стенки с помощью коэффициента прочности.

Рассмотрим коэффициент прочности при ослаблении цилиндрической стенки одиночным отверстием. Одиночным считается отверстие, кромка которого удалена от кромки ближайшего другого отверстия на расстояние не менее $2\sqrt{(d_B + S)(S - C)}$.

Коэффициент прочности цилиндрического элемента, ослабленного одиночным неукрепленным отверстием, определяется по формуле

$$\varphi_{н.о} = 2 \left[\frac{d}{\sqrt{(d_B + S)(S - C)}} + 1,75 \right]^{-1} \quad (5.4)$$

Диаметр отверстия d при определении коэффициента прочности принимается из нижеследующих соображений. Для отверстий, в которых трубы развальцованы или приварены к поверхности цилиндрического элемента (корпуса, обечайки или камеры — рис. 5.2) и которые имеют выточку для установки штуцера глубиной менее 30 % толщины стенки, диаметр d принимается равным номинальному диаметру отверстия в свету. Снятие фасок и скругление кромок отверстий с внутренней стороны корпуса при этом не учитывается. Не учитывается также углубление под штуцер, если последний приваривается по всей толщине стенки с приплавлением. Для отверстий, имеющих резьбу, диаметр отверстия принимается равным среднему диаметру резьбы.

Для отверстий, имеющих по толщине стенки разный диаметр (рис. 5.2, б), в формулу (5.4) подставляется условный диаметр, определяемый по формуле $d_y = d + h(d_1 - d)/S$. Если цилиндрический корпус или камера ослаблены продольным, поперечным или косым рядом отверстий с расстояниями между центрами менее $2\sqrt{(d_B + S)(S - C)} + d$, тогда при определении коэффициента прочности следует руководствоваться специальными указаниями, приведенными в ОСТ 108.031.02-75.

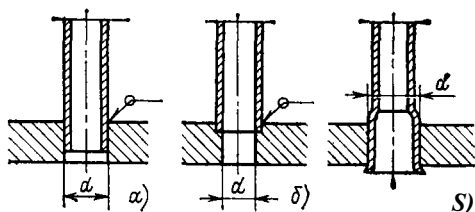


Рис. 5.2. Типы соединения штуцеров (труб) с цилиндрическим корпусом, с камерой или с трубной доской:

а — наружная приварка по кромке отверстия под номинальный диаметр штуцера (трубы); б — наружная приварка по кромке отверстия с выточкой; в — на развальцовке

Коэффициент прочности цилиндрического элемента, ослабленного одиночным укрепленным отверстием, определяется по формуле

$$\varphi_{у.о} = \varphi_{н.о} \left[1 + \frac{\Sigma f}{2S \sqrt{(d_B + S)(S - C)}} \right] \quad (5.5)$$

5.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДНИЩ

Для стационарных теплообменников и аккумуляторных баков применяются выпуклые или плоские днища а. Область применения последних ограничивается избыточным внутренним давлением 0,05 МПа.

Выпуклые днища подразделяются на *полусферические, эллиптические и торосферические* (рис. 5.3). Полусферические днища требуют большей затраты металла, и их применяют при высоком давлении среды (11—15,5 МПа). Днища могут быть глухие и ослабленные отверстиями. Форма торосферических днищ (рис. 5.3, в) регламентируется тремя модификациями А, В и С, определяющие размеры которых подчиняются следующим соотношениям:

Тип днища	$R_B/d_H \approx$	$r_H/d_H \geq$
А	1,0	0,095
В	0,9	0,170
С	0,8	0,150

Толщина стенки полусферического и эллиптического днищ, нагруженных внутренним давлением, определяется по формуле (ГОСТ 14249-80)

$$S_1 \geq \frac{pR_B}{2\phi [\sigma] - 0,5p} + C \quad (5.6)$$

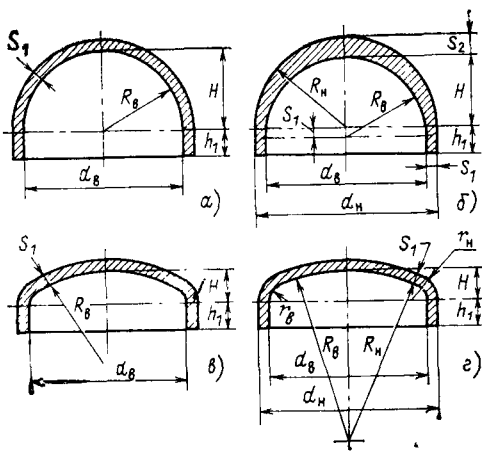


Рис. 5.3. Форма и основные размеры выпуклых днищ:

а — полусферическое с постоянной толщиной стенки; б — полусферическое с переменной толщиной стенки; в — эллиптическое; г — торосферическое

Для эллиптических днищ радиус кривизны в вершине днища принимается равным $R_B = d_B^2 / (4H)$. При переменной толщине стенки днища (рис. 5.4, б) в качестве расчетного по ОСТ 108.031.02-75 принимается среднеарифметическое значение толщины стенки $S_{1cp} = 0,5 (S_1 + S_2)$. Если длина цилиндрической отбортованной части для эллиптического днища равна $h_1 = 0,8 \sqrt{d_B (S_1 - C)}$, а для полусферического $h_1 > 0,3 \sqrt{d_B \cdot X (S_1 - C)}$, тогда толщина стенки днища должна быть не меньше толщины обечайки, рассчитанной по формуле (5.1) при $\varphi = 1$.

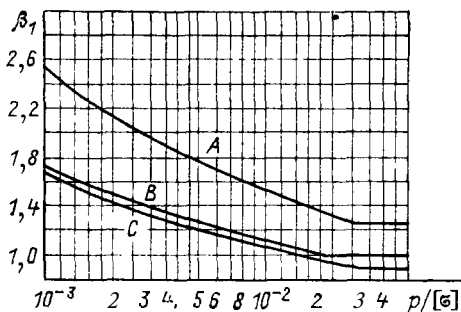


Рис. 5.4. Значения коэффициента β_1 к формуле (5.7) в зависимости от отношения $p/[\sigma]$ для торосферических днищ трех модификаций А, В и С

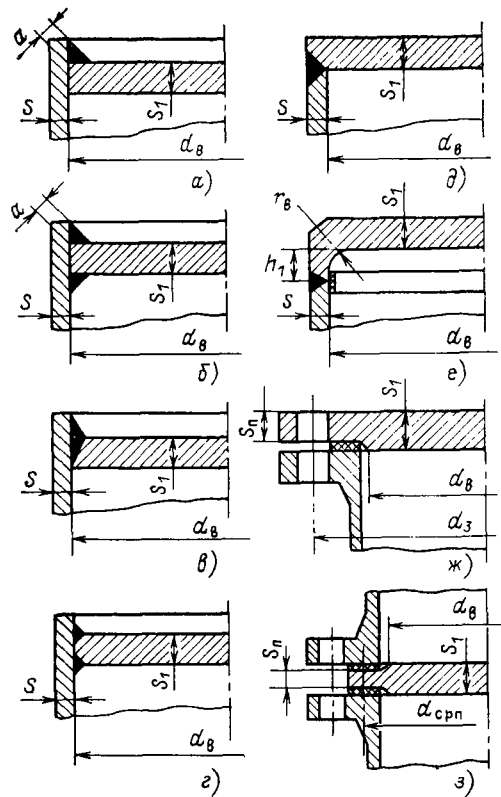


Рис. 5.5. Типы конструкций плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним давлением

Для днищ, изготавливаемых из целой заготовки, в формуле (5.6) коэффициент $\varphi = 1$. Для днищ, изготавливаемых из нескольких заготовок, коэффициент φ определяется так же, как и для формулы (5.1). Формула (5.6) применима при следующих ограничениях:

$$0,002 \leq \frac{S_1 - C}{d_B} \leq 0,1;$$

$$0,2 \leq \frac{H}{d_B} \leq 0,5.$$

Для торосферических днищ, нагружаемых внутренним давлением, толщина стенки в краевой зоне

$$S_1 = \frac{p d_B \beta_1}{2\varphi [\sigma]} + C. \quad (5.7)$$

Коэффициент β_1 в формуле (5.7) определяется по графикам, представленным на рис. 5.4. Для сварных днищ следует дополнительно проверить тол-

щину стенки в центральной зоне по формуле (5.1) с заменой в ней d_b на

Наиболее употребительные конструкции плоских круглых днищ и крышек сосудов и аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением, приведены на рис. 5.5. Толщина стенки круглого плоского днища рассчитывается по формуле (ГОСТ 14249-80)

$$S_1 = K K_0 d_k \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi} + C} \quad (5.8)$$

Расчетный диаметр d_k в формуле (5.8) в зависимости от конструкции днищ и крышек (рис. 5.6) для типов от *a* до *д* принимается равным $d_k = d_b$, для типа *e* $d_k = d_b - r_b$, для типа *ж* $d_k = d_b$ и для типа *з* $d_k = d_{ср.п.}$ Коэффициент K соответственно лежит в пределах от 0,38 до 0,53.

Коэффициент ослабления K_0 для днищ и крышек без отверстий принимается равным 1, а при одном отверстии определяется по формуле

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{d_k} + \left(\frac{d}{d_k}\right)^2}, \quad (5.9)$$

где d — диаметр отверстия.

Коэффициент ослабления K_0 для днищ и крышек, имеющих несколько отверстий, определяется для наиболее ослабленного диаметрального сечения по ГОСТ 14249-80.

5.4. РАСЧЕТ ТРУБНЫХ ДОСОК

В основу расчета трубных досок положена теория расчета, разработанная Л. М. Качановым и А. А. Захаровым и дополненная теоретическими и экспериментальными исследованиями ПО «Красный котельщик» и НПО ЦКТИ.

Для определения усилий, вырывающих трубы, развальцованные в отверстиях досок или приваренные к ним, использованы экспериментальные результаты ЦНИИТмаш, ЗиО и ТКЗ.

Трубные доски могут закрепляться в корпусах теплообменников различными способами (рис. 5.6): зажа-

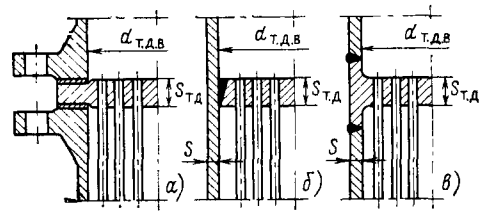


Рис. 5.6. Соединение трубной доски с корпусом теплообменника:

a — фланцевое; *б* — приваркой по контуру трубной доски, вставленной в корпус; *в* — встроенное с приваркой встык к корпусу

тием между фланцами, вставкой внутрь корпуса с приваркой по контуру, использованием встроенной конструкции. Различают теплообменники с U-образными и прямыми трубами. Последние подразделяются на теплообменники с «плавающей головкой», где имеется вторая подвешенная на трубах водяная камера со второй трубной доской (см. рис. 2.3), и теплообменники жесткого типа — с двумя фиксированными трубными досками (см. рис. 2.5).

Условия нагружения трубных досок давлением теплоносителей для теплообменников с U-образными трубками и с «плавающей головкой» практически одинаковы. Для теплообменников с двумя фиксированными трубными досками приходится дополнительно учитывать их нагружение за счет разности температурных удлинений труб и корпуса.

Для теплообменников с U-образными трубами и с «плавающей головкой» независимо от того, действует давление среды внутри труб и водяных камер или со стороны межтрубного пространства, результирующая нагрузка на трубные доски одинакова и может быть принята равной произведению расчетного давления среды и полной площади трубной доски в пределах внутреннего диаметра цилиндрического корпуса теплообменника $d_{т.д.в.}$ Трубы поверхности нагрева выполняют здесь функцию передатчиков части давления среды на трубные доски. При большом количестве труб это давление распределяется по поверхности трубных досок достаточно равномерно. Сами трубы в

зависимости от того, где приложено давление среды, нагружены по-разному при давлении среды со стороны труб и водяных камер трубы растянуты, а при давлении со стороны междутрубного пространства сжаты. В первом случае трубные доски прогибаются в сторону междутрубного пространства, а во втором наоборот. При расчете трубной доски у «плавающей головки» (подвесной водяной камеры) необходимо учитывать, что она имеет меньший диаметр, чем у неподвижной водяной камеры.

В качестве расчетного давления на трубную доску принимается давление той среды, которое больше. Если по одну сторону труб имеется избыточное давление, а по другую вакуум, расчет трубных досок следует производить на разность абсолютных давлений сред. При отсутствии анкерных связей толщина трубной доски определяется по формуле

$$S_{т д} = 0,393 / \sqrt{\frac{p}{[\sigma_{т д}]}} \quad (5.10)$$

Здесь p и $[\sigma_{т д}]$ — расчетное давление среды и допускаемое напряжение для

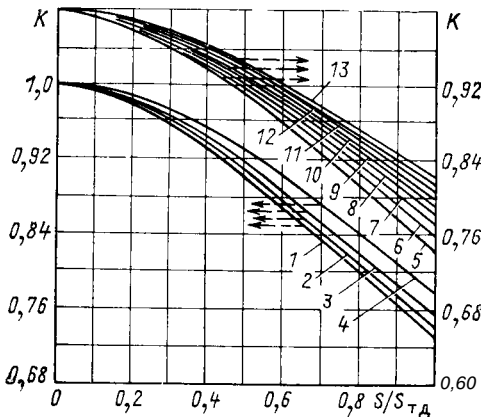


Рис 5 7 Графики для определения коэффициента K в формулах (5 10) и (5 11) для встроенных и приварных трубных досок в зависимости от отношения $S/S_{т д}$ и параметра Π

1 — трубные доски без анкерных связей $f_{а с} = 0$
 Кривые 2—4 для трубных досок с анкерными связями расположенными по окружности центров диаметром $d_{а с} = 0,5 d_{т д}$ при $2 - \Pi = 0,3 - 1,2$
 $3 - \Pi = 1,3 - 2,0$ $4 - \Pi > 2,0$ Кривые 5—13 для трубных досок с одной анкерной связью в центре $f_{а с} = 1$ $d_{а с} = 0$ при $5 - \Pi = 0,1$ $6 - \Pi = 0,2$
 $7 - \Pi = 0,3$ $8 - \Pi = 0,4$ $9 - \Pi = 0,5$ $10 - \Pi = 0,6$
 $11 - \Pi = 0,7$ $12 - \Pi = 0,8$ $13 - \Pi = 0,9$

материала трубной доски, Π , $d_{т д в}$ — расчетный диаметр трубной доски, соответствующий внутреннему диаметру корпуса теплообменника, мм, K — коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски. Для трубных досок, зажатых между фланцами (рис 5 6, й), $K = \sqrt{\dots}$ Для вставных с приваркой по контуру (рис 5 6, б) и встроенных досок (рис 5 6, в) коэффициент K определяется по рис 5 7 (кривая 1) в зависимости от отношения $S/S_{т д}$. Здесь S — толщина стенки цилиндрической обечайки в месте ее соединения с трубной доской. Коэффициент прочности $\varphi = C_1 - C_2 d/t$, где t и d — шаг и диаметр отверстий в трубной доске. Обычно $d = (1,01 - 1,02) d_{т р н}$ и $t = (1,3 - 1,4) d_{т р н}$ при развальцовке труб и $t = 1,25 d_{т р н}$ — при сварке, $d_{т р н}$ — наружный диаметр труб. Постоянные C_1 и C_2 принимаются в зависимости от способа разбивки отверстий

Способ разбивки	C_1	C_2
по треугольникам	0,935	0,65
по квадратам	0,975	0,68

При использовании рис 5 7 приходится предварительно оценивать значение $S_{т д}$, которое затем уточняется по формуле (5 10)

Для разгрузки трубных досок от действующего на них одностороннего давления среды или разности давлений применяются анкерные связи трубной доски с крышковой водяной камеры или плавающей головки. Для лучшего использования анкерных связей их принято нагружать до предельно допустимого растягивающего напряжения $[\sigma_{а с}]$

Толщина трубной доски в этом случае определяется по формуле

$$S_{т д} = 0,393 K d_{т д в} \times \sqrt{\frac{1}{\varphi [\sigma_{т д}] L}} \times \left[\frac{n_{а с} f_{а с}}{K d_{т д в}^2} \left(1 - \frac{d_{а с}}{K d_{т д в}} \right) \right] \quad (5.11)$$

Здесь $[\sigma_{а с}]$ — допускаемое напряжение для материала анкерной связи, Π , $f_{а с}$ — площадь поперечного се-

чения одной анкерной связи, мм²; $n_{a.c}$ — количество анкерных связей; $d_{a.c}$ — диаметр окружности центров расположения анкерных связей, мм: редомендуется $d_{a.c} = (0,45 \div 0,55) d_{т.д}$ в Коэффициент $K = d_{y.0} / d_{т.д}$ определяется по рис. 57 в зависимости от отношения $S/S_{т.д}$ и параметра $\Pi = n_{a.c} Q_s / (2\pi M_s)$; $d_{y.0}$ — диаметр условной окружности, на которой радиальный изгибающий момент в трубной доске переходит через нуль ($d_{y.0} < d_{т.д}$)

$Q_s = \sigma_{ac 0,2} f_{a.c}$ представляет собой предельное усилие на одну анкерную связь; $\sigma_{ac 0,2} = 1,5 [\sigma_{a.c}]$ — предел текучести материала анкерной связи $M_s = 1,08 \phi \sigma_{г.д 0,2} S_{т.д}^2 / 4$ — предельно допустимое значение момента, воспринимаемого трубной доской, $\sigma_{т.д 0,2} = 1,5 [a, д]$ — предел текучести материала трубной доски.

При наличии только одной анкерной связи ($n_{a.c} = 1$) ее устанавливают в центре доски, тогда $d_{a.c} = 0$ и формула (5.11) упрощается. Если в формуле (5.11) величина под корнем в квадратной скобке получается отрицательной, это означает большой запас по сечению и количеству анкерных связей. В этом случае толщина трубной доски назначается конструктивно или из других соображений. Так, например, из условия надежной развальцовки труб минимальная толщина трубной доски должна составлять $S_{г.д} = 5 + 0,125 d$ мм.

Анкерные связи обычно применяются в тех случаях, когда давление в трубах больше давления в междутрубном пространстве, а жесткость крышки теплообменника значительно превышает жесткость трубной доски. Способы соединения анкерных связей с трубной доской и с крышкой показаны на рис. 58

При расчетах на прочность трубной системы теплообменников с плавающей головкой дополнительно к расчету трубных досок производится проверка материала труб на допустимую нагрузку P^* . Если давление среды действует внутри труб и водяных камер, трубы будут растянуты и допу-

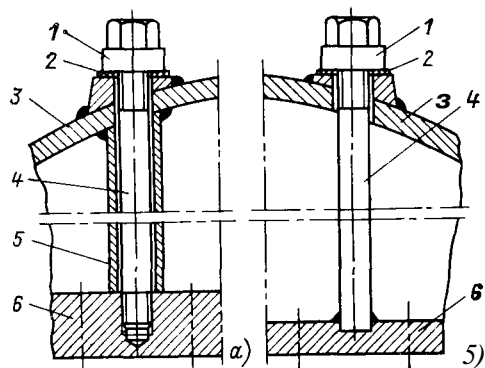


Рис. 58 Способы соединения анкерных связей с трубной доской и крышкой
а — на резьбе и с распорной трубкой, б — при варке к трубной доске, 1 — гайка колпачковая, 2 — уплотнение, 3 — крышка, 4 — анкерная связь, 5 — распорная трубка, 6 — трубная доска

стимая нагрузка на них определится как минимальная из двух условий.

Первое условие — недопущение предела текучести для материала труб при растяжении:

P^* — растягивающее усилие, приходящееся на одну трубу, Н:

$$P^* = \frac{\pi}{4} d_{т.р.в}^2 p \leq \sigma_{г.р 0,2} f_{т.р} =$$

$$= 1,5 [\sigma_{т.р}] \frac{\pi}{4} (d_{т.р.н}^2 - d_{т.р.в}^2), \quad (5.12)$$

где $f_{т.р}$ — площадь кольцевого поперечного сечения трубы, м², $\sigma_{г.р 0,2}$ и $[\sigma_{т.р}]$ — предел текучести и допускаемое напряжение для материала труб, Па.

Второе условие — прочность закрепления труб в трубной доске

$$Я^* = \frac{\pi}{4} d_{т.р.в}^2 p \leq A d_{т.р.в}, \quad (5.13)$$

где $A = 12,5$ — эмпирический коэффициент для труб, развальцованных в отверстиях, и $A = 23$ для трубок, приваренных к трубным доскам

Если давление среды действует со стороны междутрубного пространства, трубы будут сжаты и при определении допускаемой нагрузки P^* дополнительно к условиям (5.12) и (5.13) вводится еще условие непотери устойчивости от действия продольной силы:

$$P^* = \frac{\pi}{4} d_{т.р.н}^2 p \leq 4\pi^2 E_{1p} I_{1p} / L^2. \quad (5.14)$$

Здесь $E_{\text{тр}}$ — модуль упругости материала трубы, Па; $I_{\text{тр}}$ — экваториальный момент инерции поперечного сечения трубы, м^4 ; L — длина трубы, м. В левую часть формул (5.12) и (5.13), так же как и в формулу (5.14), в этом случае надо вместо $d_{\text{тр.в}}^2$ подставлять $d_{\text{тр.н}}^2$, а в качестве ст. $\sigma_{0,2}$ использовать значение предела текучести материала труб на сжатие. Если дополнительное условие проверки не удовлетворяется, необходимо увеличить толщину стенки труб.

В теплообменниках жесткого типа помимо нагрузки от давления среды необходимо учитывать нагрузку, связанную с разностью температурных удлинений труб и цилиндрической части корпуса теплообменника. При расчете этого воздействия условно принимается, что при монтажной температуре 20°C дополнительные напряжения в корпусе и в трубах отсутствуют. При независимом свободном температурном удлинении труб и корпуса возникающая разность температурных удлинений вызвана как разностью температур этих деталей, так и разницей коэффициентов их температурного удлинения.

Если трубки удлиняются больше, чем корпус, в них при совместной деформации возникают дополнительные сжимающие напряжения, если меньше — растягивающие. Из уравнения равновесия системы «трубы — трубные доски — корпус» и уравнения совместности их деформаций, пренебрегая прогибом трубных досок, можно получить формулу для расчета продольного усилия Q_t в трубах, Н, вызванного разностью температурных удлинений труб и корпуса:

$$Q_t = \pm \frac{(\alpha_{\text{тр}} t_{\text{тр}} - \alpha_{\text{к}} t_{\text{к}}) E_{\text{тр}} F_{\text{тр}} E_{\text{к}} F_{\text{к}}}{E_{\text{тр}} F_{\text{тр}} + E_{\text{к}} F_{\text{к}}}, \quad (5.15)$$

где $t_{\text{тр}}$ и $t_{\text{к}}$ — средние температуры труб и корпуса теплообменника, $^\circ\text{C}$; $\alpha_{\text{тр}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициенты температурного удлинения материалов труб и корпуса, $1/^\circ\text{C}$; $E_{\text{тр}}$ и $E_{\text{к}}$ — модули упругости материалов труб и корпуса,

Па; $F_{\text{тр}}$ и $F_{\text{к}}$ — площади поперечных сечений всех труб и корпуса, м^2 .

Воздействие трубок на трубную доску можно приближенно интерпретировать как дополнительное давление p^t , Па, распределив это воздействие равномерно по всей площади трубной доски:

$$p^t = 4Q_t / \pi d_{\text{т.д.в}}^2. \quad (5.16)$$

Другая составляющая давления на трубные доски связана с воздействием давления среды. В отличие от температурного воздействия, при котором возникающие в трубах и в корпусе усилия и напряжения противоположны по знаку (при растяжении труб корпус сжат, и наоборот), здесь усилия и напряжения, возникающие в корпусе и в трубах, имеют одинаковый знак растяжения. Но суммарное растягивающее усилие в трубах и в корпусе теплообменника P^p подсчитывается в зависимости от того, где находится рабочая среда с избыточным давлением p . Если среда находится внутри труб, тогда $P^p = p n f_{\text{тр.в}}$, если в межтрубном пространстве, тогда $P^p = p (\pi / 4 d_{\text{т.д.в}}^2 - n f_{\text{тр.н}})$. Если

межтрубное пространство теплообменника находится под вакуумом, а внутри труб избыточное давление, тогда в качестве расчетного давления p следует принимать избыточное давление во внутритрубном и межтрубном пространстве. Соотношение между усилиями в корпусе и в трубах и в этом случае может быть определено из рассмотрения уравнений равновесия и совместности деформаций системы:

$$P_{\text{тр}}^p / (F_{\text{тр}} E_{\text{тр}}) = P_{\text{к}}^p / (F_{\text{к}} E_{\text{к}}),$$

где $P_{\text{тр}}^p$ и $P_{\text{к}}^p$ — усилия, действующие в трубах и в корпусе теплообменника от приложенного давления во внутритрубном или в межтрубном пространствах. Отсюда

$$P_{\text{тр}}^p = P^p \frac{E_{\text{тр}} F_{\text{тр}}}{E_{\text{тр}} F_{\text{тр}} + E_{\text{к}} F_{\text{к}}}, \quad (5.17)$$

где $P^p = P_{\text{тр}}^p + P_{\text{к}}^p$ — суммарное усилие в трубах и корпусе.

Также, как и в случае температурного воздействия, воздействие давле-

ния среды передается через трубы на трубную доску и оно может быть условно заменено некоторым давлением на трубные доски p^p , действующим из внутритрубного пространства, которое может быть подсчитано по формуле

$$p^p = 4P_{тр}^p / \pi d_{т.д.в}^2 \quad (5.18)$$

Суммарное воздействие труб на трубные доски в виде некоторого условного давления p_y получается алгебраическим суммированием p^p и p^t , при этом возможны следующие случаи:

- а) если $t_{тр} \alpha_{тр} > t_{к} \alpha_{к}$, то $p^t > 0$;
- б) если $t_{тр} \alpha_{тр} < t_{к} \alpha_{к}$, то $p^t < 0$;
- в) $|p^t| > |p^p|$;
- г) $|p^t| < |p^p|$.

Таким образом, $p_y = p^p \pm p^t$ может быть положительным или отрицательным. Расчет толщины трубных досок в таком случае должен производиться по формуле

$$S_{т.д} = 0,393 K d_{т.д.в} \times \sqrt{\frac{1}{\varphi [\sigma_{т.д.}] \left[p \left(1 - \frac{4}{\pi} \frac{n l}{d_{т.д.в}^2} \right) \pm p_y \right]}} \quad (5.19)$$

Здесь K — коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски в корпусе теплообменника: если трубная доска закрепляется между фланцами, $K = 1$; для приварных досок величина K должна определяться по рис. 5.9.

В формулу (5.19) при давлении среды со стороны междутрубного пространства вместо l надо подставлять $l_{н}$, а при давлении внутри труб — $l_{в}$. С учетом знака воздействия на трубную доску p_y должно подставляться в формулу (5.19).

После расчета толщины трубных досок здесь, как и для теплообменни-

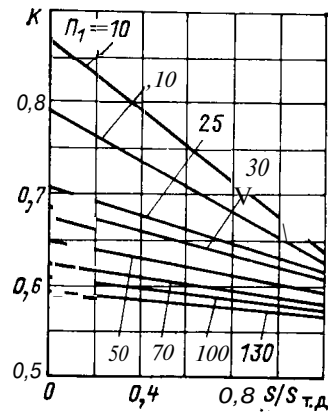


Рис. 5.9. График зависимости коэффициента K в формуле (5.19) от отношения $S/S_{т.д}$ и от параметра $\Pi_1 = nP^*/(2\pi M_s)$. Здесь P^* — допустимая нагрузка на трубку, определяемая как наименьшая величина по формулам (5.12) — (5.14); n — количество трубок; M_s — предельно допустимое значение момента, воспринимаемого трубной доской [см. пояснение к формуле (5.11)]

ков с плавающей головкой, требуется проверка труб на величину допускаемой нагрузки P^* по формулам (5.12) — (5.14). Для теплообменников жесткой конструкции необходима также проверка допустимости напряжений, возникающих в корпусе:

$$\sigma_{к} = P_{к} / F_{к} \quad (5.20)$$

где $P_{к} = P_{к}^p \pm Q_t$ — осевое усилие в корпусе, равное алгебраической сумме усилий от разности температурных удлинений по формуле (5.15) и от давления рабочей среды, равного

$$P_{к}^p = \frac{E_{к} F_{к}}{E_{к} F_{к} + E_{тр} F_{тр}} p \quad (5.21)$$

Если $\sigma_{к} > |\sigma_{к}|$, необходима установка линзового компенсатора.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТРУБОПРОВОДЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

6.1. КАТЕГОРИИ, МАТЕРИАЛИ СОРТАМЕНТ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводы в соответствии с Правилами Госгортехнадзора СССР подразделяются на четыре категории

в порядке убывающих параметров. Трубопроводы перегретого пара первой категории изготавливаются из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим условиям. Трубопроводы остальных ка-

тегорий можно изготовлять из стандартных бесшовных и сварных труб.

При выборе трубопроводов пользуются понятиями рабочего, условного и пробного давлений.

Рабочее давление $p_{\text{раб}}$, МПа, — наивысшее давление, при котором допускается работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды.

Понятие условного давления p_y в основном связано с арматурой и с фасонными элементами трубопроводов (фланцы, тройники, корпуса арматуры и др.), при конструировании которых целесообразно максимально унифицировать детали, чтобы они могли быть использованы для различных изделий и для различных условий работы. Условное давление характеризует ступени прочности различных видов трубопроводных изделий и служит основой для их стандартизации, для выбора материала и конструкций изделий в зависимости от параметров среды.

ГОСТ 356-80 предусматривает разделение трубопроводных сталей на 9 групп, каждая из которых имеет свою градацию температурных ступеней в соответствии с механическими свойствами при различных температурах. Для арматуры при первой, наиболее низкой ступени температур ($\leq 200^\circ\text{C}$) рабочее давление равно условному. При более высоких температурах значения рабочих давлений ниже условного. ГОСТ установлен следующий ряд значений условных давлений (10^{-5} Па): 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1600 и 2500.

Пробным давлением $p_{\text{пр}}$ называется давление, при котором производится гидравлическое испытание арматуры на прочность на заводе-изготовителе. Давление принимается в зависимости от значения условного давления:

$p_y \cdot 10^{-5}$ Па	1	2,5—200
$p_{\text{пр}}$	$2 \cdot 10^6$ Па	$1,5 p_y$

Паропроводы первой категории на температуру до 450 X и на давление до 4 МПа и питательные трубопрово-

ды на давление не выше 18,5 МПа изготавливаются из стали 20. Для питательных трубопроводов на давление выше 18,5 МПа применяется кремнемарганцовистая сталь 16ГС. Паропроводы на температуру до 560°C и давление до 14 МПа можно изготавливать из теплоустойчивой низколегированной перлитной стали марки 12Х1МФ, а при более высоком давлении (до 25,5 МПа) переходят на сталь 15Х1МФ. Стали аустенитного класса для паропроводов (12Х18Н12Т, 09Х14Н19В2БР и др.) соответствуют начальным температурам пара 600—650 $^\circ\text{C}$.

При предварительном подборе проходного сечения труб используется приближенное округленное значение внутреннего диаметра d_v , называемое условным проходом, наиболее употребительные значения которого для стационарных трубопроводов, арматуры и соединительных частей регламентированы СТ СЭВ 254-76, мм: 50; 65; 80; 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000. Эти проходы называются условными потому, что действительное значение внутреннего диаметра d_v труб, изготовленных на данный условный проход, будет различно при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой расчетом на прочность (на внутреннее давление).

Номенклатура выпускаемых промышленностью труб характеризуется наружным диаметром d_n , наиболее употребительными значениями которого для стационарных трубопроводов являются 133, 159, 168, 194, 219, 245, 273, 325, 377, 426, 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 720 и 820 мм.

Заводы изготавливают трубы длиной не более 8—12 м, определяющей условиями изготовления и транспорта. При монтаже трубопроводов прямые участки и гибы труб соединяют между собой стыковой электросваркой. По прочности сварной шов при качественном выполнении почти одинаков с целой трубой.

Работоспособность сварных соединений в значительной степени зависит от правильно выбранной конструкции шва, от качества обработки кромок и сборки деталей под сварку. Форма и конструктивные размеры подготовленных под стыковую сварку кромок зависят от способа сварки и толщины стенки труб.

Качество электродуговой сварки в значительной степени зависит от правильного выбора марки электродов и вида их покрытия. Покрытие предназначено для ионизации газов и стабилизации горения дуги, а также для защиты расплавленного металла от кислорода и азота воздуха.

Большинство теплоустойчивых перлитных сталей проявляет при сварке без предварительного подогрева склонность к образованию трещин, обусловленных сварочными напряжениями и структурными превращениями. Для предотвращения этих явлений при сварке применяются *предварительный* и *сопутствующий подогревы*, температура которых выбирается в пределах 150—400 °С в зависимости от марки стали и толщины свариваемых деталей.

Сварные соединения толстостенных труб из сталей 20 и 16ГС подвергаются после выполнения сварного стыка термообработке для снятия остаточных сварочных напряжений с температурой нагрева 650—680 °С.

Сварные соединения труб из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф, как правило, после сварки имеют низкие пластические и высокие прочностные свойства (закалочную структуру). Такие сварные соединения не удовлетворяют требованиям Госгортехнадзора СССР при испытании на угол загиба и ударную вязкость и имеют чрезмерно высокую твердость. Это может быть причиной образования трещин в шве и в околошовной зоне. Вероятность образования трещин возрастает с увеличением толщины стенки, так как возрастают остаточные сварочные напряжения. Для их снятия и улучшения свойств металла шва и околошовной зоны, повышения пластичности и

получения стабильной структуры применяется термообработка в виде высокотемпературного отпуска — нагрева до 710—740 °С.

Для контроля качества сварки применяется ряд методов. Сварные соединения до эксплуатации подвергаются просвечиванию ультразвуком и проверке ультразвуком. Для выявления поверхностных трещин в сварных стыках применяются цветная дефектоскопия, магнитография и травление.

6.2. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Трубопроводы ТЭС и их детали воспринимают избыточное внутреннее давление. К напряжениям, вызванным давлением, добавляются термические напряжения от разности температур по толщине стенки и по окружности трубы, от самокомпенсации температурных удлинений трубопровода, от весовой нагрузки и др.

Расчет трубопроводов на прочность производится в соответствии с упоминавшимся выше ОСТ 108.031.02-75. Прочность трубопровода, как и корпусов теплообменников, оценивается по несущей способности (по предельной нагрузке). Метод расчета по *предельным нагрузкам* допустим для пластичных материалов, к которым относятся и трубопроводные стали, и позволяет уменьшить металлоемкость трубопроводов.

В качестве основной нагрузки при расчетах трубопроводов принято давление рабочей среды. Дополнительные внешние нагрузки, действующие постоянно (от самокомпенсации температурных удлинений и от собственного веса трубопровода), учитываются дополнительным расчетом, имеющим характер поверочного расчета. Напряжения от температурной неравномерности, возникающие в стенке трубопровода в переходных температурных режимах и отсутствующие в стационарных режимах эксплуатации, нормами расчета на прочность не учитываются и регламентируются режимными мероприятиями.

Номинальная толщина стенки трубопровода из расчета на внутреннее давление должна быть не менее определенной по формуле (5.1) или по выражению

$$S = \frac{pd_n}{2\varphi[\sigma] + p} \cdot 1,1 \cdot C \quad (6.1)$$

Здесь p — расчетное (рабочее) давление среды, МПа; d_n — наружный диаметр трубы, мм; φ — коэффициент прочности при ослаблении трубы сварным швом, приведенный к продольному направлению (в большинстве случаев для трубопроводов ТЭС используются цельнотянутые бесшовные стальные трубы, для которых $\varphi = 1$); S и C — толщина стенки и минусовый допуск на ее изготовление, мм.

Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, принимается для стали соответствующей марки в зависимости от расчетной температуры равным наименьшему значению, получаемому в результате деления на запас прочности соответствующей характеристики прочности металла при одноосном растяжении.

В качестве расчетных характеристик прочности металла принимают временное сопротивление разрыву при температуре 20°C (σ_{B0}^0), условный предел текучести при расчетной температуре ($\sigma_{0,2}^t$), условный предел длительной прочности при расчетной температуре, соответствующий разрушению через 10^5 ч ($\sigma_{д.п.10^5}^t$), и условный предел ползучести при расчетной температуре, соответствующий деформации 1% за 10^6 ч ($\sigma_{1.10^6}^t$).

Для углеродистой стали при температуре $\leq 400^\circ\text{C}$ и для легированной при $t \leq 450^\circ\text{C}$ значение $[\sigma]$ принимается как наименьшее из двух значений: $\sigma_{B0}^0/2,6$ и $\sigma_{0,2}^t/1,5$. Для углеродистой стали при $t > 400^\circ\text{C}$ и легированной при $t > 450^\circ\text{C}$ значение $[\sigma]$ принимается как меньшее из трех значений: $\sigma_{0,2}^t/1,5$; $\sigma_{д.п.10^5}^t/1,5$ и $\sigma_{1.10^6}^t/1,0$.

Формула (6.1) пригодна при соблюдении условия $(S - C)/d_n \leq 0,25$, что удовлетворяется при принятых

в настоящее время на ТЭС давлениях свежего пара и питательной воды. Прибавка C определяется таким же способом, как это было описано в комментариях к формуле (5.1).

После выбора основного размера — толщины стенки трубопровода — производится поверочный расчет на действие дополнительных нагрузок — изгибающих моментов, осевых усилий и крутящих моментов от весовых нагрузок и самокомпенсации. Последние определяются специальными расчетами, которые будут описаны ниже.

Все расчеты трубопроводов на прочность проектными организациями энергетического профиля выполняются в настоящее время с помощью ЭВМ по специальным программам. Наиболее широко используются программы АТЭП и НПО ЦКТИ, позволяющие учитывать совместно сложный комплекс нагружающих факторов: внутреннее давление, самокомпенсацию температурных удлинений трубопровода, весовую и внешнюю нагрузки, податливость пружинных опор и подвесок, температурную неравномерность в окружном направлении трубопровода на горизонтальных участках. От инженера требуется знание существа расчетных методов и умение в необходимых случаях выполнить хотя бы упрощенную проверку результатов, выдаваемых ЭВМ. Поэтому для обеспечения сознательного отношения будущих инженеров к прочностным расчетам трубопроводов с помощью ЭВМ по готовым программам целесообразно ознакомление с некоторыми методами их безмашинных расчетов. Поверочный расчет трубопровода на прочность производится с учетом внутреннего давления как основного нагружающего фактора сначала на дополнительное воздействие усилий и моментов, вызываемых весовыми нагрузками, а затем на совместное действие весовых нагрузок и самокомпенсации температурных удлинений.

Среднее окружное напряжение от действия внутреннего давления, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_\varphi = pd_n/2S\varphi. \quad (6.2)$$

Здесь φ — коэффициент прочности продольного сварного шва (для бесшовных цельнотянутых труб $\varphi = 1$).

Суммарное среднее осевое напряжение от действия внутреннего давления, осевой силы и изгибающего момента

$$\sigma_z = \sigma_{\text{д}} \pm a_p \pm 0,8a_{\text{н}}. \quad (6.3)$$

Входящие в эту формулу величины расшифровываются дальнейшим текстом.

Среднее осевое напряжение от действия внутреннего давления

$$\sigma_{\text{д}} = \frac{pd_{\text{в}}^2}{4(d_{\text{в}} + S)S\varphi}. \quad (6.4)$$

Эта формула получена с использованием приближенного выражения для площади кольцевого сечения трубы как произведения длины его средней окружности и толщины стенки. Входящий в формулу коэффициент φ является коэффициентом прочности поперечного сварного шва и должен выбираться в соответствии с рекомендациями ОСТ 108.031.02-75. Его значение зависит от вида сварного соединения, способа сварки, марки стали и расчетной температуры металла и изменяется в пределах $\omega = 0,7$ — 1,0. Усиление шва в величине коэффициента прочности φ не учитывается.

Среднее осевое напряжение от действия осевого усилия

$$\sigma_p = Q/f\varphi \cdot 10^6. \quad (6.5)$$

Здесь f — площадь поперечного сечения стенки трубы, м^2 ; Q — продольное усилие, Н; φ — коэффициент прочности поперечного сварного шва (при сжатии $\varphi = 1,0$).

Осевое напряжение от действия изгибающего момента

$$\sigma_{\text{н}} = M_{\text{н}}/\varphi_{\text{н}} W \cdot 10^6. \quad (6.6)$$

Здесь $M_{\text{н}}$ — наибольший изгибающий момент, действующий в трубопроводе, Н·м; W — момент сопротивления поперечного сечения трубы, м^3 ; $\varphi_{\text{н}}$ — коэффициент прочности поперечного сварного шва при изгибе, зависящий от технологии изготовления

труб (катаные, механически обработанные), от марки стали и от расчетной температуры металла, изменяющийся в пределах 0,6—0,9.

Касательное напряжение χ , МПа, от скручивания трубопровода

$$\tau = M_{\text{к}}/2W \cdot 10^6, \quad (6.7)$$

где $M_{\text{к}}$ — крутящий момент, Н·м.

При определении напряжений от действия весовых нагрузок в формулы (6.5)—(6.7) подставляются усилия $Q^{\text{в}}$ и моменты $M_{\text{н}}^{\text{в}}$, $M_{\text{к}}^{\text{в}}$ только от весовой нагрузки, а при определении напряжений от действия весовых нагрузок и самокомпенсации в формулы подставляются суммарные усилия $Q^{\text{в}} + Q^{\text{ск}}$ и моменты $(M_{\text{н}} + M_{\text{н}}^{\text{ск}})$, $(M_{\text{к}} + M_{\text{к}}^{\text{ск}})$, получаемые путем алгебраического суммирования.

Главные нормальные напряжения определяются после этого по формулам

$$\sigma_1 = 0,5 [\sigma_{\varphi} + \sigma_z + \sqrt{(\sigma_{\varphi} - \sigma_z)^2 + 4\tau^2}]; \quad (6.8)$$

$$\sigma_2 = 0,5 [\sigma_{\varphi} + \sigma_z - \sqrt{(\sigma_{\varphi} - \sigma_z)^2 + 4\tau^2}]; \quad (6.9)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r. \quad (6.10)$$

Для обеспечения условия $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ индексы при обозначениях главных напряжений окончательно устанавливаются после определения их численных значений.

Эквивалентные напряжения σ_3 для расчетного сечения трубопровода в соответствии с гипотезой максимальных касательных напряжений принимаются равными:

$$\sigma_{\text{э}} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (6.11)$$

Эквивалентные напряжения в трубопроводах от действия внутреннего давления и весовой нагрузки $\sigma_3^{\text{в}}$ и от действия внутреннего давления, весовой нагрузки и самокомпенсации $\sigma_{\text{э}}^{\text{в,ск}}$ должны удовлетворять усло-

ВИАМ

$$\sigma_9^B \leq 1,1 [\sigma]; \quad (6.12)$$

$$\sigma_9^{B,CK} \leq 1,5 [\sigma]. \quad (6.13)$$

Если эти условия не выполняются, следует осуществить конструктивные мероприятия, снижающие эквивалентные напряжения от действия всех нагрузок до допустимого предела.

6.3. ОПОРЫ ТРУБОПРОВОДОВ И РАСЧЕТ НА ВЕСОВУЮ НАГРУЗКУ

Трубопроводные трассы могут иметь сложную конфигурацию, закрепляются на каркасе и металлоконструкциях главного здания с помощью опор и подвесок различного типа, назначение которых — воспринимать весовую нагрузку трубопровода и одновременно обеспечивать свободу его температурных деформаций при прогреве и при остывании.

В зависимости от назначения опоры подразделяются на четыре конструктивных типа: *неподвижные* (или мертвые), *направляющие* (скользящие, роликовые или шариковые), *же-*

сткие подвески и пружинные подвески и опоры.

Неподвижные опоры (рис. 6.1, а) не допускают ни линейных, ни угловых перемещений закрепленного сечения. Для установки опор разбивают трассу на участки, самостоятельные по компенсации температурных расширений и помимо весовой нагрузки воспринимающие усилия и моменты от самокомпенсации. Обычно неподвижные опоры устанавливают на концах трасс, например на паропроводах острого пара — у выходного коллектора пароперегревателя котла и у стопорного клапана турбины, но иногда применяют неподвижные опоры и в других промежуточных точках трасс, а также на концах ответвлений, у клапанов ПСБУ.

Направляющие опоры (рис. 6.1, б) обеспечивают перемещение соответствующего сечения трубопровода только в одном линейном направлении — обычно в горизонтальном — и вдоль оси трубы. Для уменьшения трения и продольной реакции при температурном перемещении трубопровода направляющие опоры

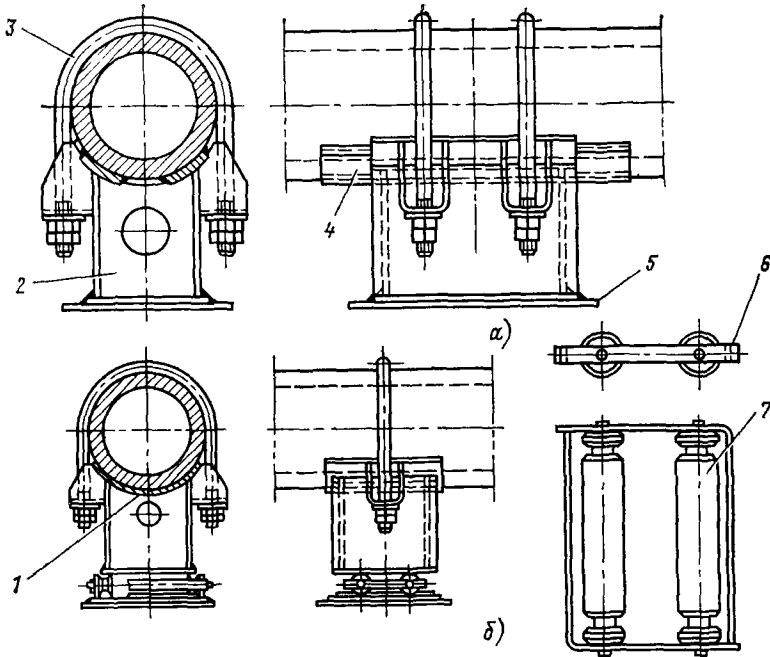


Рис. 6.1. Типовые конструкции опор для трубопроводов:

а — неподвижная (мертвая) опора; б — направляющая роликовая опора; 1 — ложе; 2 — корпус; 3 — хомут; 4 — упор; 5 — опорный лист; 6 — обойма; 7 — ролик

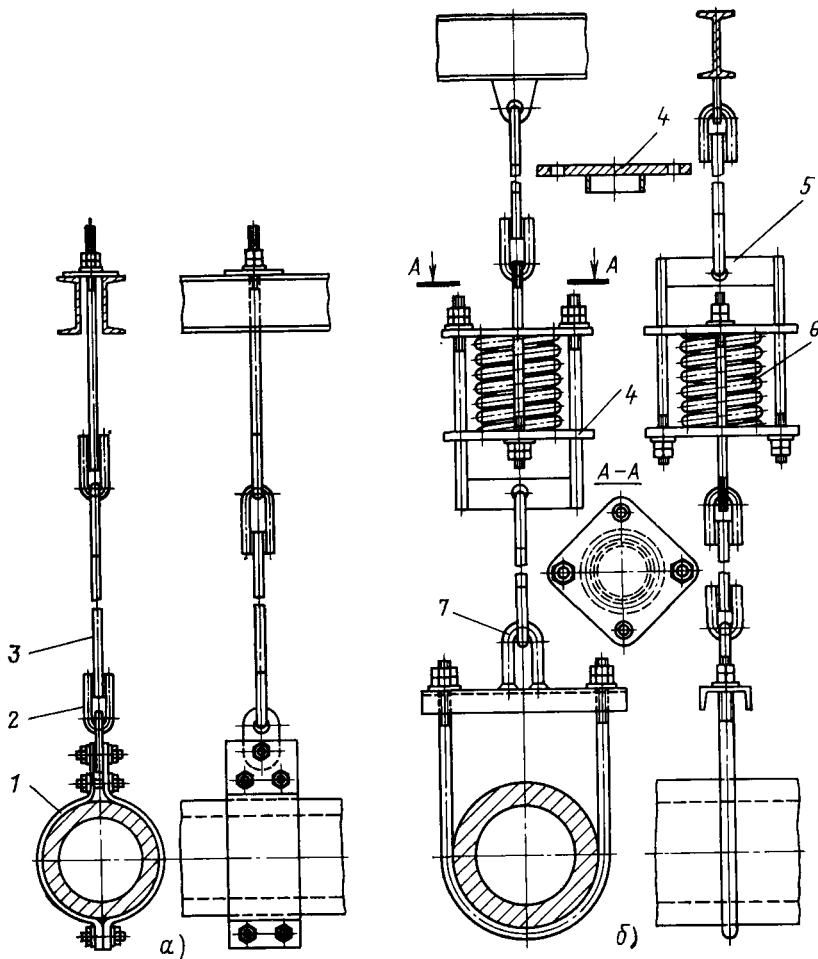


Рис. 6.2. Подвески трубопроводов:

а - жесткая подвеска; *б* - пружинная подвеска с одной цепью и с одной пружиной в цепи; 1 - хомут; 2 - проушина; 3 - тяга; 4 - направляющая тарелка; 5 - траверса; 6 - пружина; 7 - рым

выполняются роликовыми или шариковыми.

Направляющие опоры обычно устанавливаются на одном прямой горизонтальной участке с неподвижной опорой, где температурное перемещение трубопровода направлено вдоль оси трубы и где вертикальное температурное перемещение практически отсутствует.

Жесткие подвески (рис. 6.2, *а*) применяются в тех случаях, когда соответствующее сечение трубопровода имеет нулевое по расчету вертикальное температурное перемещение, но должно иметь свободу

перемещений во всех направлениях горизонтальной плоскости.

Пружинные крепления трубопроводов должны обеспечивать свободу температурных перемещений соответствующих точек трасс во всех направлениях. Крепления подразделяются на пружинные подвески (рис. 6.2, *б*) и пружинные опоры. В первом случае пружины располагаются выше оси трубопровода, во втором — ниже. Иногда по местным условиям приходится применять конструкции пружинных подвесок, где часть пружин располагают выше, а часть — ниже оси трубопровода.

Пружинные подвески должны иметь достаточно длинные тяги для обеспечения свободы горизонтальных перемещений соответствующих точек трасс

Минимальная длина тяги зависит от величины горизонтального перемещения точки крепления трубопровода, а максимальная определяется, как правило, компоновочными возможностями.

Для пружинных подвесок и опор применяют цилиндрические винтовые пружины, работающие на кручение.

Основной характеристикой пружины является ее жесткость C , Н/м:

$$C = P/\lambda = \frac{Gd^4}{8L D^3 n}, \quad (6.14)$$

где P — нагрузка, Н, λ — прогиб вдоль оси пружины, мм; E и $G = E/[2(1 + \nu)]$ — модули упругости и сдвига пружинной стали, d — диаметр прутка, мм, D — наружный диаметр пружины, мм; n — число рабочих витков, ν — коэффициент Пуассона

Пружины для опор и подвесок трубопроводов стандартизованы (ОСТ 764.04-78), различаются по допустимой нагрузке P_{\max} и подразделяются на две группы (70 и 140 мм) по максимальному прогибу λ_{\max}

Обычно пружины выбирают и регулируют таким образом, чтобы в рабочем состоянии трубопровода их деформация не превышала $0,7 \lambda_{\max}$, а нагрузка была не более $0,7 P_{\max}$. Если вертикальное температурное перемещение данной точки трассы превышает $0,7 \lambda_{\max}$, устанавливают две и более пружин в цепи. Если нагрузка на опору превышает $0,7 P_{\max}$ устанавливают две и более параллельных цепей пружин. Последовательное включение пружин в цепи понижает жесткость опоры пропорционально количеству последовательных пружин, при этом во столько же раз увеличивается допускаемое вертикальное перемещение трубопровода в точке опоры. Параллельное включение пружинных цепей повышает жесткость и грузоподъемность опоры пропорционально числу цепей. На рис 6.3 приведена пружинная подвеска с двумя цепями пружин и с тремя последовательными пружинами в каждой цепи

При температурных перемещениях паропроводных трасс, вызываемых самокомпенсацией их температурных удлинений, реакции опор и подвесок изменяются пропорционально вертикальным температурным перемещениям. Поэтому расчеты трубопроводов на весовую нагрузку должны выполняться совместно с их расчетами на самокомпенсацию с учетом податли-

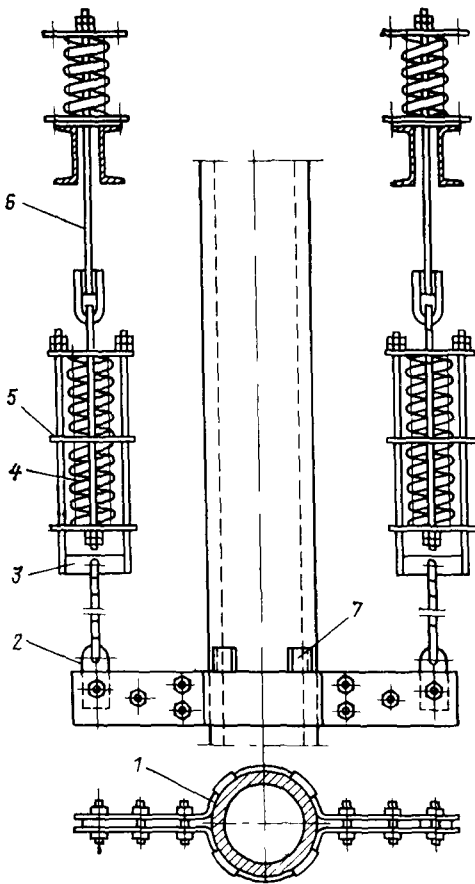


Рис 6.3 Пружинная подвеска на вертикальном участке трубопровода с двумя цепями пружин и с тремя последовательными пружинами в каждой цепи

1 — хомут, 2 — ушко, 3 — траверса, 4 — пружина, 5 — направляющая тарелка, 6 — тяга 7 — упор

ности опор и подвесок. Такие совместные расчеты сложны и могут выполняться только на ЭВМ по специальным программам.

Рассмотрим методику упрощенного безмашинного расчета неразветвленного пространственного трубопровода на весовую нагрузку, разработанную МЭИ. В этой методике использован известный из курсов сопротивления материалов метод сил. Трасса, подлежащая расчету на весовую нагрузку, обычно имеет на обоих концах А и Б жесткое закрепление и нагружена направленной вниз равномерно распределенной весовой нагрузкой q , Н/м, включающей вес металла трубопровода и его тепловой изоляции. Иногда дополнительно учитывается вес заполняющей трубопровод среды. В промежуточных точках к трубопроводу приложены сосредоточенные силы — реакции опор и подвесок, обычно направленные вверх.

В этом виде трасса представляет собой для расчета шестикратно статически неопределимую систему. Неизвестными в ней являются три составляющих реакции по направлениям координатных осей прямоугольной ортогональной системы и три составляющих реактивных момента в трех ортогональных плоскостях в одной из неподвижных концевых опор (например, в опоре Б). До начала расчета такой пространственной трассы на весовую нагрузку ее можно преобразовать и, приняв некоторые допущения, привести задачу к трехкратно статически неопределимой системе. Это преобразование расчетной трассы показано на рис. 6.4. Дуговые элементы трассы (гибы) условно заменяются жесткими прямыми углами. Наклонные относительно координатных осей участки условно заменяются парами участков, ориентированных вдоль координатных осей прямоугольной системы координат. Далее трасса проецируется на горизонтальную плоскость, чтобы избавиться от вертикальных участков. Действие вертикальных участков на трассу заменяется действием сосредоточенных сил, включающих как собственный вес вер-

тикальных участков, так и приложенные к ним реакции соответствующих опор и подвесок, имеющихся на вертикальных участках.

Возможность такого преобразования реальной пространственной трассы в расчетную плоскую оправдывается тем, что вертикальные участки не добавляют в трассу новых изгибающих и крутящих моментов от весовой нагрузки, а выполняют лишь функцию передатчиков весовых моментов от одного горизонтального участка к другому. По оценке все эти допущения вносят в данную методику расчета моментов и напряжений от весовой нагрузки погрешность не более 10° .

Дополнительное упрощение расчетов неразветвленной трассы на весовую нагрузку достигается принятием равными нулю обеих горизонтальных составляющих реакций крайних неподвижных опор. Приравниваются нулю и моменты в крайних неподвижных опорах, действующие в горизонтальной плоскости.

В результате решение задачи сводится к определению трех неизвестных: вертикальной реакции X_1 и реактивных моментов X_2 и X_3 в условно раскрепляемой неподвижной опоре Б, действующих в вертикальных плоскостях проекций.

На рис. 6.4, а изображена пространственная трасса трубопровода, подлежащая расчету на весовую нагрузку. Через 1а, 1б, 1в, 2а, 2б ... обозначены ее промежуточные опоры. В данной трассе имеется только один вертикальный участок высотой h_3 . На рис. 6.4, б изображена эквивалентная плоская трасса, у которой влияние отброшенного вертикального участка заменено его весом qh_3 , который вычитается из направленной вверх реакции S'_{36} , имевшейся на вертикальном участке опоры. Реакции остальных промежуточных опор обозначены через $S_{1а}$, $S_{1б}$, $S_{1в}$, $S_{2а}$...

На рис. 6.4, в показана окончательная расчетная плоская схема трассы для весовой нагрузки. Здесь реакция $S_{36} = S'_{36} - qh_3$. Расчетная схема состоит из чередующихся по

направлениям участков, ориентированных вдоль горизонтальных осей X и Z . Начало координат совмещено с левым концом грассы, а нумерация участков и их элементов начинается с правого условно закрепляемого конца и ведется в сторону начала координат в порядке алфавита и возрастающих номеров. Координатные

оси располагаются так, чтобы все нечетные участки были ориентированы по оси Z , а все четные — по оси X . Ось Y направлена вверх. Направления действий реакции X_1 и реактивных моментов X_2 и X_3 условно закрепляемой неподвижной опоре B , принятые в качестве положительных, указаны на рис 6 4, в.

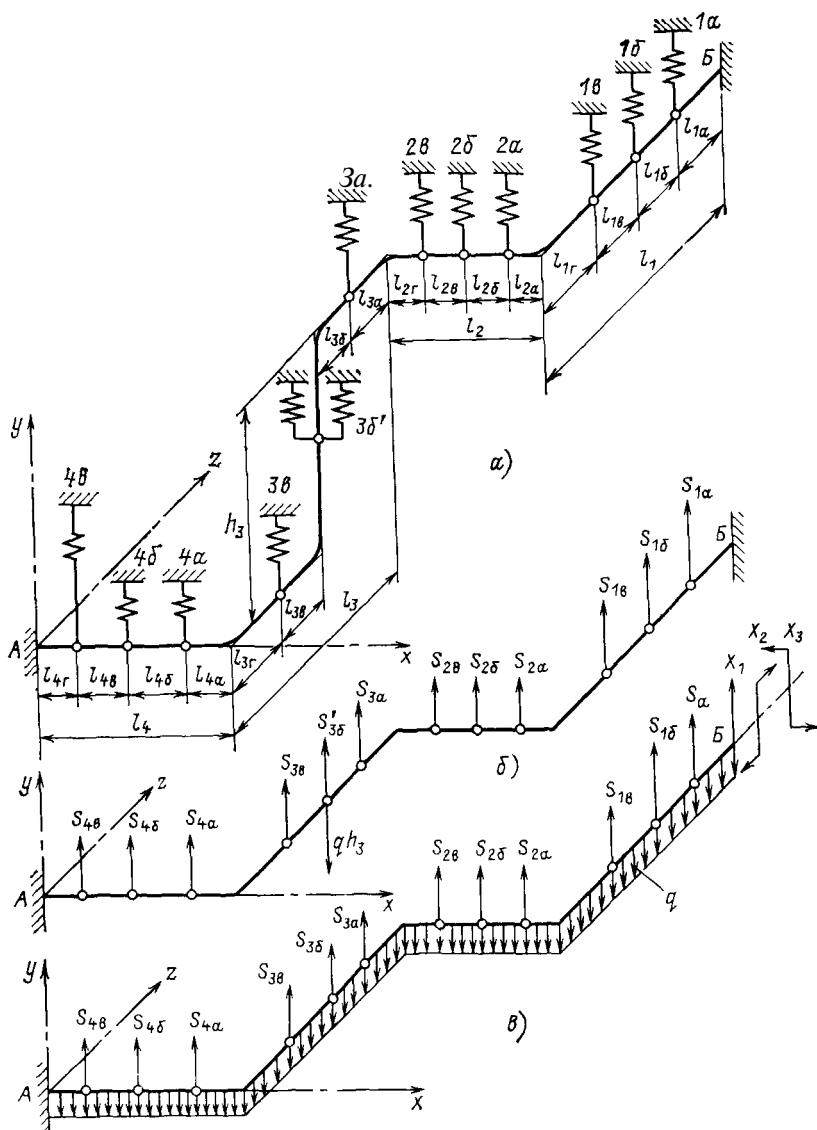


Рис 6 4 Преобразование реальной схемы пространственного неразветвленного трубопровода в расчетную схему для определения моментов от весовой нагрузки a — исходная пространственная трасса трубопровода с пружинными подвесками и с дуговыми элементами (гибами) $б$ — условная плоская схема трассы со спрямленными дуговыми элементами и с заменой вертикальных участков сосредоточенными весовыми нагрузками qh_i , $в$ — расчетная плоская схема трассы с окончательным обозначением всех реакций, $S_{3б} = S_{3б} - qh_3$, результирующая расчетная реакция в месте расположения на исходной трассе вертикального участка высотой h_3 .

Для расчета значений этих реакций служит система канонических уравнений метода сил:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \Delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \Delta_{2p} &= 0; \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \Delta_{3p} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

Физическая сущность этих уравнений представляет собой условие равенства нулю вертикального перемещения и поворота в двух ортогональных плоскостях конца трубопровода в точке расположения условно раскрепляемой опоры Б. Для их решения используется интеграл Мора в двух его вариантах:

$$\delta_{ij} = \frac{1}{EI} \sum_{m=1}^{m=n} \int_0^{l_m} \bar{M}_{i_n} \bar{M}_{j_n} dl + \frac{1}{GI_p} \sum_{m=1}^{m=n} \int_0^{l_m} \bar{M}_{i_k} \bar{M}_{j_k} dl; \quad (6.16)$$

$$\Delta_{ip} = \frac{1}{EI} \sum_{m=1}^{m=n} \int_0^{l_m} (M_{q_n} + M_{s_n}) \bar{M}_{i_n} dl + \frac{1}{GI_p} \sum_{m=1}^{m=n} \int_0^{l_m} (M_{i_{qk}} + M_{s_{rk}}) \times \bar{M}_{i_k} dl. \quad (6.17)$$

Здесь $I = y/64 (d_n^4 - d_b^4)$, $I_p = 2/$ — экваториальный и полярный моменты инерции поперечного сечения трубы; индексом «и» обозначены изгибающие, а индексом «к» — крутящие моменты; индекс q присвоен моменту от распределенной весовой нагрузки q ; индекс s — моменту от сосредоточенных реакций S_{ij} ; \bar{M} (с чертой наверху) соответствует моментам от единичных сил или моментов, приложенных в условно раскрепляемом конце Б трассы; m — текущий номер элемента трассы между соседними сосредоточенными силами; n — общее число элементов на всех участках трассы; l_m — длина текущего элемента трассы.

Под участком трассы понимается каждый ее отрезок, параллельный од-

ной из горизонтальных осей координат и ограниченный концами участков другого горизонтального направления или концами трассы. Каждый участок разбивается на элементы, границами которых являются точки приложения сосредоточенных сил. Например, расчетная схема трассы на рис. 6.4, в имеет четыре участка, а каждый участок содержит четыре элемента.

В результате интегрирования по формуле (6.16) для коэффициентов δ_{ij} получены выражения следующего вида:

$$\delta_{ij} = \pm L^n [A_{ij} + (\nu) B_{ij}]. \quad (6.18)$$

Здесь для δ_{11} $n = 3$, для δ_{22} и δ_{33} $n = 1$, а для $\delta_{12} = \delta_{21}$ и $\delta_{13} = \delta_{31}$ $n = 2$. Перед выражением для $\delta_{12} = \delta_{21}$ должен быть знак минус, а перед остальными — плюс. $\delta_{23} = \delta_{32} = 0$.

В формуле (6.18) A_{ij} и B_{ij} — некоторые безразмерные численные коэффициенты, выражающиеся через относительные длины участков, например для трассы, состоящей из четырех участков, один из них имеет вид

$$\begin{aligned} A_{11} = & \frac{\alpha_1^3}{3} + \frac{\alpha_2^3}{3} + \alpha_3 (\alpha_3^n) \left(\frac{\alpha_1}{2} + \right. \\ & \left. + \frac{\alpha_3}{3} \right)^n + \alpha_3 (\alpha_1)^n \left(\alpha_1 + \frac{\alpha_3}{2} \right)^n + \\ & + \alpha_4 (\alpha_4)^n \left(\frac{\alpha_2}{2} + \frac{\alpha_4}{3} \right)^n + \\ & + \alpha_4 (\alpha_2)^n \left(\alpha_2 + \frac{\alpha_4}{2} \right)^n, \quad (6.19) \end{aligned}$$

где $\alpha_1 = l_1/L$; $\alpha_2 = l_2/L$; $\alpha_3 = l_3/L$; $\alpha_4 = l_4/L$; l_1, l_2, l_3, l_4 — длины участков; L — общая длина проекции трассы на горизонтальную плоскость.

Для учета в расчетах расположения участков относительно направленных координатных осей вводится понятие об их ориентации с присвоением соответствующего знака. Принято считать за положительное направление ориентации такое, когда по пути обхода трассы в направлении возрастания номеров участков движение в пределах рассматриваемого участка происходит против направления соответствующей координатной

оси. Противоположное направление считается отрицательным

Например, у трассы, изображенной на рис 6 5, а, отрицательную ориентацию имеет первый участок, а на рис 6 5, б — второй участок. Для учета ориентации участков в расчетных формулах типа (6 19) выделяются плечевые члены, знак которых зависит от ориентации участка. Плечевые множители взяты в круглые скобки и имеют за скобкой верхний индекс «П». При положительной ориентации участка плечевой множитель имеет знак плюс, при отрицательной — минус. Плечевых множителей в каждом члене формулы может быть один или два. Некоторые члены могут вообще не иметь плечевых множителей. В таком случае они всегда положительные. Перемножение плечевых множителей в формулах производится по правилу знаков алгебры.

В соответствии с формулой (6 17) были найдены выражения для свободных членов $\Delta_{i,p}$ уравнений (6 15):

$$\Delta_{i,p} = \pm \Delta_{j,q} \pm \Delta_{i,s}, \quad (6.20)$$

где $i = 1, 2, 3$. В свою очередь $\Delta_{i,q} = \pm qL^m [A_{qi} + (1 + \nu)B_{qi}]$, (6.21)

а также

$$\Delta_{i,s} = \pm L^n (a_{i1a} S_{1a} + a_{i1b} S_{1b} + a_{i2b} S_{2b} + \dots), \quad (6.22)$$

где для Δ_{1q} $m = 4$, а для Δ_{2q} и Δ_{3q} $m = 3$, для Δ_{1s} $n = 3$, а для Δ_{2s} и Δ_{3s} $n = 2$. Перед выражениями для Δ_{1q} , Δ_{3q} и Δ_{2s} должен стоять знак минус, а перед Δ_{2q} , Δ_{1s} и Δ_{3s} — знак плюс. Коэффициенты в формулах (6 22) в свою очередь определяются из выражений вида

$$a_{ijk} = C_{ijk} + (1 + \nu) D_{ijk} \quad (6.23)$$

Здесь по-прежнему $i = 1, 2, 3$, j — номер участка; $k = a, б, в$ — обозначения сосредоточенных сил в пределах каждого участка. Коэффициенты A_{qi}, B_{qi}, C_{ijk} и D_{ijk} в формулах (6 21) и (6 23) выражаются через относительные длины участков $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и элементов $\alpha_{1a}, \alpha_{1b}, \alpha_{1в}, \alpha_{1г}, \alpha_{2a}, \alpha_{2б}$ по особым формулам, структурно идентичным формуле (6 19), которые здесь не приводятся.

После того как для заданной трассы с заданными длинами участков и элементов подсчитаны все коэффициенты по приведенным выше формулам, не представляет труда выполнить ос-

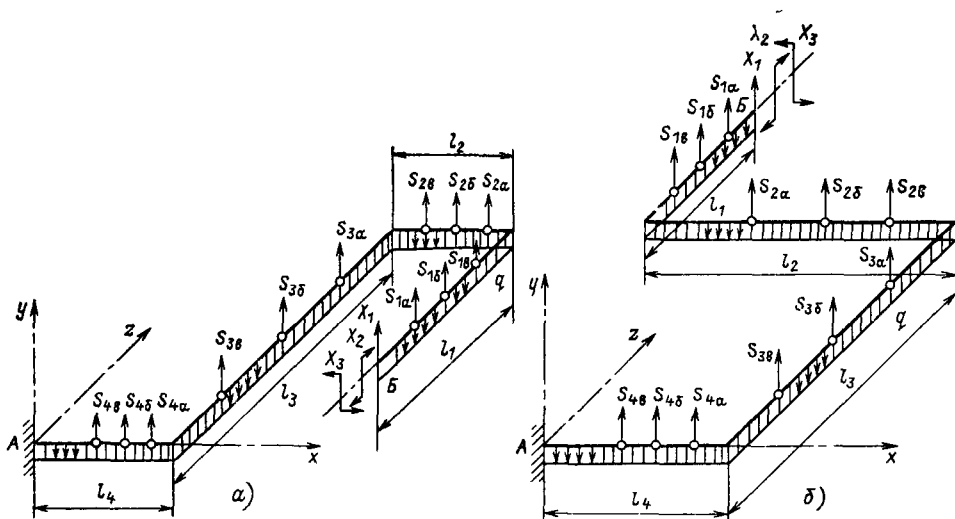


Рис 6 5 Примеры расчетных схем трубопроводных трасс для определения моментов от весовой нагрузки с отрицательной ориентацией части участков
а — трасса с отрицательно ориентированным первым участком б — трасса с отрицательно ориентированным вторым участком

тальные расчеты и с помощью уравнений (6.15) найти неизвестные X_1 , X_2 и X_3 для различных вариантов нагружения промежуточных опор. В этом появляется необходимость при выборе оптимальной регулировки их пружин.

Для предварительного выбора значений реакций промежуточных опор можно воспользоваться оценочным способом распределения нагрузки между опорами по весам примыкающих участков трубопровода:

$$S_{1a} = 0,5(\alpha_{1a} + \alpha_{1б}) qL;$$

$$S_{1б} = 0,5(\alpha_{1б} + \alpha_{1a}) qL;$$

$$S_{1в} = 0,5(\alpha_{1в} + \alpha_{1г} + \alpha_{2a}) qL \dots \quad (6.24)$$

Получающаяся при таком распределении весовой нагрузки между опорами эпюра изгибающих моментов для трассы не является оптимальной, однако она в первом приближении приемлема. Лучшие результаты дает способ определения нагрузок на опоры в рабочем состоянии трубопровода, базирующийся на уравнениях строительной механики, которые выражают условие равенства нулю вертикальных перемещений трубопровода в точках установки опор при совместном действии весовой и рабочих нагрузок на опоры. Этот способ называется *способом нулевых перемещений от весовой нагрузки*, но он для реализации требует применения ЭВМ.

Для построения эпюр изгибающих моментов от весовой нагрузки производится расчет действующих моментов по элементам каждого участка, поскольку на стыках элементов первая производная изгибающих моментов претерпевает разрыв. Расчет производится раздельно для направления каждой оси X и Z . Уравнение изгибающих моментов для произвольного элемента и участка трассы по оси Z (аналогично по оси X) может быть записано следующим образом:

$$M_{ij} = M_n - Q_n L \alpha_z - 0,5qL^2 \alpha_z^2. \quad (6.25)$$

Здесь i — номер участка; j — буквенное обозначение элемента в порядке алфавита; M_n и Q_n — изгибающий момент и поперечная сила в начальном

сечении элемента; $\alpha_z = z/L$ — текущая безразмерная координата; z — координата текущей точки элемента, отсчитываемая от начального сечения. Расчет эпюр производится последовательно от элемента к элементу, начиная от условно закрепляемого конца трассы.

После построения эпюр моментов определяется опасное сечение, и для него производится проверка прочности трубопровода по формулам (6.2) — (6.13).

На рис. 6.6 в качестве примера показаны эпюры изгибающих моментов от весовой нагрузки в паропроводе, расчетная схема которого состояла из трех участков: первый и третий ориентированы по оси Z , а второй — по оси X . Расчет выполнен как поверочный: реакции промежуточных опор были предварительно определены с помощью ЭВМ. Поверочный безмашинный расчет по описанной выше методике был выполнен для двух состояний трассы: холодного (нерабочего) и горячего (рабочего). За счет перемещений трассы при прогреве значения реакций опор изменялись, и это было учтено в расчете.

Как видно из рис. 6.6, б, в, при прогреве трассы и ее температурном перемещении в результате уменьшения реакций промежуточных опор реакции неподвижных опор на концах возрастают. Это привело к подъему средней части эпюры и к опусканию ее краев: изгибающий момент на правом конце в точке Γ меняет при этом знак. Эпюра моментов у левого края вблизи точки A в рабочем состоянии была искусственно занижена путем использования специальной опоры АТЭП.

6.4. САМОКОМПЕНСАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ УДЛИНЕНИЙ И ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Рассмотрим один из наиболее распространенных методов безмашинного расчета трубопроводов на самокомпенсацию температурных удлинений — метод упругого центра. При этом методе не учитываются весовая на-

грузки трубопровода и упругость промежуточных опор. Метод разработан лишь для неразветвленных трубопроводов. Участок между двумя неподвижными опорами можно рассматривать как статически неопределимую криволинейную балку с жесткими заделками на концах. Пространственная неразветвленная трасса при этом будет шестикратно статически неопределимой.

Сущность метода упругого центра сводится к использованию для раскрытия статической неопределимости расчетной балки (трубопроводной трассы) теоремы Кастильяно, согласно которой первая производная потенциальной энергии деформации балки по одной из обобщенных независимых внешних сил равна обобщенному перемещению, соответствующему этой силе в точке ее приложения. При

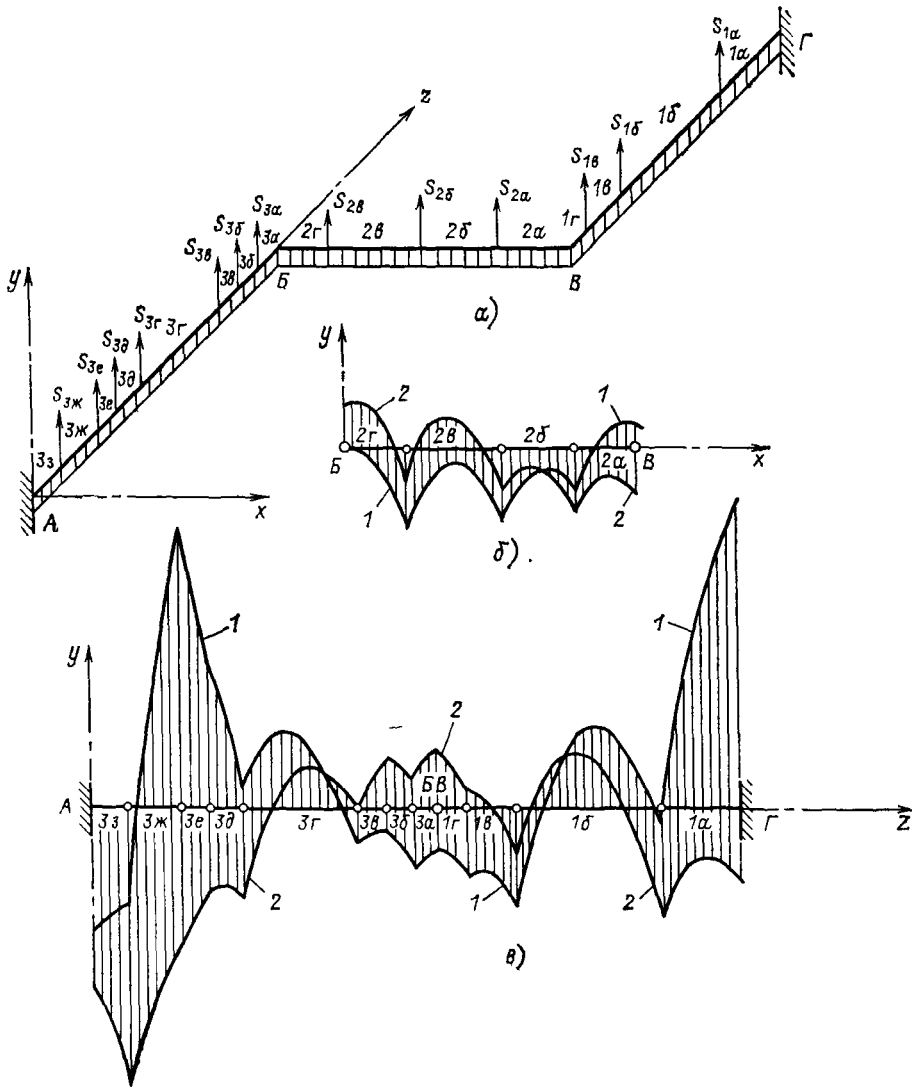


Рис 6.6 Пример эпюр изгибающих моментов от весовой нагрузки в паропроводе свежего пара блока Т 250/300-240
 а — расчетная схема трассы, б — эпюры изгибающих моментов на втором участке трассы между точками Б и В в направлении оси X, в — эпюры изгибающих моментов на участках ГВ и БА в направлении оси Z, 1а, 1б, 1в, 1г, 2а, 2б, 2в, 2г, 3а, 3б, 3в, 3г — номера элементов трассы, S_{1а}, S_{1б}, S_{1в}, S_{2а} — реакции промежуточных подвесок и опор, / — холодное состояние трассы, 2 — горячее рабочее состояние

раскрытии статической неопределенности одна из концевых неподвижных опор условно отбрасывается и ее действие заменяется приложенными на этом конце трассы силами и моментами. В случае пространственной трассы необходимо приложить на конце три составляющие силы по направлениям координатных осей и три момента в трех ортогональных плоскостях.

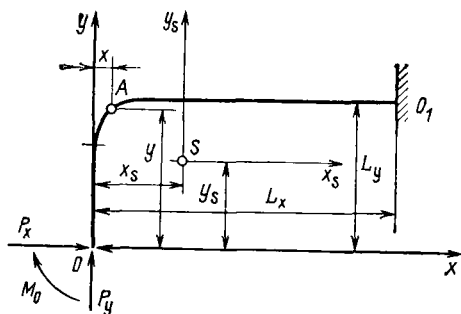


Рис. 6.7. Схема плоского неразветвленного трубопровода к расчету на самокомпенсацию:

S — упругий центр тяжести трассы; O и O_1 — места расположения неподвижных опор; L_x , L_y — расстояния между неподвижными опорами в направлениях координатных осей; XOY — исходная система координат; X_sY_s — система координат, проходящих через упругий центр тяжести трассы

При прогреве от монтажной (20°C) до рабочей температуры трубопровод удлиняется, а неподвижные опоры на концах препятствуют его свободному удлинению. В результате трубопровод деформируется и при пространственной трассе в нем возникают изгибающие и крутящие компенсационные моменты и соответствующие им напряжения.

Потенциальная энергия деформации трубопровода приближенно равна:

$$U = \int_0^L \frac{M_n^2}{2EI} dl + \int_0^L \frac{M_k^2}{2GI_p} dl, \quad (6.26)$$

где M_n и M_k — соответственно изгибающий и крутящий моменты в произвольной точке трассы; L — длина геометрической оси трубопровода между неподвижными опорами. Поскольку $M_k \ll M_n$, вторым членом формулы (6.26) можно пренебречь.

Вывод основных формул расчета на самокомпенсацию проще сделать для плоской трассы (рис. 6.7). Изгибающий момент в любом сечении A трубопровода

$$M = P_y x - P_x y + M_0. \quad (6.27)$$

Согласно теореме Кастильяно обобщенные перемещения

$$\begin{aligned} \Delta x &= \frac{\partial U}{\partial P_x} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial P_x} dh = \\ &= \frac{1}{EI} (P_x I_x - P_y I_{xy} - M_0 S_x); \quad (6.28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta y &= \frac{\partial U}{\partial P_y} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial P_y} dl = \\ &= \frac{1}{EI} (P_y I_y - P_x I_{xy} + M_0 S_x); \quad (6.29) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vartheta_0 &= \frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{1}{EI} \int_0^L M \frac{\partial M}{\partial M_0} dl = \\ &= \frac{1}{EI} (P_y S_y - P_x S_x + M_0 L). \quad (6.30) \end{aligned}$$

Здесь $I_x = \int_0^L y^2 dl$, $I_y = \int_0^L x^2 dl$ — линейные моменты инерции геометрической оси трубопровода относительно координатных осей, m^2 ; $I_{xy} = \int_0^L xy dl$ — центробежный момент

инерции; m^3 ; $S_x = \int_0^L y dl$, $S_y = \int_0^L x dl$ — статические моменты геометрической оси трубопровода относительно координатных осей.

Для неподвижной опоры $\vartheta_0 = 0$, тогда

$$M_0 = P_x \frac{S_x}{L} - P_y \frac{S_y}{L}. \quad (6.31)$$

Здесь L — длина геометрической оси трубопровода. С учетом пониженной жесткости дуговых элементов трассы берется приведенная длина $L_{пр}$. Приведенная длина дугового элемента (гиба) $l_{пр.г} = kl_{г}$, где $l_{г} = \pi R\alpha/180$ — длина дуги с углом α ; $k = (10 + 12\lambda^2)/(1 + 12\lambda^2)$ — коэффициент гибкости Кармана; $\lambda = 4SR/(d_n - S)^2$ — геометрическая характеристикагиба; d_n и S — наружный диаметр и тол-

α°	45	60	75	90	105	120
α	0,974	0,955	0,93	0,9	0,866	0,827

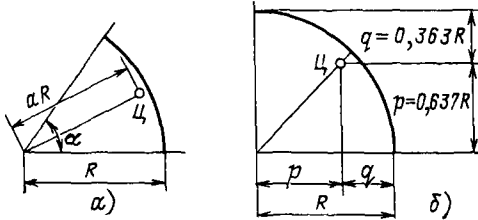


Рис. 6.8. Определение координат центра тяжести дугового элемента:

a — при произвольной дуге гiba α ; b — при дуге гiba $\alpha = 90^\circ$

щина стенки трубы, m ; R — радиус гiba, m . Формула Кармана справедлива при $\lambda > 0,3$.

Пользуясь выражением (6.31), можно исключить M_0 из уравнений (6.28) и (6.29). Получается система из двух уравнений для определения P_x и P_y . Для дальнейшего упрощения решения переносят оси координат в упругий центр тяжести (УЦТ) рассматриваемой трассы: ее статические моменты S_x и S_y относительно новых осей координат равны нулю. Координаты УЦТ определяют по формулам

$$x_s = S_y / L_{np}; \quad y_s = S_x / L_{np}.$$

В результате система уравнений приобретает вид

$$\left. \begin{aligned} P_x l_{xs} - P_y l_{xys} &= EI \Delta x; \\ P_y l_{ys} - P_x l_{xys} &= EI \Delta y. \end{aligned} \right\} (6.32)$$

Для переноса координатных осей в упругий центр тяжести используют формулы

$$\left. \begin{aligned} x_s &= x + y_s \cdot \frac{l_{ys}}{L_{np}} - x_s \cdot \frac{l_{xs}}{L_{np}}, \\ l_{xys} &= x y + x_s y_s \cdot \frac{l_{ys}}{L_{np}}. \end{aligned} \right\}$$

Входящие в формулы (6.32) расчетные линейные перемещения конца 0 участка определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= \Delta x_0 \pm \Delta x_p - \Delta x_p; \\ \Delta y &= \Delta y_0 \pm \Delta y_0 - \Delta y_p. \end{aligned} \right\} (6.33)$$

Температурные удлинения участка по направлениям координатных осей

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_t &= \alpha_t (t_p - t_m) L_{xi}; \\ \Delta y_t &= \alpha_t (t_p - t_m) L_{yi}. \end{aligned} \right\} (6.34)$$

Здесь α_t — температурный коэффициент линейного расширения материала трубопровода; t_p и t_m — рабочая и монтажная температуры трубопровода; L_x и L_y — расстояния между неподвижными опорами участка; Δx_0 и Δy_0 — заданные перемещения концов рассматриваемого расчетного участка трассы; Δx_p и Δy_p — значения предварительной растяжки трубопровода.

Наибольшую трудоемкость по этой методике расчета представляет определение моментов инерции и статических моментов трассы. Для этого трассу разбивают на прямолинейные и дуговые элементы и определяют координаты $x_{ци}$ и $y_{ци}$ центров тяжести каждого из них. Для прямолинейных элементов они расположены посередине каждого, для дуговых определяются в соответствии с рис. 6.8. Статические моменты прямолинейных элементов определяют как произведения их длины l_i на соответствующие координаты центров тяжести: $S_{xi} = y_{ци} l_i$; $S_{yi} = x_{ци} l_i$. Для дуговых элементов вместо l_i принимают приведенную длину $l_{пр.г}$ элемента. Статические моменты всей трассы определяют суммированием по элементам: $S_x = \sum S_{xi}$, $S_y = \sum S_{yi}$. Одновременно вычисляют приведенную длину трассы: $L_{пр} = \sum l_{пр.г}$.

Моменты инерции элементов получают как сумму собственного момента инерции элемента относительно осей, проходящих через его центр тяжести, I_{xi0} , I_{yi0} , I_{xyi0} , и дополнительного члена, учитывающего перенос осей в начало координат трассы:

$$\left. \begin{aligned} I_{xi} &= I_{xi0} + l_{пр.г}^2 y_{ци}^2; \\ I_{yi} &= I_{yi0} + l_{пр.г}^2 x_{ци}^2; \\ I_{xyi} &= I_{xyi0} + l_{пр.г} x_{ци} y_{ци}. \end{aligned} \right\} (6.35)$$

Собственные моменты инерции прямых и дуговых элементов здесь определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} I_{xi0} &= l_{пр.г}^2 l_{yi}^2 / 12m; \\ I_{yi0} &= l_{пр.г}^2 l_{xi}^2 / 12m; \\ I_{xyi} &= l_{пр.г}^2 l_{xi} l_{yi} / 12n. \end{aligned} \right\} (6.36)$$

Здесь l_{xi} и l_{yi} — длины проекций элемента на оси X и Y соответственно.

Знаки у собственных линейных моментов инерции элементов $I_{x_{i0}}$ и $I_{y_{i0}}$ всегда положительны. Знак у центробежного момента инерции $I_{xy_{i0}}$ зависит от положения прямолинейного элемента и хорды дугового элемента относительно положительных направлений координатных осей (рис. 6.9): если луч, проведенный через начало координат параллельно прямому отрезку или хорде дуги, проходит в первом и третьем квадрантах, то знак момента инерции положительный, если во втором и четвертом — отрицательный.

Для прямолинейных элементов $m = n = 1$, для дуговых m и n принимают в зависимости от угла дуги α :

α	30°	45°	60°	75°	90°	105°
m	1	0,98	0,96	0,93	0,88	0,83
n	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

Решая совместно уравнения (6.32), можно определить реакции P_x и P_y . Если эти реакции перенести в упругий центр трассы S , как показано на рис. 6.10, то изгибающий момент в любой точке, например B , трассы может быть определен как произведение равнодействующей $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ на длину перпендикуляра M_B , опущенного на ее направление mn из рассматриваемой точки B . Таким образом, отрезок M_i (длина опущенного перпендикуляра) в определенном масштабе представляет значение изгибающего момента в произвольной точке трассы (на рис. 6.10 штриховкой показана эпюра изгибающих моментов). Знак момента по длине трассы изменяется. В точках пересечения геометрической оси трассы с линией mn изгибающие моменты равны нулю.

При расчетах на самокомпенсацию пространственных трасс вводится понятие статических моментов S и моментов инерции / относительно плоскостей проекций. По аналогии с формулой (6.35) моменты инерции элементов относительно координатных плоскостей определяют суммированием собственных моментов инерции относительно плоскостей, проходящих

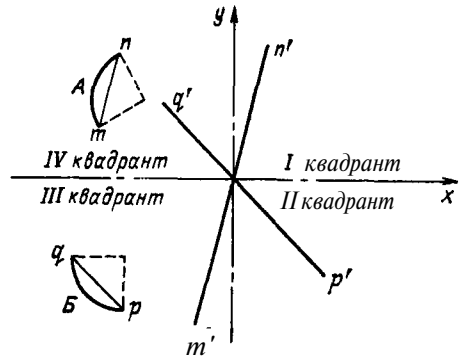


Рис. 6.9. К определению знака у центробежного момента инерции дугового или наклонного прямолинейного элемента: mn и $m'n'$, pq и $p'q'$ — взаимно параллельные линии; центробежный момент инерции дуги A положителен, а дуги B отрицателен

через их центры тяжести, например $I_{x_{i0}}$, и дополнительных членов, учитывающих перенос осей в начало координат трассы, например $I_{npri} x_{ci}^2$:

$$\begin{aligned}
 & \overline{I_{x_{i0}}} + I_{npri} x_{ci}^2 \\
 & = \overline{I_{x_{yi0}}} + I_{npri} x_{ci} y_{ci}; \\
 & \overline{I_{y_{i0}}} = \overline{I_{y_{i0}}} + I_{npri} y_{ci}^2; \quad \overline{I_{zyi}} = \\
 & = \overline{I_{zyi0}} + I_{npri} y_{ci} z_{ci}; \\
 & \overline{I_{zi}} = \overline{I_{zi0}} + I_{npri} z_{ci}^2; \quad \overline{I_{zxi}} = \\
 & = \overline{I_{zxi0}} + I_{npri} z_{ci} x_{ci}.
 \end{aligned} \quad (6.37)$$

Здесь моменты инерции относительно плоскостей проекций обозначены индексами с чертой наверху. Например, через \overline{x} обозначена плоскость, перпендикулярная оси X . Центробежные моменты инерции относительно двух плоскостей обозначены двойными индексами с чертой, например \overline{xu} . Соб-

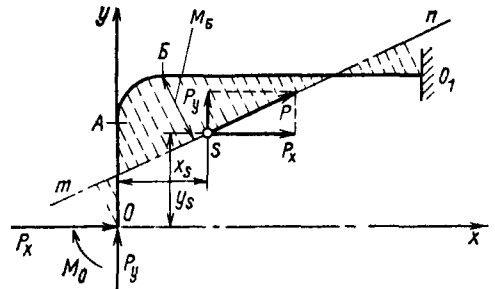


Рис. 6.10. Эпюра изгибающих компенсационных моментов в паропроводной трассе, изображенной на рис. 6.7

ственные моменты инерции прямых и дуговых элементов определяются аналогично (6.36) по формулам

$$\left. \begin{aligned} I_{\bar{x}i0} &= l_{np} l_{xi}^2 / 12m; \quad I_{\bar{y}i0} = \\ &= \pm l_{np} l_{xi} l_{yi} / 12n; \\ I_{\bar{y}i0} &= l_{np} l_{yi}^2 / 12m; \\ I_{\bar{y}zi0} &= \pm l_{npi} l_{yi} l_{zi} / 12n; \\ I_{\bar{z}i0} &= l_{np} l_{zi}^2 / 12m; \\ I_{\bar{z}xi0} &= \pm l_{npi} l_{zi} l_{xi} / 12n. \end{aligned} \right\} (6.38)$$

При расчетах пространственных трасс для учета повышенной гибкости дуговых элементов при работе на изгиб в двух плоскостях в расчет вводится коэффициент $k_1 = 1/3 + 2/3k$, где k — коэффициент Кармана. В этом случае $l_{np,r} = l_{k_1}$.

Знаки у собственных центробежных моментов инерции элементов выбирают по тому же правилу, что и для плоских трасс. Основные расчеты выполняются в табличной форме. Поправки к моментам инерции на перенос координатных осей в центр упругости трассы подсчитываются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \Delta I_{\bar{x}} &= -x_s S_{\bar{x}}; \quad \Delta I_{\bar{y}} = -y_s S_{\bar{y}}; \\ \Delta I_{\bar{z}} &= -z_s S_{\bar{z}}; \\ \Delta I_{\bar{xy}} &= -y_s S_{\bar{x}}; \quad \Delta I_{\bar{yz}} = -z_s S_{\bar{y}}; \\ \Delta I_{\bar{zx}} &= -x_s S_{\bar{z}}. \end{aligned} \right\} (6.39)$$

Значения центральных моментов инерции трассы относительно координатных осей, проходящих через центр упругости системы, определяют суммированием по принципу

$$\left. \begin{aligned} I_{\bar{x}s} &= I_{\bar{x}} + \Delta I_{\bar{x}}; \\ I_{\bar{xy}s} &= I_{\bar{xy}} + \Delta I_{\bar{xy}}; \\ &\dots \end{aligned} \right\} (6.40)$$

После этого суммированием моментов инерции относительно плоскостей находят моменты инерции относительно осей:

$$\left. \begin{aligned} I_{xs} &= I_{ys} + I_{zs}; \\ I_{ys} &= I_{zs} + I_{xs}; \\ I_{zs} &= I_{xs} + I_{ys}. \end{aligned} \right\} (6.41)$$

В итоге всех этих предварительных расчетов составляется и решается система уравнений деформаций:

$$\left. \begin{aligned} I_{xs} P_x - I_{xys} P_y - I_{zxs} P_z &= \\ &= \Delta x EI \cdot 10^{-6}; \\ -I_{xys} P_x + I_{ys} P_y - I_{yzs} P_z &= \\ &= \Delta y EI \cdot 10^{-6}; \\ -I_{zxs} P_x - I_{yzs} P_y + I_{zs} P_z &= \\ &= \Delta z EI \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \right\} (6.42)$$

Если в результате расчета выявится недостаточная компенсирующая способность трубопровода [не выполняется условие (6.13)], применяют компенсаторы температурных расширений. Гнутые П-образные компенсаторы из труб разрешается применять для любых давлений и температур среды, но они требуют много места для размещения. Для лучшего отвода дренажа их располагают горизонтально. Для паропроводов на давление ниже 0,7 МПа допускается применение более компактных линзовых компенсаторов.

Для выбора пружинных подвесок и опор трубопроводов необходимо знать значения температурных перемещений промежуточных точек трубопроводов при прогреве и при остывании. Точный расчет температурных перемещений трубопроводов производится на ЭВМ по специальным программам с учетом большого количества различных факторов: самокомпенсации температурных удлинений трубопровода, действия весовой нагрузки, податливости опор, наличия в трубопроводе температурной неравномерности в окружном направлении и др. Для быстрой приближенной оценки перемещений трубопроводов применяются упрощенные методы расчета.

Здесь приводится простейший метод расчета, именуемый методом «куба плеч». По этому методу гибы заменяются прямыми углами и трасса разбивается на систему прямолинейных элементов, ориентированных по направлениям координатных осей и

жестко соединенных между собой. Каждый элемент рассматривается как прямая консоль с заделанными концами. Для такого элемента, представляющего собой балку с заделанными концами (рис. 6.11), перемещение конца *B* при отсутствии поворота может быть подсчитано по формуле $f = Pl^3/(12EI)$. Рассматривая неразветвленную пространственную трассу с неподвижными опорами на концах при ее нагреве от монтажной t_m до рабочей t_p температуры, будем полагать, что тепловые расширения трассы в заданном направлении поглощаются только элементами, перпендикулярными этому направлению, за счет их изгиба. Предполагается, что изгиб этих элементов происходит без поворота их концов. Собственный вес трубопровода по этому методу расчета не учитывается. За счет температурного удлинения элементов в направлении каждой координатной оси при нагреве трассы возникает усилие, передающееся от элемента к элементу. Это усилие P можно для всех элементов трассы считать одинаковым, и тогда при одинаковых поперечных сечениях элементов ($E = \text{const}$) для перемещений в направлении оси i можно получить соотношение

$$\frac{P_i}{12EI} = \frac{l_{im}}{l_{jm}^3} = \frac{l_{in}}{l_{kn}^3} = \text{const}, \quad (6.43)$$

где i, j, k — условные обозначения координатных осей; m, n — условные номера элементов, ориентированных, по направлениям осей i и k соответственно. Аналогичные соотношения получаются для перемещений в направлениях остальных координатных осей. Отсюда следует, что прогибы элементов, расположенных перпендикулярно рассматриваемому направлению, пропорциональны кубам их длин.

Рассмотрим трубопровод со спрямленными элементами (рис. 6.12). Пронумеруем элементы и при обозначении их длин введем дополнительный индекс осевой ориентации (например, l_{y1}, l_{x2}, l_{z3} и т. д.). Метод куба плеч позволяет оценить перемещения только граничных точек сопряже-

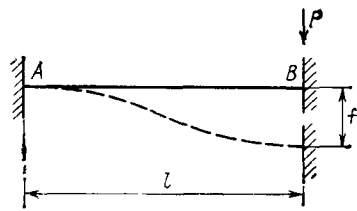


Рис. 6.11. Деформация элемента трубопроводной трассы в предположении перемещения конца *B* при отсутствии его поворота:

f — прогиб; l — длина элемента; P — поперечное усилие

ния элементов, обозначенных на рис. 6.12 буквами *A, B, B* и т. д. Перемещение промежуточных точек элементов приходится оценивать линейной интерполяцией. Ниже будут даны формулы для расчета перемещений только в направлении оси x . Расчет перемещений по другим координатным направлениям производится аналогичным путем.

Вначале подсчитывается температурное удлинение трассы вдоль оси x :

$$\Delta x = \alpha_l (t_p - t_m)(l_{x2} - l_{x5} + l_{x8}). \quad (6.44)$$

Затем определяется коэффициент деформирования в направлении оси X элементов, ориентированных перпен-

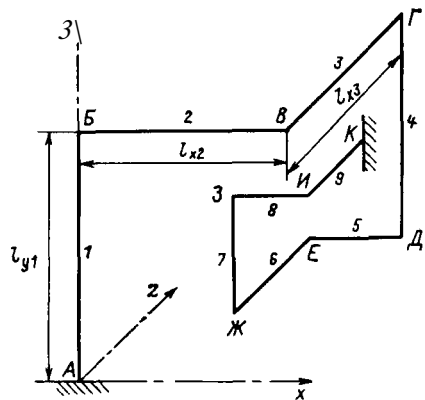


Рис. 6.12. Схема пространственного неразветвленного трубопровода к расчету перемещений угловых точек упрощенным методом куба плеч:

1—9 — номера элементов трассы; *A* и *K* — неподвижные опоры на концах; *B, B, G, ... I* — границы элементов; l_{y1}, l_{x2}, l_{z3} — длины элементов

дикулярно оси X:

$$K_x = \frac{\Delta x}{l_{y1}^3 + l_{z3}^3 + l_{y4}^3 + l_{z6}^3 + l_{y7}^3 + l_{z9}^3}. \quad (6.45)$$

После этого подсчитываются перемещения точек трассы в направлении оси x:

$$\left. \begin{aligned} \delta x_A &= 0; \delta x_B = \delta x_A - K_x l_{y1}^3; \\ \delta x_B &= \delta x_B + \alpha_t (t_p - t_m) l_{x2}; \\ \delta x_\Gamma &= \delta x_B - K_x l_{z3}^3; \\ \delta x_D &= \delta x_\Gamma - K_x l_{y4}^3; \\ \delta x_E &= \delta x_D - \alpha_t (t_p - t_m) l_{x3}; \\ \delta x_{Ж} &= \delta x_E - K_x l_{z6}^3; \\ \delta x_З &= \delta x_{Ж} - K_x l_{y7}^3; \\ \delta x_{И} &= \delta x_З + \alpha_t (t_p - t_m) l_{x8}. \end{aligned} \right\} \quad (6.46)$$

В качестве проверки правильности расчета определяется перемещение конечной неподвижно закрепленной точки K трассы, которое должно быть равно 0:

$$\delta x_K = \delta x_{И} - K_x l_{z9}^3 = 0. \quad (6.47)$$

Знание расчетных температурных перемещений трассы служит в качестве ориентировки при контроле отсутствия заземления трасс. Для этой цели на трубопроводах устанавливаются специальные реперы — указатели температурных перемещений трассы, показания которых сопоставляются с расчетными величинами перемещений.

6.5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ТРУБОПРОВОДОВ

Внутренний диаметр, м, трубопровода определяется по принятой скорости движения среды, исходя из максимального возможного в эксплуатации ее расхода:

$$d_B = \sqrt{4D / (\pi w \rho)}, \quad (6.48)$$

где D — расход среды, кг/с; w — скорость движения среды, м/с; ρ — плотность, кг/м³.

Скорость перегретого пара принимается в зависимости от его параметров в пределах 30—70 м/с, насыщенного 20—40 м/с, в паропроводах

к РОУ, БРОУ, предохранительным клапанам 80—100 м/с. Скорость воды в нагнетательных трубопроводах принимается 2,5—6 м/с, во всасывающих 0,5—1,5 м/с. Повышение скорости среды приводит к уменьшению необходимого диаметра и числа параллельных ниток трубопроводов, т. е. капиталовложений. Одновременно увеличиваются гидравлические потери в трубопроводе, что отражается на снижении тепловой экономичности установки и приводит к увеличению расхода топлива, т. е. эксплуатационных расходов. Чрезмерное повышение скорости среды может вызвать быстрый износ уплотнительных поверхностей арматуры и вибрацию трубопровода.

При небольших перепадах давления, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы не превышает 1,2, потери давления в трубопроводе определяются по формуле

$$\Delta p = \Sigma (\lambda l / d_B + \Sigma \zeta_M) \frac{\omega^2 \rho_{ср}}{2}, \quad (6.49)$$

где $\rho_{ср}$ — средняя плотность среды, кг/м³; l — длина трубопровода, м; λ — коэффициент трения прямых участков; ζ_M — коэффициент местных сопротивлений. Для вентилях при полном открытии $\zeta_M = 3 \div 5$, для задвижек 0,4—0,7, для обратных клапанов типа «захлопка» 1,5—3, для гибов ζ_M зависит от радиусагиба и угла поворота и составляет 0,06—0,1, для тройников в зависимости от направления потока $\zeta_M = 0,14 \div 0,6$.

Коэффициент трения прямых участков λ зависит от относительной шероховатости внутренней поверхности труб и от характера движения потока среды в трубе, определяемого числом Рейнольдса $Re = \omega d_B / \nu$. При $Re > 2300$ поток является турбулентным и коэффициент трения можно определить по формуле

$$\lambda = |1,14 + 2 \lg (d_B / III)|^{-2}, \quad (6.50)$$

где III — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стенки трубы, которую для стальных бесшовных труб можно принять равной

0,18—0,22 мм (большие значения при сварке с подкладными кольцами).

При скорости среды больше 130—150 м/с и при больших перепадах давления в трубопроводах, когда отношение удельных объемов среды в конце и в начале трассы превышает 1,2, применяются специальные методы расчета.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности труда обслуживающего персонала все трубопроводы, имеющие температуру среды выше 45 °С (расположенные внутри помещений) и выше 60 °С (расположенные вне помещений), должны защищаться тепловой изоляцией. Потери теплоты через изоляцию на 1 м длины трубопровода, Вт/м, могут быть определены по формуле

$$q = \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{2,3}{\alpha \dots} \lg \frac{d_{из}}{d_n} + \frac{1}{\alpha_2 d_{из}}}, \quad (6.51)$$

где t_1 —температура протекающей среды, °С; t_2 — температура окружающего воздуха, принимаемая для помещений равной 25—30 °С; α_2 — коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху, Вт/(м²·°С); d_n и $d_{из}$ — наружные диаметры трубы и поверхности теплоизоляции, м; $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·°С).

К числу наиболее употребительных теплоизоляционных материалов для трубопроводов относятся минераловатные прошивные в проволочной обертке маты с объемной массой 100—200 кг/м³, имеющие $\lambda_{из} = 0,046$ — 0,058 Вт/(м·°С) и применяющиеся до температуры 600 °С, соелитовые изделия с объемной массой 350—400 кг/м³ и $\lambda_{из} = 0,089$ ÷ 0,093 Вт/(м·°С), с предельной рабочей температурой 500 °С, асбомагнезиальный шнур, для которого $\lambda_{из} = 0,11$ Вт/(м·°С) и предельная температура 400 °С.

В формуле (6.51) не учитываются тепловые сопротивления стенки трубы и пограничного слоя между средой и стенкой, имеющие малые значения. Потери теплоты через изоля-

цию на 1 м трубы, Вт/м, связаны уравнением теплоотдачи с температурой наружной поверхности изоляции $t_{из3}$, которая не должна превышать 50 °С:

$$q = (t_{из3} - t_c) \pi d_{из} \alpha_2. \quad (6.52)$$

Совместное решение уравнений (6.51) и (6.52) позволяет определить необходимую толщину слоя теплоизоляции. Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности изоляции к окружающему воздуху при свободном турбулентном его движении можно рекомендовать формулу

$$Nu_B = A (Gr_B Pr_B)^n (Pr_B / Pr_c)^{1,4}, \quad (6.53)$$

где $Nu_B = \alpha_2 l / \lambda_B$ — критерий Нуссельта; $Gr_B = g \beta_B t_{из3}^2 / \nu_B^2$ — критерий Грасгофа; $Pr_B = \nu_B / a$ — критерий Прандтля; λ_B — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·°С); β_B — температурный коэффициент объемного расширения воздуха, °С⁻¹; $g = 9,81$ м/с²; ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; a — коэффициент температуропроводности, м²/с. Индекс «B» обозначает воздух за пределами движущегося слоя, индекс «c» — наружную поверхность слоя изоляции.

Развитое турбулентное движение наступает при числах $Gr_B \cdot Pr_B \geq 6 \times 10^{10}$. В качестве определяющего размера l , м, для вертикальных участков трубопроводов принимается высота участка, для горизонтальных — наружный диаметр изоляции. Для вертикальных участков $A = 0,15$; $n = 1/3$; для горизонтальных $A = 0,5$; $n = 1/4$.

Для уменьшения теплопотерь излучением теплоизоляцию трубопроводов закрывают снаружи листовым алюминием.

6.6. ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА

Энергетическая трубопроводная арматура по назначению подразделяется на *запорную, регуливающую, предохранительную и контрольную*.

По схеме управления запорная арматура может иметь ручной и электрический привод, может управляться по месту или дистанционно. Регули-

рующая арматура может иметь ручной, электрический, пневматический или гидравлический приводы, может управляться вручную, дистанционно и автоматически с помощью сервопривода, получающего импульсы от регулятора в зависимости от отклонения регулируемого параметра от нормы. Предохранительная арматура действует, как правило, автоматически с использованием механического, электрического, электромагнитного, парового или гидравлического принципа.

Трубопроводная арматура выбирается по условному давлению p_y и по диаметру условного прохода D_y . По конструктивному оформлению различают арматуру с фланцевыми крышками и бесфланцевую с самоуплотняющимся соединением корпуса и крышки. Чугунную арматуру с литыми корпусами разрешается применять на давление не более 1,3 МПа и температуру не выше 300 °С. На более высокие параметры применяется арматура с корпусами и крышками из углеродистой или легированной теплоустойчивой стали (в зависимости от параметров среды), литыми или кованными.

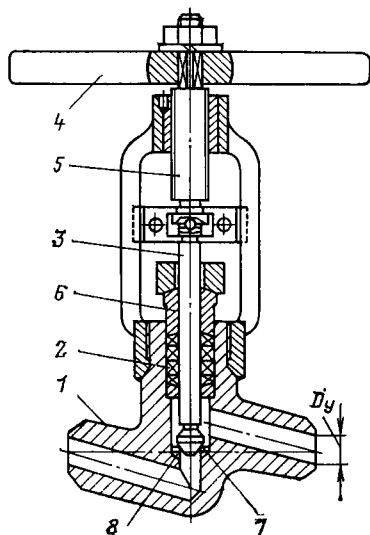


Рис. 6.13. Запорный клапан ЧЗЭМ с рукояткой, $D_y=10$ и 20 мм на рабочие параметры воды до 38 МПа и 280 °С и пара до 25,5 МПа и 565 °С:

1 — корпус; 2 — сальниковая набивка; 3 — шток; 4 — рукоятка; 5 — шпindelь; 6 — сальниковая буска; 7 — золотник; 8 — седло

Арматура на низкие и средние параметры среды присоединяется к трубопроводам и к оборудованию при помощи фланцев, на высокие и сверхкритические параметры — преимущественно сваркой. В последнем случае фланцевые соединения иногда сохраняются в местах соединения арматуры с оборудованием, например для соединения корпуса обратного клапана с нагнетательным патрубком питательного насоса.

В качестве материала для наплавки уплотнительных поверхностей арматуры применяются твердые сплавы аустенитного класса, обладающие достаточной твердостью, высокой стойкостью против эрозии, коррозии, задиранья.

Запорная арматура служит для включения и отключения потока среды и представлена клапанами и задвижками.

Клапаны запорные выпускаются на D_y не более 150 мм, поскольку с увеличением проходного сечения у них прогрессивно увеличивается усилие на шпindelь. Клапаны запорные применяются в основном на вспомогательных паровых и водяных магистралях, где требуется большая плотность отключения. Во время работы они должны быть полностью открыты или полностью закрыты.

На рис. 6.13 изображен запорный клапан с ручным приводом с помощью рукоятки. Такие клапаны при высоком и сверхкритическом давлении выпускаются для условных проходов 10 и 20 мм. Они используются на дренажных и продувочных линиях, в качестве воздушников, на импульсных линиях.

Запорные клапаны $D_y 20—65$ мм могут иметь ручное местное управление от маховика, насаженного на шпindelь, или дистанционное — ручное или от колонкового электропривода, соединяемого с клапаном через шарнирные муфты.

На рис. 6.14 представлен запорный клапан со встроенным электроприводом. Для ручного управления здесь имеется маховик на валике электропривода. Запорные клапаны могут

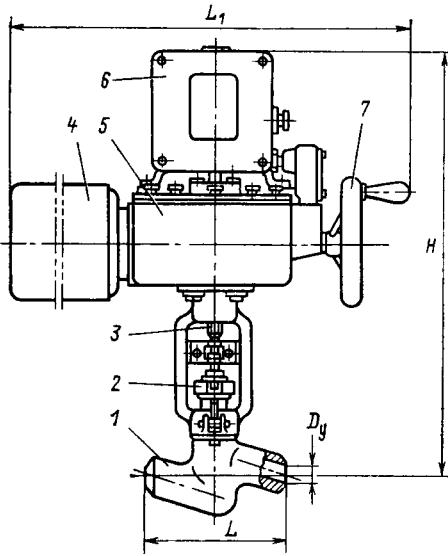


Рис. 6.14. Запорный вентиль ЧЗЭМ со встроенным электроприводом, D_y 20—65 мм на рабочие параметры воды до 38 МПа и 280 °С и пара до 25,5 МПа и 565 °С:

1 — корпус; 2 — сальниковая бужка; 3 — шток; 4 — электродвигатель привода; 5 — редуктор; 6 — коробка концевых ограничителей; 7 — маховик ручного управления. Обозначенные на рисунке размеры приведены в каталогах арматуры

устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов с направлением потока среды с любой стороны, при любом положении шпинделя. Исключение составляют лишь клапаны со встроенным электроприводом, которые могут устанавливаться только на горизонтальных трубопроводах в положении шпинделем вверх.

Запорный орган клапана состоит из золотника, штока и наплавленного на корпус седла. Уплотнительные поверхности золотника и седла имеют коническую форму. В качестве материала для сальникового уплотнения штока применяют асбестовую набивку для водяных клапанов и асбографитовые кольца для паровых.

Запорные задвижки выпускаются на условные проходы от 100 до 600 мм. Гидравлическое сопротивление задвижек меньше, чем гидравлическое сопротивление клапанов, они менее удобны при ремонте и не обеспечивают столь высокую герметичность.

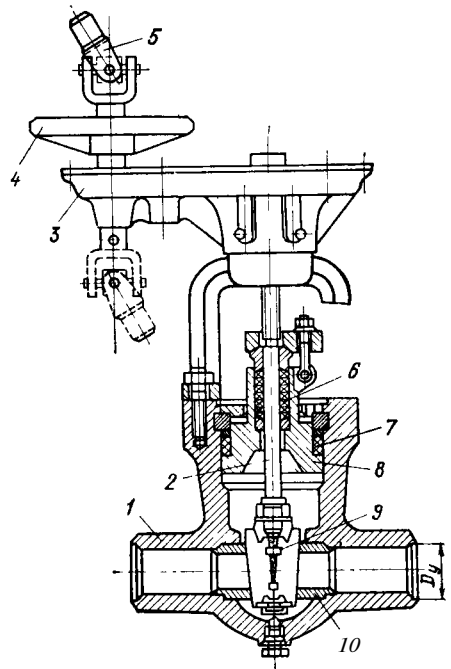


Рис. 6.15. Задвижка запорная ЧЗЭМ, D_y 100—300 мм с приводной головкой и цилиндрической зубчатой передачей на параметры воды до 38 МПа и 280 °С и пара до 25,5 МПа и 565 °С при бесфланцевом соединении корпуса с крышкой:

1 — корпус; 2 — шток; 3 — цилиндрическая зубчатая передача; 4 — штурвал; 5 — шарнирная муфта к дистанционному приводу; 6 — сальниковая набивка штока; 7 — набивка уплотнения крышки; 8 — бесфланцевая крышка; 9 — клиновидный затвор с тарелками; 10 — седло

Запорный орган задвижки выполняется в виде клиновидного затвора обычно с двумя самоустанавливающимися дисками (тарелками) и двух седел, вваренных в тело корпуса. Тарелки закрепляются в обойме при помощи двух тарелкодержателей.

Задвижки могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов с направлением потока среды с любой стороны и при любом положении шпинделя (рис. 6.15). Исключением являются лишь задвижки со встроенным электроприводом (рис. 6.16), устанавливаемые только на горизонтальных участках трубопроводов в положении шпинделем вверх.

В задвижках всех типов предусмотрено местное ручное управление при помощи маховика, насаженного на

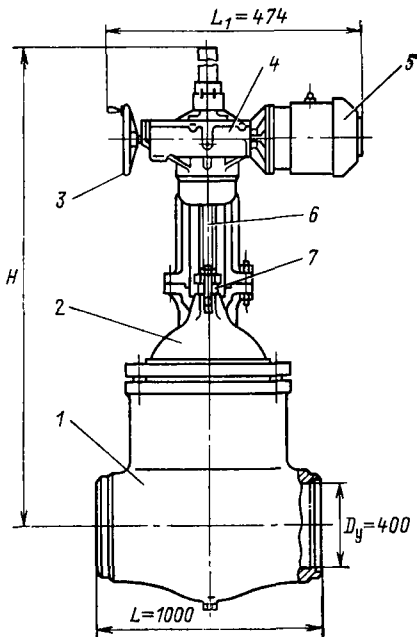


Рис. 6.16. Задвижка запорная со встроенным электроприводом, D_y 400 мм на рабочие параметры пара 4,1 МПа и 570 °С:

1 — корпус; 2 — крышка фланцевая; 3 — маховик ручного привода; 4 — редуктор; 5 — электродвигатель; 6 — шток; 7 — бокса сальникового уплотнения штока

втулку шпинделя или на валик приводной головки, либо маховичка у редуктора встроенного электропривода. При встроенном электроприводе ручное дистанционное управление невозможно. В других типах задвижек возможны как ручное дистанционное управление, так и электропривод (колонковый), соединяемые при помощи шарнирных муфт со втулкой шпинделя или с валиком приводной головки. Приводная головка может иметь цилиндрическую или коническую зубчатые передачи. Последняя удобна при установке задвижки на вертикальном участке трубопровода.

Большинство задвижек имеет байонетное соединение тарелок с обоймой. Тарелки фиксируются в определенном положении относительно обоймы при помощи двух подпружиненных штифтов. Для компенсации неточностей изготовления деталей затвора и установки седел в корпусе между распорным кольцом и одной из тарелок

устанавливается компенсирующая прокладка. Кроме того, для регулирования линейных размеров затвора допускается установка дополнительной регулирующей прокладки. Первоначальное прижатие тарелок к седлам (уплотнение затвора) производится с помощью распорного кольца, установленного между тарелками и выполненного в форме клина, а окончательное уплотнение — за счет перепада давления рабочей среды.

В некоторых типах задвижек тарелки распираются специальным грибом, имеющим с одной стороны сферическую, а с другой плоскую поверхность. Такой грибок обеспечивает возможность регулировки положения тарелок относительно седел за счет установки прокладки под плоский торец грибка.

Соединение корпуса с крышкой у большинства задвижек на высокие параметры самоуплотняющееся бесфланцевое с сальниковой набивкой. Для уплотнения бесфланцевого соединения корпуса с крышкой применяют шнуровую асбестовую набивку с прослойками из тигельного чешуйчатого графита между смежными кольцами. В некоторых типоразмерах задвижек на высокие и средние параметры корпус и крышка соединяются на фланцах с гребенчатой прокладкой из малоуглеродистой стали.

При эксплуатации возможны случаи, когда задвижки с бесфланцевым соединением корпуса с крышкой закрываются, если они заполнены водой (конденсатом), и в таком положении могут подвергаться нагреву. В подобных случаях во избежание повышения давления во внутренней полости корпуса до недопустимого значения задвижки должны быть оснащены разгрузочным устройством в виде трубки, соединяющей внутреннюю полость корпуса задвижки с трубопроводом со стороны подвода среды, или в виде отверстия в тарелке.

Регулирующая арматура предназначена для изменения и поддержания в трубопроводе, резервуаре или системе параметров среды и ее расхода и включает в себя регу-

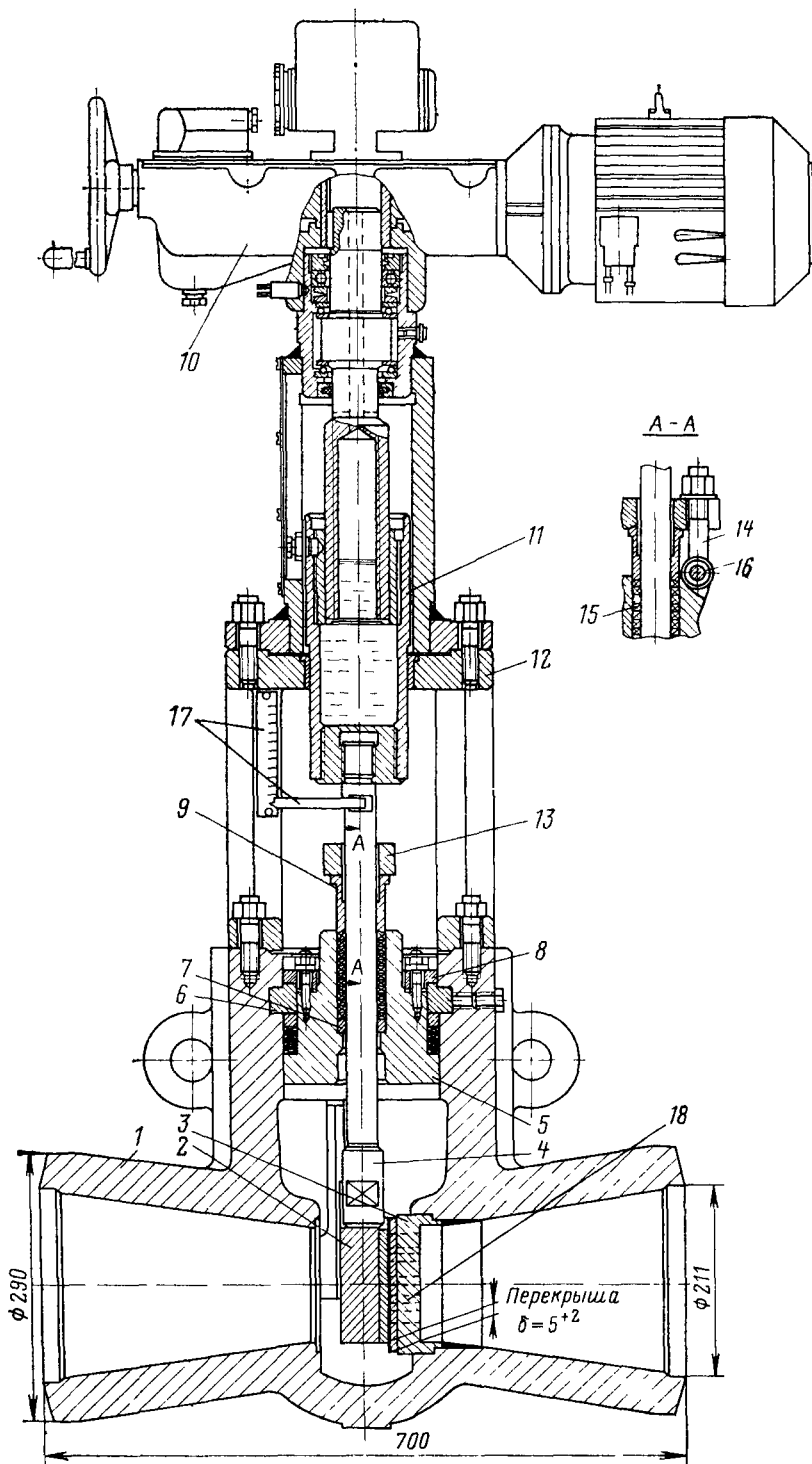


Рис. 6.17. Регулирующий питательный клапан $D_y 250$ мм $p_{раб} = 38$ МПа, $t_{раб} = 280$ °С.
 1 — корпус; 2 — шибер; 3 — седло; 4 — шток; 5 — крышка бесфланцевая, 6 — кольцо разъемное;
 7 — кольцо сальника; 8 — диск опорный; 9 — сальниковая бужа; 10 — электропривод; 11 — меха-
 низм прямоходный; 12 — бугель; 13 — планка нажимная; 14 — болт откидной; 15 — набивка; 16 —
 ось; 17 — указатель открытия; 18 — отверстия в седле

лирующие и дроссельные клапаны, редукционные установки, охладители пара, регуляторы уровня, конденсатоотводчики. Запорная арматура не может применяться в качестве регулирующей, а регулирующая не обеспечивает плотности в закрытом состоянии.

Регулирующая арматура ТЭС разнообразна по назначению, принципу действия и конструктивному выполнению. Регулирующие клапаны могут иметь возвратно-поступательное или вращательное движение золотника, могут быть одно- и двухседельными (разгруженными по давлению). Односедельные клапаны с поступательным перемещением конического золотника при малом D_y называются **игольчатыми**.

В питательных узлах энергоблоков высоких и сверхвысоких параметров применяются регулирующие питательные клапаны **шиберного типа** (рис. 6.17). Регулирующий орган здесь выполнен в виде двух плоских дисков, один из которых (седло) закреплен неподвижно в корпусе и имеет ряд сопловых отверстий. Другой диск сплошной и как шибер может перемещаться по поверхности перво-

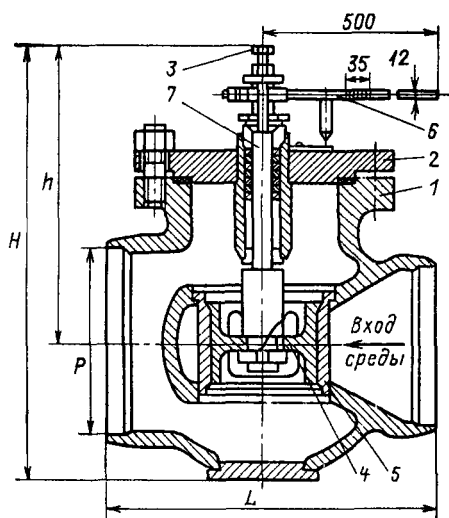


Рис. 6.18. Клапан регулирующий поворотный D_y 50—300 мм, $p_y=2,5\div 10$ МПа:
1 — корпус; 2 — крышка; 3 — винт; 4 — золотник; 5 — седло; 6 — рычаг управления клапаном; 7 — шпindel золотника

го диска, открывая поочередно отверстия. Подбирая расположение и диаметры отверстий, можно получить необходимую расходную характеристику

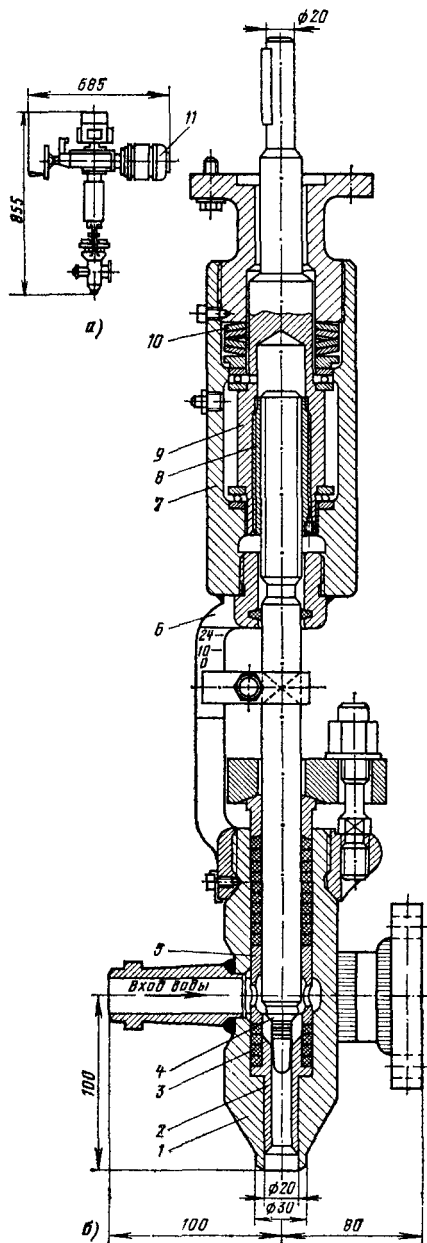
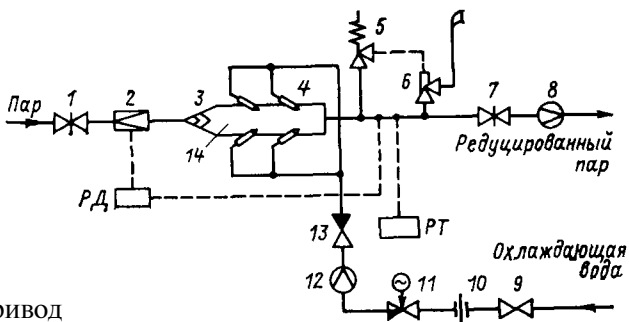


Рис. 6.19. Запорно-регулирующий игольчатый клапан впрыска D_y 20 мм на $p_{\text{раб}} = 38$ МПа и $t_{\text{раб}} = 280$ °С:

а — общий вид; б — клапан в разрезе; 1 — корпус; 2 — седло; 3 — прокладка; 4 — шток; 5 — втулка промежуточная; 6 — бугель; 7 — тумба бугеля; 8 — втулка резьбовая; 9 — втулка шпинделя; 10 — пружина тарельчатая; 11 — электропривод

Рис. 6.20 Схема редукционно-охладительной установки

1 и 7 — запорные задвижки 2 — клапан дроссельный; 3 — шумоглушитель 4 — форсунка, 5 — импульсный клапан, 6 — главный предохранительный клапан; 8 и 12 — измерительные диафрагмы, 9 — запорный клапан; 10 — ограничительная дроссельная шайба; 11 — регулирующий клапан впрыска, 13 — обратный клапан; 14 — коллектор пароохладителя, *PT* — регулятор температуры пара *РД* — регулятор давления



клапана. Встроенный электропривод позволяет осуществлять дистанционное или автоматическое управление клапаном. При помощи маховика можно клапаном управлять на месте вручную. Соединение корпуса с крышкой бесфланцевое.

На рис. 6.18 изображен регулирующий клапан поворотного типа. Дросселирование потока осуществляется за счет создания золотником клапана узких щелей в проточных сечениях седла, запрессованного в перемычку корпуса. На шпинделе золотника укреплен рычаг, служащий для управления клапаном от сервопривода автоматического регулятора.

На рис. 6.19 приведен запорно-регулирующий клапан игольчатого типа для регулирования температуры пара впрыском воды. Клапан управляется при помощи встроенного электропривода или вручную — маховиком.

Для снижения давления и температуры пара применяются редукционно-охладительные установки (РОУ). Установки используются на ТЭС для резервирования отборов и противодавления турбин, для резервирования котлов среднего давления и для параллельной работы с ними, для постоянной работы на потребителя, для использования пара при растопке котлов.

На рис. 6.20 изображена принципиальная схема РОУ высокого давления.

Свежий пар дросселируется в клапане. После шумоглушителя пар направляется в коллектор пароохладителя и далее к потребителю. Охлаждающая вода поступает на впрыск через запорный, регулирующий и обратный клапаны. Перед регулирующим клапаном впрыска установлена ограничи-

тельная шайба, проходное сечение которой рассчитано на максимальный пропуск охлаждающей воды. Форсунки впрыска имеют механическое распыливание и крепятся к коллектору пароохладителя на фланцах. В качестве охлаждающей в большинстве случаев используется питательная вода котлов.

В целях предотвращения повышения давления в магистрали редуцированного пара против нормального установка снабжается предохранительным клапаном или импульсно-предохранительным устройством, состоящим из импульсного клапана 5 и главного предохранительного клапана 6. Давление пара на выходе РОУ регулируется дроссельным клапаном.

Предохранительная арматура служит для защиты трубопровода, резервуара или системы от чрезмерного повышения давления или уровня среды, для предотвращения обратного ее потока. Типичные представители предохранительной арматуры — предохранительные и обратные клапаны, импульсно-предохранительные, переливные, пуско-сбросные и отсечно-перепускные устройства.

Основным видом предохранительной арматуры являются предохранительные клапаны. В эксплуатации ТЭС возможны нарушения режимов работы установок и аппаратов, сопровождающиеся быстрым повышением давления среды. Предохранительные клапаны служат для быстрого снижения давления до нормы. Клапаны автоматически открываются, выпускают среду (пар) в атмосферу и закрываются также автоматически при снижении давления до

нормы. Суммарное проходное сечение устанавливаемых на аппарате (трубопроводе) предохранительных клапанов рассчитывается на полный расход среды (пара) при номинальном режиме работы.

Предохранительные клапаны различаются: *прямого действия* (обычно рычажные или пружинные) и *импульсные*. В рычажном клапане затвор прижимается к седлу действием груза, укрепленного на свободном конце рычага. Этому наиболее простому устройству свойственны недостатки: трудность обеспечения высокой плотности в затворе клапана, возможность прикипания клапана к седлу, малая пропускная способность.

При большом номинальном расходе пара и высоких его параметрах применяются импульсно-предохранительные устройства (рис. 6.21), включающие импульсные и главные предохранительные клапаны. Импульсный угловой полноподъемный рычажно-грузовой клапан срабатывает под пря-

мым действием импульсного клапана, который срабатывает под действием импульса пара из деаэратора.

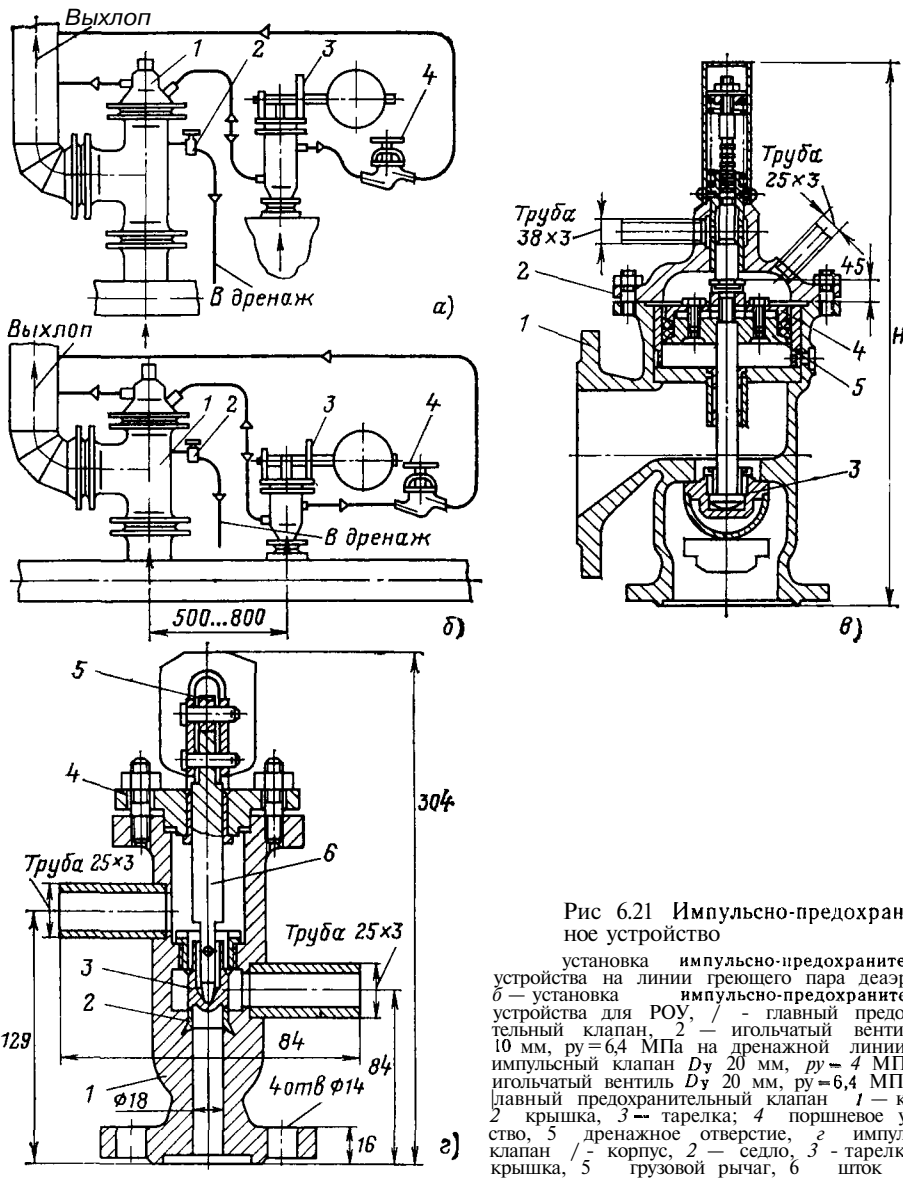


Рис 6.21 Импульсно-предохранительное устройство

а — установка импульсно-предохранительного устройства на линии греющего пара деаэратора, б — установка импульсно-предохранительного устройства для РОУ, 1 — главный предохранительный клапан, 2 — игольчатый вентиль D_y 10 мм, $p_y=6,4$ МПа на дренажной линии; 3 — импульсный клапан D_y 20 мм, $p_y=4$ МПа; 4 — игольчатый вентиль D_y 20 мм, $p_y=6,4$ МПа, в — главный предохранительный клапан 1 — корпус, 2 — крышка, 3 — тарелка; 4 — поршневое устройство, 5 — дренажное отверстие, 6 — импульсный клапан 1 — корпус, 2 — седло, 3 — тарелка; 4 — крышка, 5 — грузовой рычаг, 6 — шток

мым воздействием давления пара. Главный предохранительный клапан сервомоторного типа открывается под действием давления пара, поступающего от импульсного клапана в полость сервомотора над поршнем.

Распространенным типом предохранительной арматуры являются обратные клапаны. Обратный клапан является самодействующим предохранительным устройством и пропускает среду только в одном направлении и автоматически закрывается при обратном ее движении. Обратные клапаны устанавливаются на входе питательной воды в котлы, за ПВД, на нагнетании насосов, на паропроводах отборов турбин, на дренажных линиях. Обратные клапаны выполняются с поступательно перемещающимися тарелками или в виде захлопки. Первый тип клапана более распространен (рис. 6.22). Такие клапаны устанавливаются на горизонтальных участках трубопроводов крышками вверх. Направление потока — снизу вверх под тарелку. Уплотнительные поверхности седел и тарелок при $D_y \leq 65$ мм конусные, а при большем D_y плоские. Концентричность посадки тарелки на седло достигается направляющей втулкой, запрессованной в крышку или в корпус клапана.

На рис. 6.23 изображен обратный клапан типа захлопки. Такие клапаны

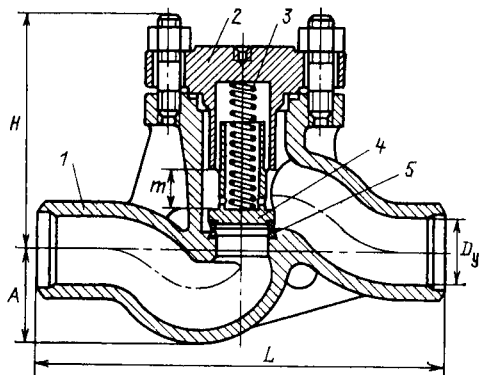


Рис 6.22. Горизонтальный обратный клапан с поступательно перемещающейся тарелкой, D_y 150 и 175 мм на параметры до 18,5 МПа и 215 °С

/ — корпус, 2 — крышка, 3 — пружина, 4 — тарелка, 5 — седло

ны могут устанавливаться как на горизонтальных, так и на вертикальных участках трубопроводов. Обратный клапан-захлопка обладает меньшим гидравлическим сопротивлением, чем клапан с поступательно перемещающейся тарелкой, однако для него требуется корпус специальной конструкции. Обратный клапан устанавливается на нагнетательных патрубках питательных насосов для предотвращения обратного тока воды. Клапан предохраняет также насос от запаривания при пуске, для чего из корпуса клапана имеется специальный отвод, к которому присоединяется линия рециркуляции, обеспечивающая минимальный расход воды через работающий насос при закрытой задвижке на нагнетании.

В обратных клапанах с большим проходным сечением $D_v \geq 100$ мм часто применяют принудительную посадку тарелки на седло при помощи пружины. Обратные клапаны на паропроводах отборов турбин имеют для закрытия принудительную посадку с автоматическим включением от системы защиты турбины (КОС).

Одним из важных видов предохранительной арматуры являются быстроедействующие предохранительные клапаны типа захлопки.

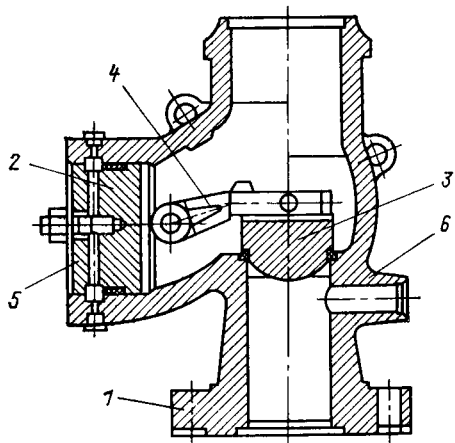


Рис 6.23 Обратный клапан-захлопка для питательных насосов изготовления ЧЗЭМ на параметры до 38 МПа и 280 °С

/ — корпус, 2 — крышка плавающая, 3 — тарелка, 4 — рычаг, 5 — крышка, 6 —штуцер разгрузочной линии

ные установки (БРОУ). Разновидностью БРОУ являются пускобросные устройства (ПСБУ), входящие в состав пусковых схем блочных энергетических установок. Их основное назначение — защита поверхностей нагрева котлов от пережога при внезапном прекращении поступления пара в турбину. ПСБУ обеспечивают сброс острого пара из главного паропровода в конденсатор турбины и не допускают повышения давления пара на выходе из котла.

Для энергоблоков с единичной мощностью 500 МВт и выше, которые оборудуются питательными насосами только с паротурбинным приводом, дополнительно предусматриваются пускобросные устройства собственных нужд (ПСБУ СН), которые в случае отключения главных турбин обеспечивают питание приводных турбин питательных насосов редуцированным острым паром. Другое назначение ПСБУ — сброс пара из главного паропровода в конденсатор в обход турбины в пусковых режимах энергоблока с целью прогрева паропровода и достижения толчковых параметров пара перед турбиной.

На рис. 6.24 изображена схема ПСБУ. Пар высоких параметров, дросселированный частично в дроссельном клапане, проходит через дрос-

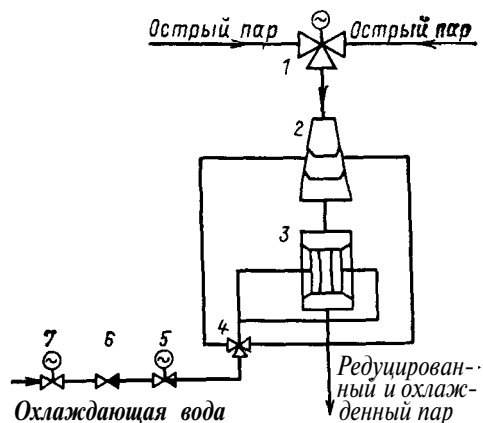


Рис. 6.24. Схема пускобросного устройства (ПСБУ или БРОУ):

1 — клапан запорно-дроссельный; 2 — дросселирующее устройство; 3 — охладитель пара; 4 — пароводяная форсунка; 5 — регулирующий клапан впрыска; 6 — обратный клапан; 7 — запорный вентиль

сельные решетки, помещенные в дросселирующих устройствах или в охладителе пара, снижает давление до требуемой величины и охлаждается водой или пароводяной смесью, подаваемой через механические распылители или форсунки в охладитель пара. Количество охлаждающей воды регулируется установленным на трубопроводе регулирующим клапаном, управляемым с помощью встроенного электропривода.

Клапан запорно-дроссельный для ПСБУ (рис. 6.25) во время пуска и при работе энергоблока может быть полностью закрыт, частично или полностью открыт. Клапан устанавливается на горизонтальном участке сброшенного паропровода с двумя входами среды через боковые патрубки и с выходом вниз. Дросселирующий орган клапана может герметично закрывать проходное сечение. Клапан устанавливается штоком вверх и управляется дистанционно или автоматически при помощи встроенного электропривода. Возможно также ручное местное управление при помощи маховика, насаженного на валик редулятора.

Дросселирующий орган клапана состоит из профилированного золотника и вваренного в корпус седла с наплавленными уплотнительными поверхностями. Время открытия клапана составляет 11 и 23 с (две модификации). Концентрическая посадка штока на седло достигается направляющей втулкой. Пропускная способность клапана рассчитывается на 30%-ный расход пара турбиной при полной нагрузке блока.

В качестве дополнительных управляемых дросселирующих органов ПСБУ служит дросселирующее устройство в виде нескольких рядов дросселирующих решеток (рис. 6.26), вваренных внутри сварно-штампованного корпуса. Из промежуточной полости перед подпорной решеткой отбирается пар к пароводяным форсункам. Дросселирующее устройство устанавливается на вертикальном участке сброшенного трубопровода вблизи от запорно-дроссельного клапана с на-

Рис 6 25 Клапан запорно-дроссельный со встроенным электроприводом для ПСБУ (БРОУ) D_y 150/250 мм на рабочие параметры пара до клапана 25,5 МПа и 565 °С
 1 — корпус, 2 — золотник, 3 — седло, 4 — шток, 5 — крышка, 6 — сальниковая бокса, 7 — втулка шпинделя, 8 — штурвал, 9 — редуктор, 10 — электродвигатель

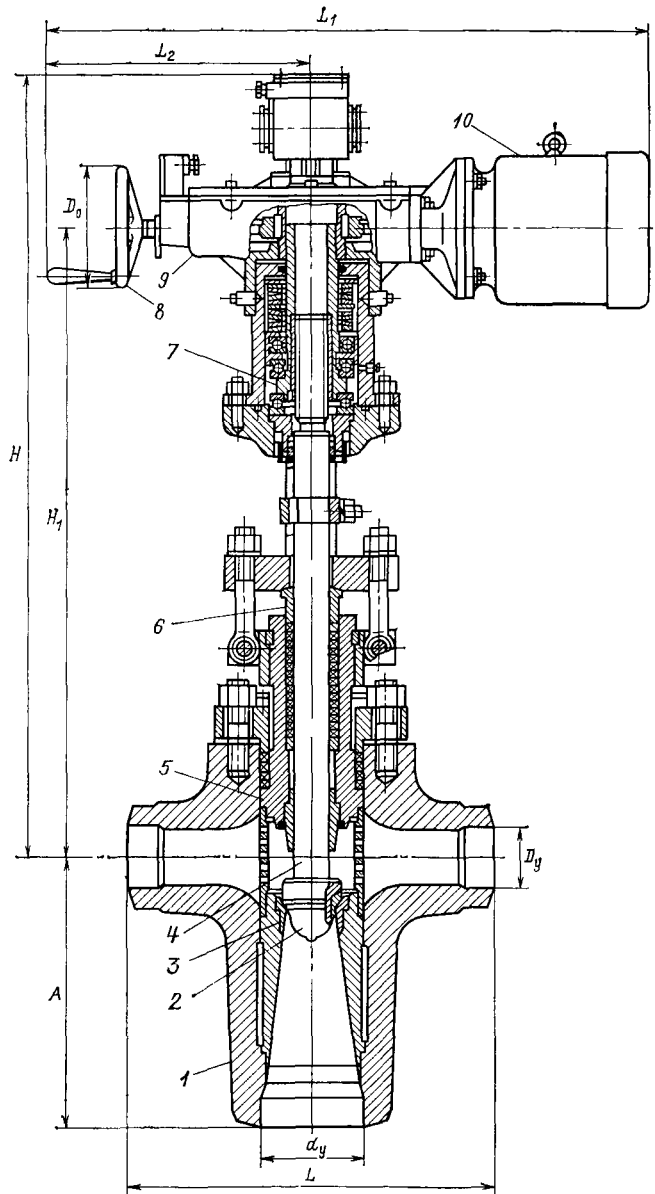
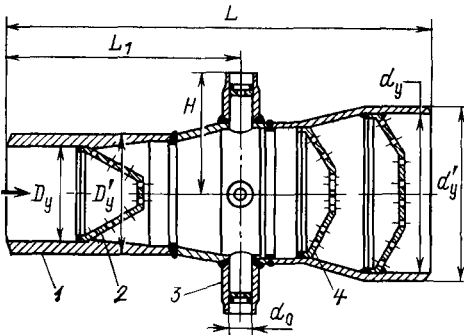


Рис 6 26 Дросселирующее устройство ПСБУ (БРОУ)

1 — корпус, 2 — дросселирующая решетка, 3 — отбор пара к пароводяным форсункам, 4 — подпорная решетка



правлением потока со стороны патрубков меньшего диаметра.

На рис 6 27 изображен охладитель пара ПСБУ. Охлаждение достигается за счет смешения сбрасываемого пара с пароводяной смесью, поступающей от форсунок к внутреннему соплу-распылителю. Одновременно в охладителе пара происходит окончательное дросселирование потока за счет мятая пара в дросселирующей

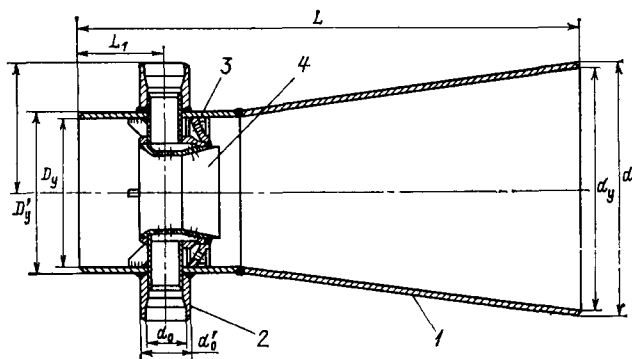


Рис. 6.27. Охладитель пара ПСБУ (БРОУ):

1 — корпус; 2 — подвод охлаждающей пароводяной смеси от форсунок; 3 — дросселирующая решетка; 4 — сопло-распылитель охладителя пара

решетке, сваренной внутри корпуса охладителя. Охладитель пара устанавливается на вертикальном участке сбросного паропровода ПСБУ непосредственно за дросселирующим устройством. Распыление охлаждающей воды в форсунках осуществляет-

ся паром от дросселирующего устройства.

Контрольная арматура служит для контроля наличия или уровня среды в сосуде; к ней относятся пробные и спускные клапаны и краны, указатели уровня.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

НАСОСЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Насосы предназначены для перемещения жидкостей и сообщения им энергии. В трубопроводах ТЭС перемещаются жидкости при различных давлениях и температурах: вода, масло, мазут, пульпа, реагенты.

По назначению насосы ТЭС подразделяются на две группы: насосы *основного технологического назначения* и *вспомогательные*. В тепловой схеме электростанций насосы используются для перемещения воды и в основном располагаются в помещении турбинного отделения.

К первой группе относятся питательные, бустерные, конденсатные, дренажные, циркуляционные (охлаждающей воды конденсаторов), сетевые и подпиточные насосы.

Во вторую группу входят насосы технической воды, пожарные, насосы сырой и химически очищенной воды, дозаторы реагентов, подъемные насосы водоструйных эжекторов и газоохладителей генераторов, пере-

качивающие насосы баков запаса конденсата и обессоленной воды, дренажных и других баков, насосы смывной и эжектирующей воды, багерные и шламовые насосы систем гидравлического шлакозолоудаления, мазутные насосы, маслонасосы систем смазки главных и приводных турбин, электрических генераторов, питательных насосов и мельниц и некоторые другие насосы.

По принципу действия насосы можно разделить на две группы: *объемные* и *динамические*.

В насосах объемного типа определенный объем перекачиваемой жидкости отсекается и перемещается от входного патрубка к напорному, и ей сообщается дополнительная энергия, главным образом, в виде энергии давления. Насосы объемного типа подразделяются на две группы: *возвратно-поступательного действия* и *ротационные*.

При дальнейшей детализации в первую группу входят *поршневые* и *плунжерные* насосы, а во вторую — *шестеренча-*

ты е (зубчатые), винтовые и пластинчатые.

В насосах динамического действия приращение энергии жидкости происходит в результате взаимодействия потока жидкости с вращающимся рабочим органом. Принято подразделять эти насосы на две группы: л о п а с т н ы е и в и х р е в ы е. В лопастных насосах жидкость получает приращение энергии за счет взаимодействия с вращающимися лопастями рабочего колеса. В энергетике преобладающее распространение получили лопастные насосы, которые по направлению потока в рабочем колесе подразделяются на ц е н т р о б е ж н ы е (радиальные и диагональные) и о с е в ы е (рис. 7.1). Особую группу составляют с т р у й н ы е насосы (эжекторы, инжекторы, гидроэлеваторы).

Для перекачки воды в основном применяются лопастные насосы, для масла — лопастные (центробежные) и ротационные (зубчатые и винтовые), для мазута — лопастные и объемные (поршневые). Для дозировки реагентов в питательную и котловую воду используются насосы плунжерного типа.

Струйные насосы (эжекторы) применяются, главным образом, для отсоса воздуха из систем, находящихся под вакуумом, и для откачки воды из затопляемых помещений.

В большинстве случаев объемные и динамические насосы имеют электропривод от двигателей трехфазного тока асинхронного типа, не позволяющих непосредственно осуществлять регулирование производительности плавным изменением частоты вращения. Иногда используются двухскоростные электродвигатели со ступенчатым изменением частоты вращения. Насосы большой мощности и с высокой частотой вращения имеют паротурбинный привод. В основном это питательные насосы энергоблоков мощностью 250 МВт и выше.

Мазутные насосы на ТЭС, где мазут используется в качестве растопочного топлива, в ряде случаев могут иметь привод от паровой машины (поршневые насосы) с выравниванием

колебаний напора с помощью воздушного колпака — демпфера. Главные маслонасосы паровых турбин во многих случаях имеют привод от вала главной турбины (зубчатые и винтовые насосы), пусковые маслонасосы турбин умеренной мощности могут иметь привод от небольшой паровой турбинки.

Устройство, состоящее из насоса, двигателя, соединительной муфты (или вариатора частоты вращения) и измерительных приборов, называется н а с о с н ы м а г р е г а т о м и входит в состав насосной установки (рис. 7.2).

Жидкая среда из приемного резервуара по подводящему трубопроводу подводится к насосу, который посредством муфты соединен с приводным электродвигателем. Среда, получив приращение энергии, по напорному трубопроводу подается в напорный резервуар. На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка и сужающее устройство расходомера. Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе может быть установлен обратный клапан. Приемный резервуар может располагаться как выше насоса, так и ниже его оси (на рис. 7.2 второй случай изображен штриховыми линиями). В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом устанавливается задвижка, во втором на нижнем конце подводящей трубы в большинстве случаев располагают обратный (приемный) клапан, обеспечивающий заполнение (заливку) корпуса насоса

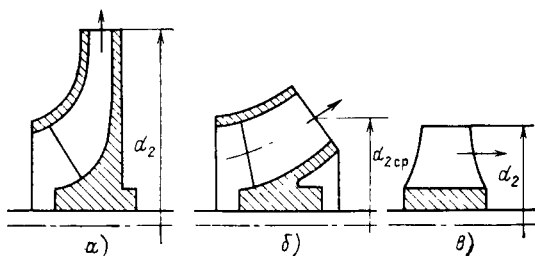


Рис. 7.1. Форма проточной части рабочих колес лопастных насосов:

а — центробежного радиального; б — центробежного диагонального; в — осевого

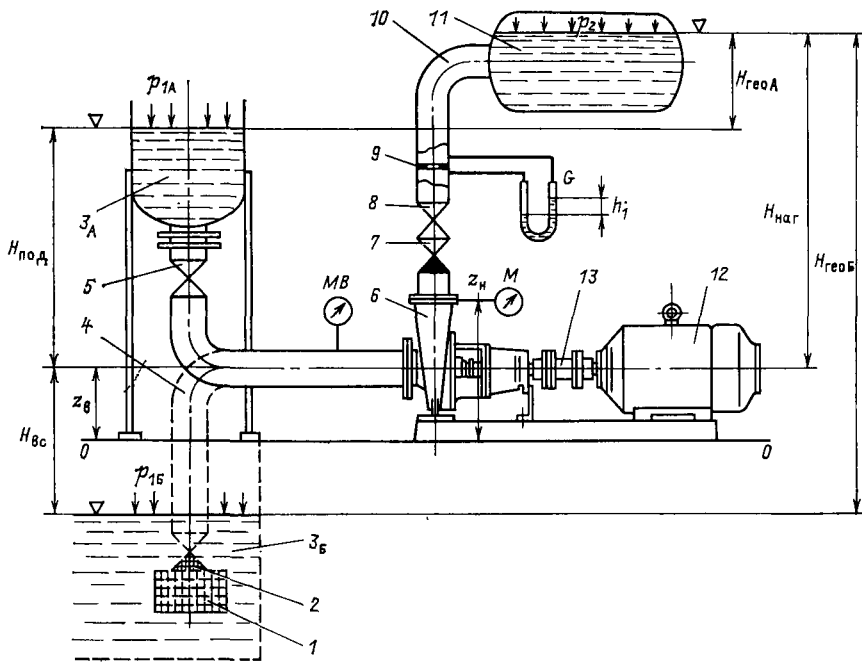


Рис. 7.2. Схема насосной установки:

1 — сетка; 2 — обратный клапан на всасывающем трубопроводе; 3 — приемный резервуар [два варианта расположения]; 4 — подводящий трубопровод; 5 — задвижка на подводе воды к насосу при верхнем расположении приемного резервуара; 6 — насос; 7 — обратный клапан на нагнетании насоса; 8 — задвижка на нагнетании; 9 — сужающее устройство (диафрагма) расходомера; 10 — напорный трубопровод; // — напорный резервуар; 12 — приводной электродвигатель; 13 — муфта; MB — мановакуумметр на всасывающей стороне насоса; M — манометр на нагнетании; G — расходомер

водой, необходимое для нормального пуска насоса в работу. При отсутствии на всасе обратного клапана при низком расположении приемного резервуара приходится для заливки насоса перед пуском применять специальное (обычно струйное) воздухоотсасывающее устройство. Для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод защищают сеткой. В состав насосной установки могут быть включены дополнительная запорно-регулирующая арматура, предохранительные устройства, приборы для измерения гидравлических и электрических параметров.

7.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Различают *объемную* и *массовую* подачу насоса.

Объемная подача Q есть объем жидкости, подаваемой на-
116

сосом через напорный патрубок в единицу времени, и измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$.

Массовая подача Q_M измеряется в $\text{кг}/\text{с}$ и представляет собой массу жидкости, подаваемой насосом через напорный патрубок в единицу времени. Между объемной и массовой подачами существует соотношение

$$Q_M = \rho Q, \quad (7.1)$$

где ρ — плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Важнейшей энергетической характеристикой насоса является *давление* — давление, которое создается насосом и которое характеризует энергию, сообщаемую жидкости в насосе. Энергия, измеряемая в $\text{Дж}/\text{м}^3$, равнозначна Па [$\text{Н}/\text{м}^2 = \text{Н} \cdot \text{м}/\text{м}^3$]. Давление насоса определяется по формуле

$$\rho = \rho_n - \rho_z + \rho \frac{c_n^2 - c_z^2}{2} + \rho g(z_n - z_n). \quad (7.2)$$

Здесь p_H и p_B — абсолютные давления на нагнетании и всасе насоса, Па; c_H и c_B — скорость жидкости на нагнетании и всасе, м/с; z_H и z_B — высоты, м, точек измерения давления, отсчитываемые от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (плоскость 0—0 на рис. 7.2).

В практике широко используется понятие «напор насоса», также связанное с давлением и определяемое зависимостью

$$H = p/\rho g. \quad (7.3)$$

Напор насоса измеряется в метрах вертикального столба перекачиваемой жидкости, что следует из соотношения размерностей $[M] = \left[\frac{кг \cdot м}{м^3 \cdot с^2} \right]$. С учетом выражения (7.2) имеем

$$H = \frac{p_H - p_B}{\rho g} + \frac{c_H^2 - c_B^2}{2g} + z_H - z_B. \quad (7.4)$$

С энергетической точки зрения напор насоса, как видно из выражения (7.4), представляет собой сумму удельных энергий перекачиваемой жидкости на выходе и входе насоса: энергии давления $(p_H - p_B)/\rho g$, кинетической $(c_H^2 - c_B^2)/(2g)$ и энергии положения $z_H - z_B$.

Обычно $z_H - z_B$ и $(c_H^2 - c_B^2)/(2g)$ пренебрежимо малы по сравнению с энергией давления и поэтому напор насоса ориентировочно можно оценить по показаниям манометров на его выходе и входе:

$$H \approx \frac{p_H - p_B}{\rho g}. \quad (7.5)$$

Напор, развиваемый насосом, расходуется на преодоление сопротивления сети H_c , под которым понимают сумму гидравлических потерь ЛЯ, повышения давления $p_2 - p_1$, изменения кинетической энергии потока $(c_2^2 - c_1^2)/2g$ и поднятия $z = H_{наг} - H_{под}$ жидкости (при приемном резервуаре ниже оси насоса $\gamma = H_{наг} + H_{вс}$):

$$H_c = (p_2 - p_1)/\gamma + (c_2^2 - c_1^2)/(2g) + z + \Delta H. \quad (7.6)$$

Здесь индексы 2 и 1 относятся к двум сечениям — в конце нагнетательного и в начале всасывающего трактов. При работе насоса на конкретную сеть в установившемся режиме соблюдается равенство $H = H_c$.

При определении мощности насоса различают *полезную мощность*, или мощность, передаваемую жидкой среде $N_{п} = Qp$, Вт, и *потребляемую мощность*, или мощность, подводимую к валу насоса от двигателя:

$$N = \frac{N_{п}}{\eta_H} = \frac{QH\rho g}{\eta_H}. \quad (7.7)$$

Коэффициент полезного действия насоса выражается как произведение трех частных КПД, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta_H = \eta_r \eta_{об} \eta_{мех}. \quad (7.8)$$

Здесь η_r — гидравлический КПД насоса или отношение полезной мощности к сумме мощностей полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе, он может составлять от 0,8 до 0,96; $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса, учитывающий дополнительные потери энергии вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса, составляющий 0,96—0,98; $\eta_{мех}$ — механический КПД, характеризующий потери энергии на трение в подшипниках и уплотнениях насоса и от трения нерабочих поверхностей колес насоса о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{мех} = 0,80 \div 0,94$). Значения КПД современных насосов лежат в пределах $\eta_H = 0,7 \div 0,9$.

Характеристикой насоса динамического типа называется зависимость его основных параметров от подачи Q при постоянной частоте вращения n и при заданных вязкости и плотности жидкости и размерах его рабочих колес (рис. 7.3). Важнейшей считается напорная характеристика $H(Q)$ насоса. Кривые $N(Q)$ и $\eta_H(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса. Кри-

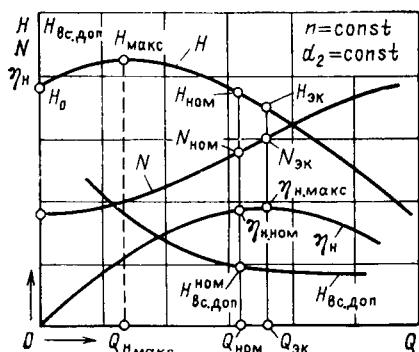


Рис. 7.3. Характеристика насоса динамического (лопастного) типа:

H - напор, развиваемый насосом; N - потребляемая мощность; η_n - КПД насоса; $H_{вс.доп}$ - допустимая высота всасывания; Q - подача насоса; n и d_2 - частота вращения и наружный диаметр рабочего колеса; $Q_{н.макс}$ - точка максимального КПД насоса; $H_{макс}$ - точка максимального напора насоса; $Q_{эк}$ - подача насоса при максимальном КПД; $Q_{н.макс}$ - подача насоса при максимальном напоре

вая $H_{вс.доп}(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

На характеристике выделяется рабочая часть - зона, в пределах которой рекомендуется длительная эксплуатация насоса, определяемая допустимым снижением его КПД (на 2-3 % его максимального значения). На характеристике насоса выделяются режимы *экономический*, соответствующий наибольшему КПД, и *номинальный*, обеспечивающий заданные технические параметры работы. Оба эти режима находятся в пределах рабочей части характеристики.

Характеристики насосов обычно получают экспериментальным путем.

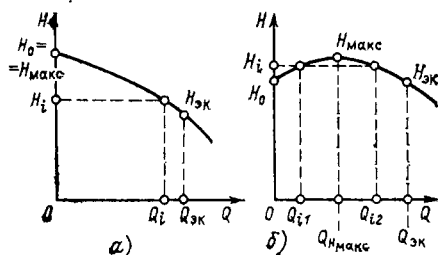


Рис. 7.4. Формы напорных характеристик насосов:

a - стабильная; b - нестабильная (западающая); $H_{макс}$ - максимальный напор; H_0 - напор при нулевой подаче; $Q_{н.макс}$ - подача насоса при максимальном напоре; $H_{эк}$ и $Q_{эк}$ - напор и подача в точке оптимального режима работы на насоса (при наибольшем КПД).

Форма характеристики насоса зависит от конфигурации его проточной части, соотношения кинематических параметров потока в проточной части, вязкости жидкости и от некоторых других факторов. Различают два вида напорных характеристик (рис. 7.4): *стабильную* и *нестабильную*. При стабильной характеристике напор непрерывно снижается от его значения при $Q = 0$ на всем диапазоне подач. В этом случае каждому значению напора соответствует единственное значение подачи.

При нестабильной характеристике лишь на определенной части кривой напор уменьшается с увеличением подачи. Точка максимума $H_{макс}$ делит напорную характеристику на две ветви: западающую $Q < Q_{н.макс}$ и ниспадающую $Q > Q_{н.макс}$. При нестабильной форме характеристики одному значению напора H_i в диапазоне от H_0 до $H_{макс}$ соответствуют два значения подачи Q_{i1} и Q_{i2} . График $N(Q)$ называется *кривой мощности*, его вид зависит от типа насоса. В центробежных насосах с увеличением подачи мощность непрерывно возрастает от $N_0 \approx (0,4 \div 0,6) N_{эк}$ до $N_{макс}$. В диагональных насосах максимальное значение мощности достигается в режиме $Q_{эк}$, а при дальнейшем увеличении подачи мощность уменьшается. Осевые насосы потребляют максимальную мощность при нулевой подаче ($Q = 0$), и с увеличением Q потребляемая мощность уменьшается. В связи с этим во избежание перегрузки электродвигателя центробежные насосы следует запускать в работу при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а диагональные и осевые - при открытой.

Характеристика $\eta_n(Q)$ имеет максимум (экономический режим; см. рис. 7.3). Для центробежных насосов характеристика имеет пологую форму, благодаря чему рабочая часть получается достаточно широкой. Характеристика допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{вс.доп} = f(Q)$ представляется непрерывно падающей кривой. Падение $H_{вс.доп}$ при увеличении Q у диагональных и осе-

вых насосов менее значительно, чем у центробежных радиальных.

Для взаимного сравнения лопастных насосов различных конструкций и с различными размерами удобны безразмерные характеристики. В этом случае пользуются характеристиками двух типов: *относительными* и *коэффициентными*.

Относительные характеристики (рис. 7.5, а) удобны для сравнения насосов различных конструкций. В этих характеристиках гекущие значения параметров отнесены к параметрам экономического

(оптимального) режима: $\bar{Q} = Q/Q_{\text{ЭК}}$; $\bar{H} = H/H_{\text{ЭК}}$; $\bar{N} = N/N_{\text{ЭК}}$ и $\bar{\eta}_n = \eta_n/\eta_{n,\text{макс}}$.

Коэффициентные характеристики (рис. 7.5, б) удобны для сравнения геометрически подобных насосов. Обычно для серии подобных насосов дается одна группа безразмерных характеристик. В нее входят безразмерные коэффициенты подачи ϕ , напора ψ и мощности μ , определяемые соотношениями

$$\phi = \frac{Q}{\pi d_2 l_2 u_2}; \quad \psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad \mu = \psi\phi. \quad (7.9)$$

Здесь d_2 и l_2 — наружный диаметр и ширина канала на выходе рабочего колеса, м; u_2 — окружная скорость на выходной кромке колеса, м/с.

В зависимости от соотношения параметров (Q, H, n) изменяется форма проточной части рабочего колеса насоса. Для ее характеристики в соответствии с заданными параметрами применяется критерий — коэффициент быстроходности насоса:

$$n_s = 3,65n(Q/j)^{1/2}(H/i)^{-3/4}, \quad (7.10)$$

где j — количество потоков жидкости, соединяемых в рабочих колесах параллельно; i — количество ступеней рабочих колес, соединяемых последовательно.

Коэффициент быстроходности n_s — частота вращения эталонного насоса, мин^{-1} , работающего на воде ($\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$) с полезной мощностью 736 Вт при напоре 1 м и максимальном

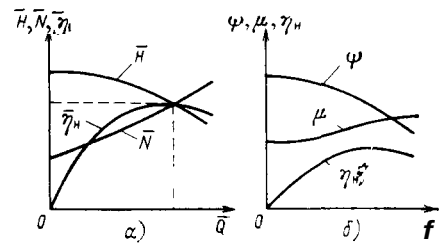


Рис. 7.5. Безразмерные характеристики насоса:

а — относительная; б — коэффициентная; $\bar{Q}, \bar{H}, \bar{N}, \bar{\eta}_n$ — относительные подача, напор, мощность и КПД, отнесенные к параметрам оптимального режима; ϕ, ψ, μ — безразмерные коэффициенты подачи, напора и мощности

значении КПД. Коэффициент быстроходности определяет тип проточной части насоса при оптимальном режиме.

Для ряда энергетических насосов, например питательных, приходится применять относительную малую быстроходность ($n_s = 35 \div 70 \text{ мин}^{-1}$) с целью получения высокого напора при относительно малых подачах.

7.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Проектирование проточной части насоса производится на базе использования законов сохранения массы, энергии, количества и момента количества движения.

Закон сохранения массы выражается уравнением неразрывности потока:

$$Q_m \rho \mu_v f = \text{const}. \quad (7.11)$$

Здесь f — площадь поперечного сечения потока, м^2 ; c — средняя скорость потока за пределами пограничного слоя, м/с; μ_v — коэффициент, учитывающий снижение скорости потока в пограничном слое.

Закон сохранения энергии выражается уравнением Бернулли:

$$gz_1 + p_1/\rho + c_1^2/2 = gz_2 + p_2/\rho + c_2^2/2 - \zeta H + \Delta gH. \quad (7.12)$$

Здесь z_1 и z_2 — геометрические высоты двух сечений проточной части относительно некоторой произвольной горизонтальной плоскости, м; p_1 и

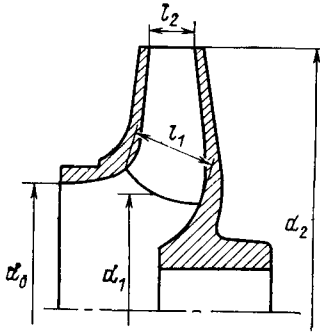


Рис. 7.6. Основные размеры рабочего колеса центробежного насоса:

d_0 — диаметр входного патрубка; d_1 — средний диаметр входных кромок рабочих лопастей; d_2 — диаметр выходных кромок; l_1 и l_2 — ширина входной и выходной кромок

p_2 — статические давления в этих сечениях, Па; c_1 и c_2 — скорости потока, м/с; gH — энергия, сообщенная насосом жидкости на участке между сечениями 1 и 2, Дж/кг; ΔgH — гидравлические потери энергии на этом же участке, Дж/кг.

Уравнение количества движения для двух рассматриваемых сечений потока 1 и 2 в векторной форме имеет вид

$$Q_M (\vec{c}_2 - \vec{c}_1) = \Sigma \vec{F}, \quad (7.13)$$

где \vec{F} — сила, действующая на поток, Н; \vec{c}_1 и \vec{c}_2 — скорость потока в сечениях, м/с.

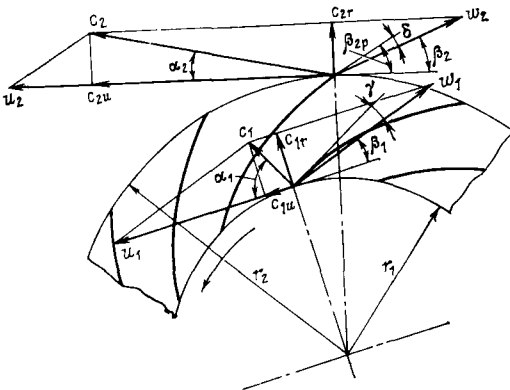


Рис. 7.7. Треугольники скоростей потока жидкости в проточной части центробежного насоса:

c_1 , w_1 и u_1 — абсолютная, относительная и окружная скорости на входе жидкости в рабочие лопасти насоса; c_2 , w_2 и u_2 — то же на выходе; β_1 и β_2 — углы входа и выхода жидкости из рабочего колеса насоса

Уравнение моментов количества движения записывается также в векторной форме:

$$Q_M [\vec{r}_2 \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \vec{c}_1] = \Sigma \vec{F} r. \quad (7.14)$$

Здесь r_1 и r_2 — радиальные (векторные) координаты центров сечений потока.

Течение жидкости в рабочем колесе насоса имеет сложный пространственный характер, что затрудняет его исследование. Для упрощения анализа трехмерную модель течения заменяют двухмерной, сохраняющей основные свойства реального течения. Для этого условно рассекают лопасти в рабочем колесе плоскостью, перпендикулярной оси вращения, получая на ней сечения лопастей, образующих радиальную (круговую) решетку. Течение в области радиальной решетки рассматривается, как плоскопараллельное.

Опуская сложные выводы формул, приведем кратко основные расчетные соотношения для одноступенчатого центробежного насоса.

При проектировании насосов обычно задаются подачей Q , напором H , давлением p и плотностью ρ жидкости. Прежде всего определяется коэффициент R_H , являющийся важной характеристикой насоса:

$$R_H = 3,25 \sqrt{k_0^2 (1 + \lambda_K) + \zeta_{вх1} / \lambda_K}. \quad (7.15)$$

Обычно $R_H = 4,1 \div 4,3$. В формуле (7.15) $k_0 = c_1 / c_0$; c_0 и c_1 — абсолютные скорости жидкости в конце входного патрубка насоса и при входе на лопасти рабочего колеса. На рис. 7.6 этому соответствуют d_0 — диаметр входного патрубка рабочего колеса (воронки) и d_1 — средний диаметр входных кромок рабочих лопастей. Отношение k_0 принимается в пределах 0,5—1,0, где меньшие значения относятся к рабочим колесам с большими углами β_2 на выходе. Для центробежных насосов угол β_2 мал (рис. 7.7) и составляет 15—25°.

В формуле (7.15) λ_K — коэффициент кавитации, который принимается равным 0,3—0,4; коэффициент потерь на входе жидкости в

рабочее колесо насоса $\zeta_{вх}$ имеет значение 0,2—0,3.

На следующем этапе определяется угол β_1 входа жидкости в рабочее колесо насоса (рис. 7.7); для него $\text{tg } \beta_1 = 24,2 (d_0/d_1) k_0/R_n^3$. Для насосов обычно d_0/d_1 да 1. Далее находят отношение скоростей $c_{2r}/u_2 = k_c \times \text{tg } \beta_{1т}$. Здесь k_c — отношение проекций скоростей потока на радиальное направление на входе и выходе рабочего колеса: $k_c = c_{2r}/c_{1r} = 0,5 \div 4-1,0$ (меньшие значения — для узких колес); $m = d_2/d_1$ — отношение диаметров выходных и входных кромок рабочих лопастей, принимаемое равным 1,3—3,5 (оптимально /а да 2). Теперь может быть найден коэффициент теоретического напора:

$$\bar{H}_T = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \text{ctg } \beta_2. \quad (7.16)$$

Коэффициент потерь в спиральной камере насоса $\zeta_{п} = \zeta_{к}/(k_1^2 + \zeta_{к})$, где $\zeta_{к}$ — коэффициент, учитывающий суммарные потери в спиральной камере (на удар, на трение, на поворот потока и в диффузоре). По данным испытаний насосов $\zeta_{к} = 0,25 \div 0,4$.

Отношение скоростей жидкости в спиральной камере $k_1 = c'_a/c_a = 1,1 \div 1,3$. Здесь c_a — средняя скорость жидкости в спиральной камере; c'_a — скорость в конце зоны удара потока на выходе из рабочего колеса в спиральную камеру.

Гидравлический КПД центробежного насоса уточняется по формуле

$$\eta_r = 1 - \frac{1}{\bar{H}_T} \left\{ \frac{3}{4} \frac{\zeta_p}{m^2} + \frac{\zeta_{п}}{2} [\bar{H}_T^2 + (c_{2r}/u_2)^2] \right\}. \quad (7.17)$$

Здесь ζ_p — коэффициент потерь на рабочих лопастях, равный 0,15—0,4 (меньшие значения — для малых углов β_2).

Коэффициенты напора $\bar{H}_K = \eta_r \bar{H}_T$ и давления $p_K = \eta_r p_T$, где $p_T = \bar{H}_T \rho$.

Необходимая частота вращения насоса

$$n = \frac{84}{(R_n m)^{3/2}} \times \sqrt{\frac{\mu_{v0}(1-v^2)u_2^2 j \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^3}{Q}}, \quad (7.18)$$

где μ_{v0} да $\mu_{v1} = 0,95 \div 1,0$ — коэффициент расхода на входе жидкости в рабочее колесо; j — количество подводов жидкости к рабочему колесу; u_2 — окружная скорость у выходной кромки рабочего колеса; $v = d_{вт}/d_0$ — коэффициент, учитывающий уменьшение живого сечения подводящего патрубка насоса за счет загромождения его валом с насаженной на него втулкой. В одноступенчатых насосах с односторонним подводом среды (насосы консольного типа) загромождение подводящего патрубка отсутствует и $v = 0$. Для многоступенчатых насосов и насосов с двусторонним подводом ($j = 2$) среды к рабочему колесу $v = 0,2 \div 0,4$. Теперь можно найти общий КПД насоса по формуле

$$\eta = \frac{\eta_r \eta'_{мех}}{1 + \alpha_{вт} + \alpha_d}. \quad (7.19)$$

Здесь $\eta'_{мех} = 0,84 \div 0,98$ — механический КПД без учета дисковых потерь на трение, учитываемых в этой формуле отдельно (меньшие значения — для малых машин с подшипниками скольжения); $\alpha_{вт} = 0,014 \div 0,03$ — коэффициент утечек; α_d — дисковые потери на трение, равные 0,01—0,04; для ступеней с соотношением размеров $l_2/d_2 > 0,03$ (см. рис. 7.6) $\alpha_d = 0,01 \div 0,02$.

Далее по формуле (7.7) может быть определена мощность привода и выбран двигатель с ближайшими к расчетным значениями частоты вращения и мощности. Запас по мощности должен быть не более 15—25%. Изменение частоты вращения влечет за собой изменение отношения диаметров m , или угла β_2 , или обеих величин одновременно. Если, например, изменяется коэффициент m , тогда новое значение n определяют методом последовательных приближений по формуле (7.18).

Не вдаваясь в детали расчета числа лопастей рабочего колеса насоса и их профилей, ограничимся описанием углов в соответствии с рис. 7.7. Здесь β_{1p} и β_{2p} — входной и выходной углы рабочих лопастей, причем рекомендуется $\beta_{1p} \leq 40 \div 50^\circ$. Угол γ называется углом атаки: при расчетном режиме (в области максимального КПД) γ да $-(2 \div 5)^\circ$. Входной угол рабочих лопастей $\beta_{1p} = \beta_1 + \gamma$. Угол δ называется углом отставания потока. Рекомендуется иметь $\delta = (3 \div 8)^\circ$, тогда выходной угол рабочих лопастей $\beta_{2p} = \beta_2 + \delta$.

Число рабочих лопастей z_p связано со средним шагом t_{cp} лопастей соотношением $t_{cp} = \pi (r_1 + r_2) / z_p$, где r_1 и r_2 — радиусы входной и выходной кромок рабочих лопастей. Вводится понятие длины профиля b_p (рис. 7.8), которая для профилей произвольной формы и при малом угле β_{2p} приближенно равна b_p да $(r_2 - r_1) / \sin 0,5 X (\beta_{1p} + \beta_{2p})$. Вводится также понятие относительного шага \bar{t}_{cp} как отношения $\bar{t}_{cp} = t_{cp} / b_p$. На основании экспериментальных исследований рабочих колес насосов можно рекомендовать $\bar{t}_{cp} = 0,3 \div 0,5$ (меньшие значения при $\beta_{2p} > 40 \div 50^\circ$, а большие при $\beta_{2p} = 20 \div 25^\circ$). Используя отношение радиусов $m = r_2 / r_1$, можно получить

$$z_p = \frac{\pi}{\bar{t}_{cp}} \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2}. \quad (7.20)$$

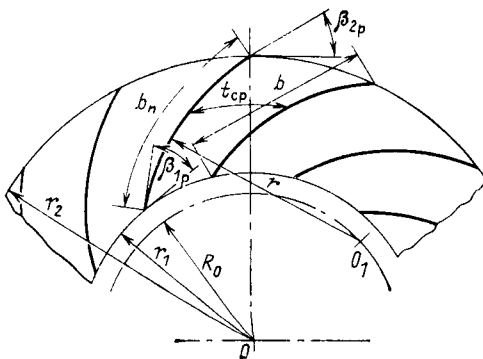


Рис. 7.8. Профили рабочих лопастей центробежного насоса:

r_1 и r_2 — радиусы входных и выходных кромок рабочих лопастей; b_p — длина профиля; γ — радиус гiba лопасти; R_0 — радиус центров окружностей гибов

Лопастей рабочих колес насосов обычно изготавливаются в виде дуг окружности, радиус гiba которых (рис. 7.8)

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2p} - r_1 \cos \beta_{1p})}, \quad (7.21)$$

а радиус центров окружностей

$$R_0 = \sqrt{r_2^2 + r^2 - 2rr_2 \cos \beta_{2p}}. \quad (7.22)$$

7.4. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ И КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ

Геодезическая высота всасывания $H_{вс}$ — разность отметок оси колеса насоса и свободного уровня в резервуаре, из которого жидкость всасывается (см. рис. 7.2). Движение жидкости от поверхности свободного уровня до входа в рабочее колесо происходит за счет потенциальной энергии всасываемой жидкости. Расход потенциальной энергии жидкости на ее подъем во всасывающую воронку колеса и потери энергии на преодоление сопротивления всасывающего трубопровода при известных условиях ведут к кавитации.

Кавитация — это гидродинамическое явление в гидравлических машинах, в том числе в насосах, зависящее от гидродинамических характеристик машины и физических свойств жидкости, приводящее к разрушению как движущихся, так и неподвижных частей гидравлических машин. Длительная работа лопастных насосов в условиях кавитации приводит к характерному разрушению их рабочих колес, зависящему от свойств металла и степени развития кавитации.

Кавитация начинается при падении давления жидкости до значения, равного или меньшего упругости ее насыщенного пара, и сопровождается нарушением сплошности потока и образованием пузырей или полостей (каверн), заполненных паром. Кавитационные явления могут возникать также при снижении местного давления по причинам динамического характера.

Проблема кавитации в насосах стала особенно острой в связи с повышением частоты вращения их рабочих колес особенно у питательных насосов энергоблоков на сверхкритические начальные параметры пара.

Известно несколько видов кавитации гидромашин: а) пузырьковая; б) в форме каверн ограниченного размера; в) в форме обширных каверн.

Пузырьковая форма кавитации обычно развивается около лопастей, омываемых потоком без значительных градиентов давления. Происходят возникновение и рост пузырьков, они движутся вдоль лопасти колеса и затем разрушаются.

Если в потоке жидкости имеются местные зоны разрежения, тогда возникают связанные с ними и с обтекаемой потоком лопастью насоса каверны—стационарные полости, охватывающие часть лопасти рабочего колеса при его вращении. При обширных кавернах заняты ими стационарные полости охватывают всю лопасть и замыкаются за ней. Наблюдения показывают, что такая форма кавитации при обтекании плоского крылового профиля начинается от его входной кромки. В хвостовой части каверна неустойчива, здесь от нее периодически отделяются участки различных размеров и форм, которые затем сносятся потоком и замыкаются.

В настоящее время принято считать, что кавитационное разрушение материала происходит из-за механического воздействия кавитирующего потока на материал. Циклический процесс разрушения одних каверн (или пузырьков) и образования новых заставляет колебаться хвостовую часть каверны на обтекаемой поверхности. Степень кавитационного повреждения лопасти зависит от давления, при котором происходит разрушение каверн. Это явление сопровождается кавитационными гидравлическими ударами, приводящими материал лопасти к усталости. Кроме поверхностного разрушения металла, вызванного усталостными явлениями в результате многократных гидравлических ударов, имеют место также отрыв

и унос частиц металла жидкостью, проникающей в поры металла и выталкиваемой из них под действием колебаний давления жидкости. Пористые металлы более подвержены подобным разрушениям.

Снижение абсолютного давления в проточной части насоса до давления упругости пара перекачиваемой жидкости, приводящее к кавитации, может быть общим для всей системы или местным. Общее падение давления может быть вызвано рядом причин: увеличением геодезической высоты всасывания или уменьшением подпора на всасе, снижением абсолютного давления в системе, ростом температуры перекачиваемой жидкости. Местное уменьшение давления может быть связано с причинами динамического характера: с возрастанием скорости жидкости вследствие увеличения частоты вращения, с отрывом или сжатием потока, с отклонением линий тока от нормальных траекторий,

При всасывании из открытой емкости, когда на уровень жидкости действует атмосферное давление, высота всасывания определяется по формуле

$$H_{вс} = \frac{p_б - p_п}{\rho g} - \Delta H_{вс} - \frac{c_0^2}{2g} - \Delta H_{к} \quad (7.23)$$

Здесь $p_б$ и $p_п$ — давления барометрическое и насыщенного пара при данной температуре жидкости; $\Delta H_{вс}$ — сопротивление всасывающего трубопровода, м; c_0 — скорость жидкости на входе в насос, м/с; $\Delta H_{к}$ — необходимое избыточное давление во всасывающей воронке насоса сверх давления насыщенного пара, называемое антикавитационным запасом, м.

Питательные насосы ТЭС всасывают воду с температурой выше 100 °С из закрытых аккумуляторных баков деаэрированной воды, где имеется паровая подушка с равновесным давлением насыщенного пара, соответствующим температуре воды. В этом случае в формулу (7.23) вместо $p_б$ должно быть подставлено $p_д$ —

давление в деаэраторе. В то же время $p_{п} = p_{д}$, и формула (7.23) преобразуется к виду

$$H_{вс} = \Delta H_{вс} + \frac{c_0^2}{2g} + \Delta H_{к}. \quad (7.24)$$

Здесь в отличие от формулы (7.23) $H_{вс}$ — подпор жидкости над всасывающей воронкой насоса, имеющий противоположный знак по сравнению с $H_{вс}$ в формуле (7.23).

Требуемый антикавитационный запас энергии на всасе насоса $\Delta H_{к}$ зависит от его подачи, от частоты вращения и от конструкции входных элементов лопастного колеса насоса и может быть определен по формуле

$$\Delta H_{к} = \lambda_1 \frac{c_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{\omega_1^2}{g}. \quad (7.25)$$

Здесь c_0 и ω_1 — абсолютная и относительная скорости потока во всасывающей воронке насоса и на входной кромке лопастного колеса (см. рис. 7.6 и 7.7); λ_1 и λ_2 — опытные коэффициенты. Для оптимальных режимов $\lambda_1 = 1,2$. Коэффициент λ_2 зависит от шага, толщины, формы и кривизны входной кромки лопасти. Его оптимальное значение равно $\lambda_2 = 0,3$.

Склонность рабочего колеса насоса к кавитации существенно зависит от характера изменения относительной скорости w обтекания жидкостью его профиля.

На рис. 7.9 показаны результаты измерений относительной скорости потока жидкости вдоль рабочей лопа-

сти насоса. Скорость близка к нулю в некоторой точке A на входной кромке. На тыльной стороне профиля S_{δ} она резко возрастает на некотором удалении от точки A до $w_{макс}$, заметно превышающей относительную скорость набегающего потока вследствие искривления линий тока при обтекании входной кромки: $w_{макс} > \omega_1$. Далее на тыльной стороне профиля скорость быстро падает, а затем снижается более медленно до w_2 — относительной скорости выхода жидкости из рабочих лопаток.

На лицевой стороне профиля S_{α} на небольшом удалении от точки A скорость резко возрастает, а затем сохраняется почти постоянной и лишь в конце профиля немного возрастает до w_2 . Положение точки A на профиле зависит от угла атаки γ : точка находится на входной кромке (в точке максимальной кривизны) на режиме обтекания, который принято называть режимом безударного входа. Угол атаки γ при безударном входе обычно отрицателен.

Важной характеристикой склонности рабочего колеса насоса к кавитации является отношение максимальной относительной скорости $w_{макс}$ к скорости набегающего потока ω_1 . Отношение связано с упомянутым выше коэффициентом кавитации $\lambda_{к}$ соотношением

$$\lambda_{к} = (w_{макс}/\omega_1)^2 - 1. \quad (7.26)$$

Физический смысл коэффициента кавитации становится понятным после установления связи между давлением жидкости и ее относительной скоростью на профиле. Максимальное местное снижение давления равно:

$$\begin{aligned} p_1 - p_{мин} &= \rho (w_{макс}^2 - \omega_1^2)/2 = \\ &= \lambda_{к} \rho \omega_1^2/2. \end{aligned} \quad (7.27)$$

Здесь p_1 — давление жидкости перед рабочими лопастями насоса; $p_{мин}$ — минимальное давление у профиля лопасти. Если $p_{мин}$ будет меньше, чем давление насыщения, то будет происходить вскипание жидкости и, как следствие, кавитация. Таким образом, коэффициент кавитации $\lambda_{к}$ является

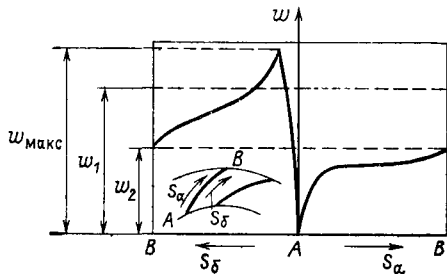


Рис. 7.9. Распределение относительных скоростей жидкости по обводам профиля вращающейся рабочей лопасти насоса:

A — входная кромка лопасти; B — выходная кромка; S_{α} — путь обхода по лицевой стороне профиля; S_{δ} — путь обхода по тыльной стороне профиля

мерой снижения давления на профиле лопасти. Желательно иметь значение $\lambda_{кр}$ минимальным. Для обычных рабочих колес в области расчетных режимов согласно опытным данным $\lambda_{кр} = 0,3 \div 0,4$.

Минимальный антикавитационный запас энергии в уравнении (7.24) может быть определен в зависимости от частоты вращения ротора насоса n и от его производительности (подачи) Q по формуле, предложенной С. С. Рудневым:

$$\Delta H_{кр, мин} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3}. \quad (7.28)$$

Здесь $c_{кр}$ — коэффициент, выражение для которого может быть получено из формулы [7.28]:

$$c_{кр} = 5,62nQ^{1/2} (\Delta H_{кр, мин})^{-3/4}. \quad (7.29)$$

Выражение (7.29) для $c_{кр}$ структурно подобно выражению (7.10) для коэффициента быстроходности насоса n_s . Разница лишь в том, что вместо напора насоса H в него входит антикавитационный запас энергии на всасе $\Delta H_{кр, мин}$.

Это сходство выражений дало основание назвать $c_{кр}$ кавитационным коэффициентом быстроходности. Между коэффициентом $c_{кр}$ и быстроходностью n_s существует зависимость

$$\frac{n_s}{c_{кр}} = 20,5 \left(\frac{\Delta H_{кр, мин}}{H} \right)^{3/4}, \quad (7.30)$$

где отношение $\Delta H_{кр, мин}/H = x$ называется коэффициентом кавитации Тома. Коэффициент широко используется при оценке кавитационных качеств осевых насосов. Для центробежных насосов большее распространение при оценке кавитационных качеств имеет коэффициент $c_{кр}$, который получают путем кавитационных испытаний насосов. Для первой ступени многоступенчатых насосов, характеризующихся значением $n_s = 80 \div 120$, ВНИИ гидромаш получены значения $c_{кр} = 1500 \div 1700$.

Кавитация насосов сопровождается дополнительными явлениями, от-

рицательно сказывающимися на работе насоса: шумом и вибрацией, снижением КПД и характеристик $H(Q)$. Если $n_s < 100$, тогда кривые $H(Q)$, КПД и мощности почти не изменяются с уменьшением давления на всасывании, но резко падают при кавитационном срыве. При $n_s = 100 \div 350$ кривые $H(Q)$ и $N(Q)$ снижаются постепенно до тех пор, пока не будет достигнута точка кавитационного срыва. Для осевых насосов с $n_s > 450$ нет отчетливо выраженной точки кавитационного срыва: наблюдается лишь постепенное снижение кривых $H(Q)$ и КПД может начаться до достижения давления парообразования на входе в колесо за счет выделения воздуха или легкокипящих фракций из перекачиваемой жидкости.

Для защиты насосов от кавитационного разрушения применяются меры, не связанные и связанные с изменением конструкции насоса. К первым относятся:

а) уменьшение сопротивления всасывающих линий (минимальная их длина, оптимальный диаметр, отсутствие резких поворотов);

б) ограничение скорости жидкости во всасывающих трубопроводах значениями 1—2 м/с при определении их диаметра;

в) недопущение воздушных мешков при трассировке всасывающих трубопроводов (в противном случае предусматриваются устройства для удаления воздуха).

Конструктивные меры предусматриваются для первых ступеней многоступенчатых насосов. К ним относятся:

а) конструирование насосов с минимальным значением коэффициента быстроходности n_s и применение колес с оптимальными входными углами лопастей;

б) применение оптимального числа рабочих лопастей $z = 6 \div 8$, а при больших значениях n_s увеличение числа лопастей против вышеуказанного;

в) удлинение лопастей в осевом направлении всасывающей воронки;

- г) применение гладких стенок и закругления входных кромок лопастей;
- д) устранение резких изменений направления потока у входа в колесо;
- е) применение входного направляющего аппарата для оптимальной закрутки потока;
- ж) применение шнекоцентробежного колеса у первой ступени;
- з) применение первой ступени насоса с вихревым отрывом потока;
- и) применение бустерных насосов с пониженной частотой вращения;
- к) применение насосов с суперкавитирующими лопатками.

7.5. РАБОТА НАСОСОВ НА СЕТЬ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Насос и внешняя сеть, на которую работает насос, образуют единую систему, определяемую равенством подачи Q насоса и количества жидкости, проходящей по внешней сети, а также равенством напора $Я$, создаваемого насосом при постоянной частоте вращения [формула (7.4)], и напора, расходуемого сетью H_c [формула (7.6)]. Графически равновесие системы насос—сеть ($Я = H_c$) выражается точкой пересечения A характеристики насоса $H(Q)$ с характеристикой сети $H_c(Q)$, называемой рабочей точкой (рис. 7.10).

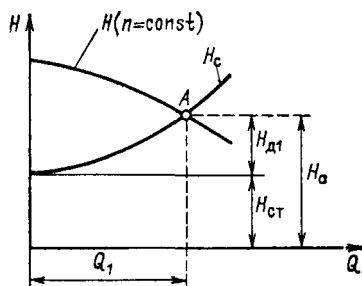


Рис. 7.10. Характеристики центробежного насоса (при постоянной частоте вращения) и сети:

H — напорная характеристика насоса; H_c — характеристика (сопротивление) сети; $Я_{ст}$ — статическая часть характеристики сети; $H_{д1}$ — динамическая часть характеристики; A — рабочая точка; Q_1 — подача насоса, соответствующая рабочей точке характеристики

В общем случае характеристика сети $H_c(Q)$ состоит из статического и динамического ее сопротивлений. Статическое сопротивление не зависит от расхода среды и в формуле (7.6) определяется суммой: $H_{ст} = (p_2 - p_1)/\gamma + z$, где $(p_2 - p_1)$ — разность статических давлений в напорном и приемном резервуарах (см. рис. 7.2); z — разность уровней жидкости в этих же резервуарах.

На рис. 7.10 $H_{ст}$ отложена в виде горизонтальной прямой линии.

Динамическое сопротивление сети $H_{д1} = (c_2^2 - c_1^2)/2g + AH$ зависит от скорости движения среды по трубопроводам сети, а следовательно, и от ее расхода Q (зависимость квадратичная). В рабочей точке динамическое сопротивление сети обозначено через $H_{д1}$, чему соответствует подача насоса Q_1 .

В частном случае, если насос работает на замкнутую сеть с возвратом среды на его всас (например, насосы рециркуляции), статическое сопротивление сети $H_{ст} = 0$ независимо от того, под каким абсолютным давлением находится перекачиваемая жидкость.

В условиях ТЭС обычно приходится иметь дело со сложной сетью, состоящей из нескольких разветвленных трубопроводов различного диаметра и длины, включенных между собой параллельно и последовательно и расположенных иногда на различных отметках.

При последовательном соединении участков и неизменном статическом сопротивлении всей сети новая характеристика получается суммированием динамических сопротивлений участков при заданной подаче. К динамическому сопротивлению первого участка $H_{д1}$ добавляется динамическое сопротивление второго участка $H_{д2}$ и третьего $H_{д3}$, и парабола суммарной характеристики сети H_c становится все более крутой (рис. 7.11).

При параллельном соединении участков характеристика сети получается суммированием расходов жидкости через отдельные участки при постоянном напоре.

На рис. 7.12 рассмотрен случай работы насоса на сеть, в которой каждый из параллельно включенных участков с динамическими сопротивлениями $H_{д1}$ и $H_{д2}$ имеет также различное статическое сопротивление $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$. Суммарная характеристика сети H_c в этом случае изображается ломаной кривой, состоящей из характеристики H_{c2} участка 1-2 от нулевой подачи до точки ее пересечения с линией статического напора $H_{ст1}$, а затем переходящей в кривую H_c (участок 2-А), получаемую суммированием подачи Q_1 и Q_2 при постоянных значениях напора.

В условиях эксплуатации возникает необходимость регулирования подачи насосов. Регулирование может осуществляться двумя способами: изменением характеристики сети и изменением характеристики насоса.

К первому способу относится дроссельное регулирование, заключающееся в дросселировании потока жидкости с помощью задвижки на нагнетании насоса. Дросселировать поток на всасывающей стороне насоса не рекомендуется, так как это может привести к возникновению кавитации. Дросселирование потока с помощью регулирующей задвижки или клапана на нагнетании насоса является наиболее распространенным, простым и надежным способом регулирования подачи. Его недостатком является низкая экономичность способа, так как регулирование подачи сопровождается потерей энергии и части напора в дроссельном органе. При дроссельном регулировании из-за большой местной скорости изнашивается регулирующий орган и возникает опасность его неплотного закрытия при остановке насоса. Для обеспечения минимального снижения КПД насосного агрегата при дроссельном регулировании напорная характеристика насоса должна быть наиболее полой.

Дросселирование потока с помощью регулирующей задвижки равносильно введению в сеть дополнительного сопротивления. Статическое сопротивление сети $H_{ст}$ при этом не

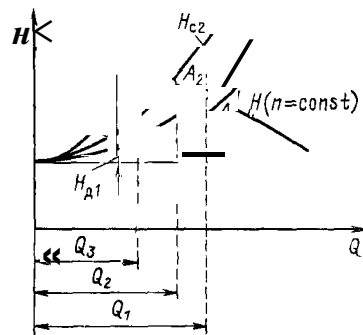


Рис. 7.11. Характеристики насоса и сети при последовательном соединении трех участков с одинаковым статическим сопротивлением $H_{ст}$.

Яд., $H_{д2}$ и $H_{д3}$ — динамические сопротивления участков; Яс., $H_{с2}$ и Яс3 — суммарные характеристики сети при наличии одного, двух и трех последовательных участков; A_1 — A_3 — рабочие точки на характеристике насоса; Q_1 — Q_3 — три значения подачи насоса

изменяется, а к динамической составляющей добавляется новое сопротивление, и парабола становится более крутой. Этот метод регулирования можно пояснить, используя упомянутый выше рис. 7.П. Каждому положению регулирующей задвижки в этом случае будет соответствовать свой график динамического сопротивления сети.

На рис. 7.И изображены три характеристики сети — $H_{с1}$, $H_{с2}$ и $H_{с3}$, соответствующие трем положениям за-

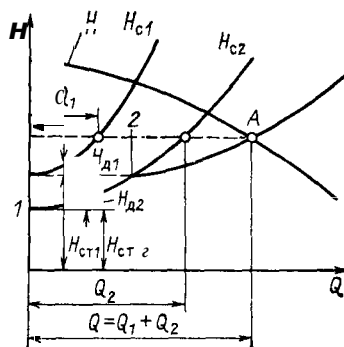


Рис. 7.12. Характеристики насоса и сети с двумя параллельными участками:

Яст. и $H_{ст2}$ — статические напоры участков; Яд. и $H_{д2}$ — динамические сопротивления участков; $H_{с1}$, $H_{с2}$ и Яс — суммарные характеристики первого и второго участков и всей сети; 1—2 — совпадение характеристик второго участка с характеристикой всей сети; А — рабочая точка на характеристике Я насоса; Q , Q_1 и Q_2 — подача насоса и расходы жидкости через первый и второй участки сети

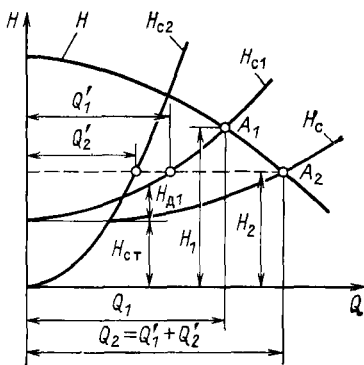


Рис. 7.13. Регулирование производительности насоса перепуском (байпасированием) потока:

H_{c1} — характеристика основной сети при закрытом перепуске; H_{c2} — характеристика перепускной линии; L — рабочая точка первого режима (с закрытым перепуском); A_2 — рабочая точка режима с перепуском; Q_1 — подача насоса в первом режиме; Q'_1 — подача жидкости в основную сеть в режиме с перепуском

движки: полностью открытому и различным степеням прикрытия.

Вторым способом регулирования производительности насоса воздействием на характеристику сети является байпасирование или перепуск части жидкости из напорной линии на всас насоса. Этот способ графически изображен на рис. 7.13.

Напор насоса при открытии перепуска снижается от H_1 до H_2 , а пода

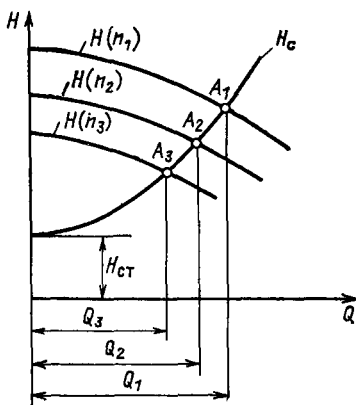


Рис. 7.14. Регулирование подачи насоса изменением частоты вращения его рабочего колеса:

$H(n_1)$, $H(n_2)$, $H(n_3)$ — характеристики насоса при трех значениях частоты вращения; H_c — характеристика сети; Q_1 , Q_2 , Q_3 — подача насоса при каждом из трех режимов; A_1 , A_2 , A_3 — рабочие точки для трех режимов

ча возрастает от Q_1 до Q_2 , уменьшение напора вызывает уменьшение расхода жидкости через основную линию от Q_1 до Q_i .

С точки зрения экономичности такой способ регулирования приемлем для насосов с большой быстроходностью ($n_s > 250$) и для вихревых насосов, у которых мощность падает с увеличением подачи. В центробежных насосах с $n_s < 250$ регулирование перепуском вызывает увеличение потребляемой мощности и может привести к перегрузке двигателя.

Способы регулирования производительности изменением характеристики насоса в общем являются более экономичными. Из них на первое место следует поставить регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса (рис. 7.14).

Регулирование частоты вращения легко осуществляется при электродвигателях постоянного тока. При переменном токе задача усложняется — используются асинхронные электродвигатели с фазным ротором. Можно также применять электромагнитную или гидравлическую муфту. Для питательных насосов с потреблением мощности более 12 МВт целесообразно применение паротурбинного привода, обеспечивающего плавное регулирование частоты вращения в широком диапазоне.

Регулирование изменением частоты вращения приводит к новому положению характеристики насоса, и рабочая точка перемещается в новое положение, соответствующее новому значению подачи. Отличительной особенностью этого метода является то, что он не приводит к дополнительным потерям в системе насос—сеть. КПД насоса сохраняется в первом приближении постоянным, и этим обеспечивается максимальное значение КПД насосной установки.

Частота вращения в точке A_2 (рис. 7.14) определяется из уравнения подобия:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1} = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}. \quad (7.31)$$

Мощность насоса в точке A_2

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (7.32)$$

К другим способам регулирования производительности воздействием на характеристику насосов относятся регулирование с помощью входного направляющего аппарата с поворотными лопатками, позволяющими изменять подкрутку потока на входе насоса, и регулирование изменением угла установки лопастей у рабочего колеса насоса. Этим способом можно изменять подачу осевого или диагонального насоса.

В заключение раздела рассмотрим совместную работу насосов. Под совместной понимается *параллельная* или *последовательная* работа насосов на данную систему.

В параллельную работу обычно включаются насосы, от которых зависят надежность, экономичность и безопасность работы объекта (питательные, конденсатные, циркуляционные, пожарные и некоторые другие насосы). Для параллельной работы обычно применяют однотипные насосы. При параллельной работе насосов удается расширить диапазон регулирования подачи.

На рис. 7.15 в системе координат $H-Q$ представлены суммарные рабочие характеристики двух одинаковых насосов, работающих параллельно. Для получения такой суммарной характеристики параллельной работы необходимо удвоить подачи при одинаковых напорах $ab = bc$. Максимальная суммарная подача двух параллельно работающих одинаковых насосов всегда меньше удвоенной подачи каждого из них при работе на ту же сеть. Параллельная работа двух насосов с различными характеристиками изображена на рис. 7.16.

Последовательная работа. Если два насоса включены последовательно, тогда суммарные характеристики получают сложением напоров при одинаковой подаче (рис. 7.17). Последовательная работа насосов экономически оправдывается при крутых характеристиках сети

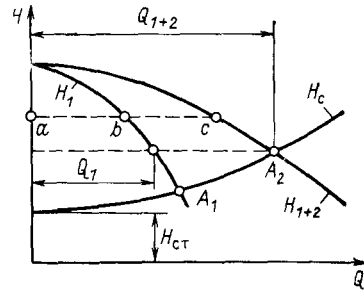


Рис. 7.15. Параллельная работа двух одинаковых центробежных насосов:

H_1 — характеристика одного насоса; H_{1+2} — характеристика двух насосов при параллельной работе; $Q_{1+2} = 2Q_1$ — подача двух параллельно работающих насосов; $H_{ст}$ — статическая характеристика сети; H_c — полная характеристика сети (включая динамическую часть); A_1 и A_2 — рабочие точки при работе одного и двух насосов; здесь $ab = bc$

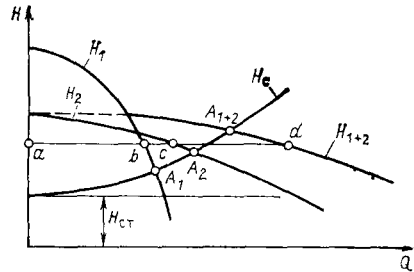


Рис. 7.16. Параллельная работа на общую сеть двух насосов с различными характеристиками:

H_1 — характеристика первого насоса; H_2 — характеристика второго насоса; H_{1+2} — суммарная характеристика двух насосов при параллельной работе, где $ab = bc$; H_c — характеристика сети; A_1 , A_2 , A_{1+2} — рабочие точки при работе первого, второго и двух насосов одновременно

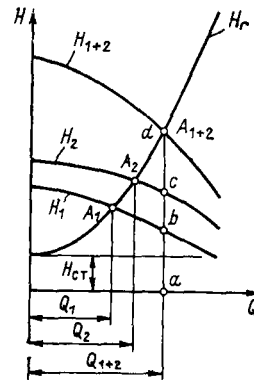


Рис. 7.17. Суммарная характеристика двух насосов при совместной работе на общую сеть и последовательном включении:

A_1 — характеристика первого насоса; H_2 — характеристика второго насоса, H_{1+2} — суммарная характеристика двух насосов, где $ab = cd$

с малым значением статической составляющей $H_{ст}$.

Некоторые центробежные насосы малой быстроходности обладают характеристиками, у которых напор холостого хода меньше максимального напора (рис. 7.18). Участок ac характеристики при известных условиях может оказаться причиной неустойчивой работы насоса с колебаниями подачи и напора, часто сопровождающимися гидравлическими ударами в сети и даже повреждениями насоса.

Характеристика сети является параболической с вершиной параболы в точке, где горизонталь статической составляющей напора пересекает ось ординат. Если характеристика сети пересекает характеристику насоса в двух точках, тогда возникают условия для неустойчивой работы насоса. Как видно из рис. 7.18, такие условия возникают на участке характеристики насоса между точками a и c .

Из графика следует, что явление неустойчивости не будет возникать, когда напор холостого хода насоса больше статического напора сети. Анализ показывает, что первопричиной неустойчивости работы является то, что в определенный момент давление в сети больше, чем напор холостого хода, или если максимальный напор насоса меньше давления в сети. Возникает тенденция к реверсу потока в

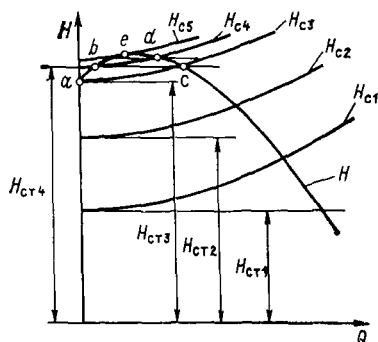


Рис. 7.18. Работа центробежного насоса на неустойчивой ветви характеристики:

H — характеристика насоса; $H_{ст1} - H_{ст4}$ — значения статического сопротивления сети; $H_{c1} - H_{c4}$ — соответствующие суммарные характеристики сети; ac — область неустойчивой работы насоса; b и d — точки характеристики насоса, определяющие размах подачи при работе на сеть с характеристикой H_{c4} ; e — предельная точка зоны неустойчивой работы насоса

системе насос—сеть. Колебания в системе насос—сеть могут возникнуть, когда система может запасать и возвращать обратно энергию; это, в частности, имеет место при подаче воды питательным насосом в котел.

При наличии в сети аккумуляторов энергии (паровая подушка в котле, длинные упругие трубопроводы) амплитуда колебаний при нарушении равновесия может достигать больших значений и работа насоса вблизи точки максимума напорной характеристики может быть неустойчивой. Возникает п о м п а ж, т. е. явление автоколебаний в системе насос—сеть. При работе питательного насоса ТЭС в случае повышения давления в котле характеристика сети эквидистантно перемещается вверх. Это изображено на рис. 7.18 кривыми H_{c1}, H_{c2}, H_{c3} и H_{c4} . Предельной характеристикой здесь будет график H_{c5} , имеющий касание в точке e с характеристикой насоса.

При дальнейшем повышении давления режим работы насоса скачкообразно переместится в зону отрицательных подач и при отсутствии обратного клапана вода из котла пойдет через насос обратно в деаэрактор. Давление в котле упадет, и, когда характеристика сети достигает значения, соответствующего напору холостого хода насоса, произойдет скачкообразный переход режима работы насоса в зону положительных подач. Этот процесс может многократно повторяться.

Работа насоса в области помпажа не должна допускаться в эксплуатации. При наличии западающего участка характеристики насоса предотвратить или уменьшить помпаж можно применением обратных клапанов с линией рециркуляции, обеспечивающих работу насоса с подачей большей, чем в точке с начала неустойчивой зоны характеристики.

7.6. КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Конструкции энергетических насосов отличаются большим разнообразием. Ниже приведено описание наиболее характерных из них.

Питагельные насосы относятся к числу наиболее ответственных вспомогательных машин ТЭС. На блоках с давлением 13 МПа, мощностью до 210 МВт применяются питательные насосы с электроприводом с установкой двух агрегатов производительностью по 50 % максимального расхода питательной воды на блок (без резерва) или одного на полный расход воды.

На блоках сверхкритического давления конденсационных мощностью 300 МВт и теплофикационных мощностью 250 МВт устанавливают по одному питательному насосу полной производительности с приводом от паровой турбины с противодействием и один пускорезервный электронасос половинной производительности с гидромуфтой.

На более крупных энергоблоках (500 МВт и выше) в целях разгрузки выхлопных частей главных турбин устанавливают по два питательных насоса с приводом от паровых турбин конденсационного типа, каждый половинной производительности с резервированием подвода пара к приводным турбинам.

Переход на турбопривод питательных насосов с повышением мощности блоков и начального давления связан с рядом причин. При выборе типа привода питательных насосов до перехода к сверхкритическому начальному давлению пара на энергоустановках с единичной мощностью 210 МВт и ниже отдавали предпочтение электроприводу с регулированием производительности на старых установках дросселированием потока, на более новых — гидромуфтой. Это оправдывалось при относительно небольшой мощности привода, когда КПД электродвигателя выше, чем КПД паровой турбины.

С ростом начальных параметров пара повышается относительная и абсолютная мощность питательных насосов и их экономичность заметно отражается на экономичности всего энергоблока.

С ростом мощности привода КПД приводных турбин становится выше,

и турбопривод питательных насосов становится предпочтительнее. В то же время применение электропривода здесь ограничивается трудностями конструирования асинхронных электродвигателей большой мощности, имеющих в настоящее время верхний предел единичной мощности около 8 МВт. Выше этой границы пришлось бы переходить к электродвигателям синхронного типа, менее удобным при пусках и в эксплуатации, или применять несколько параллельных питательных электронасосов меньшей производительности, что усложняет и удорожает установку.

Другая причина связана с частотой вращения насоса. С повышением требуемого напора приходится увеличивать частоту вращения ротора насоса во избежание чрезмерного возрастания числа необходимых ступеней и длины вала (при $p_{пв} = 30 - 35$ МПа требуется $n = 100 - 135$ с⁻¹). При электроприводе для этого приходится применять повышающий редуктор, что связано с дополнительными потерями энергии. Турбопривод не имеет ограничений по частоте вращения.

На рис. 7.19 в качестве примера приведен основной питательный насос энергоблока 300 МВт, имеющий привод от паровой турбины с противодействием (ПТН). Аналогичную конструкцию (при других размерах) имеет пускорезервный питательный электронасос (ПЭН) для этого блока с мощностью привода 8 МВт.

Соединение вала насоса с редуктором осуществляется жесткой муфтой через валик, расположенный внутри шестеренки редуктора. Вал редуктора соединяется с ротором гидромуфты зубчатой муфтой. Соединение гидромуфты с ротором электродвигателя осуществляется с помощью полужесткой муфты. Питательный электронасос имеет производительность 153 кг/с при давлении нагнетания 31,4 МПа и всасывания 1,96 МПа (после бустерного насоса). Частота вращения ротора 125 с⁻¹ при потребляемой мощности 6300 кВт. Нормальная температура перекачиваемой воды 170 °С. Насос имеет шесть ступеней давления. Для обеспечения надежности и герметичности корпус насоса выполнен двойным. Внешний корпус не имеет горизон-

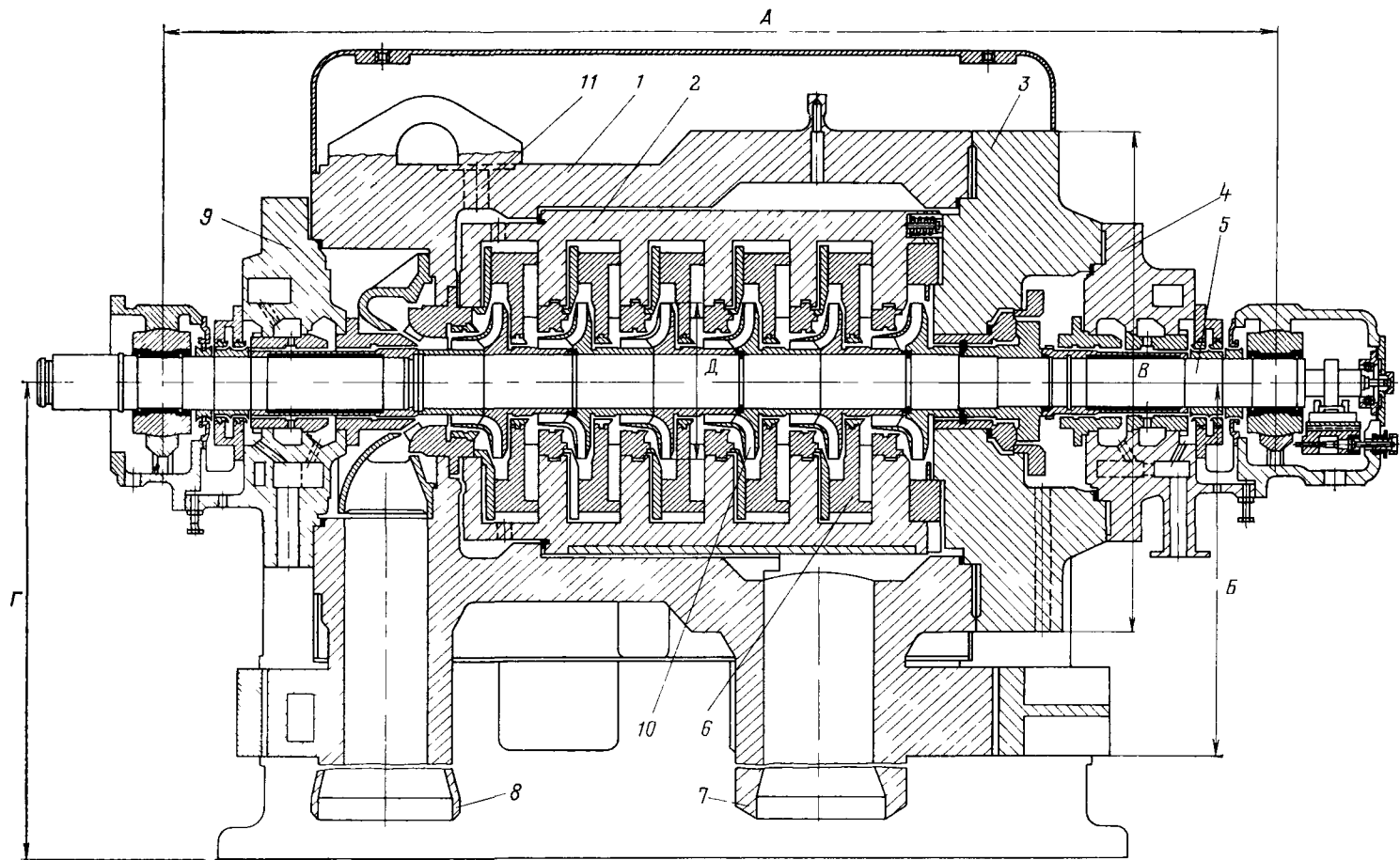


Рис 7 19 Продольный разрез питательного насоса СВПТ 340 1000 ЛМЗ

1 — внешний корпус 2 — внутренний корпус 3 — крышка, 4 — корпус заднего уплотнения 5 — вал \varnothing направляющий аппарат 7 — напорный патрубок 8 — всасывающий патрубок 9 — корпус переднего уплотнения, 10 — рабочее колесо 11 — отбор воды для регулирования температуры промпрегрева пара в пусковых режимах

тального разъема и состоит из кованого цилиндра с напорным и всасывающим патрубками и с опорными лапами и крышки на стороне нагнетания, присоединяемой на фланце. К крышке на круглом фланце присоединен корпус заднего уплотнения, который образует камеру разгрузочного диска. На стороне всасывания крышкой служит корпус переднего уплотнения.

Внутренний корпус, имеющий горизонтальный разъем, выполнен ковано-сварным. В него закладываются направляющие аппараты, также имеющие горизонтальный разъем. Их верхние и нижние половины соединяются болтами. Такая конструкция дает возможность осмотра насоса при ревизии без разборки ротора. Крепление внутреннего корпуса обеспечивает возможность независимого теплового расширения деталей насоса без нарушения их центровки. Для обеспечения плотности между стыкуемыми деталями устанавливают прокладки из нержавеющей стали. За первой ступенью насоса предусмотрен отбор воды для регулирования температуры промпрегрева пара впрыском в пусковых режимах.

Ротор насоса состоит из вала с насаженными на него рабочими колесами из нержавеющей стали. Для облегчения сборки ротора диаметр вала под колесами изменяется ступенчато, а посадка колес на вал осуществляется с необходимым натягом. Для обеспечения независимого теплового расширения вала и рабочих колес между их втулками предусмотрены разрезные установочные кольца.

В областях переднего и заднего концевых уплотнений вал защищен рубашками из нержавеющей стали.

Осевое усилие, действующее на ротор насоса, полностью уравновешивается разностью давлений по обе стороны разгрузочного диска. Со стороны рабочих колес к диску подводится питательная вода после последней ступени сжатия в насосе. Из камеры разгрузочного диска вода отводится перепускной трубой во всасывающую камеру насоса.

Концевые уплотнения вала выполнены без сальников — щелевого типа. Для предотвращения протечек горячей воды и охлаждения концевых участков вала к ним подводится холодный конденсат. Каждое уплотнение состоит из двух втулок и трех камер. Внутренние камеры, расположенные со стороны насоса, соединены с деаэратором, средние — с линией нагнетания конденсатных насосов, а наружные через сифон — с конденсатором главной турбины.

Питательная вода из всасывающей камеры насоса и камеры разгрузочного диска, дросселируясь в первых секциях уплотнения, поступает во внутренние камеры уплотнений и отводится в деаэратор. Холодный кон-

денсат из линии нагнетания конденсатных насосов поступает в средние камеры корпусов уплотнений с давлением, несколько превышающим давление в деаэраторе. Этот конденсат частично уходит во внутренние камеры, препятствуя проникновению наружу питательной воды с температурой 170 °С, и, дросселируясь во вторых секциях уплотнений, поступает в наружные камеры, откуда отводится через сифон в конденсатор. Для поддержания необходимого давления уплотняющего конденсата на его подводе установлены регулирующие вентили.

Насос снабжен двумя самоустанавливающимися опорными подшипниками скольжения, имеющими сферические опорные поверхности, корпуса которых крепятся на крышках внешнего корпуса насоса, где расположены уплотнения. В корпусе заднего подшипника имеется электрический индикатор осевого сдвига ротора.

Зубчатый редуктор (рис. 7.20) предназначен для передачи крутящего момента от электродвигателя к насосу с повышением частоты вращения от 48 до 125 с⁻¹. Редуктор выполнен одноступенчатым с двумя цельноковаными шестернями, шевронные зубцы которых обеспечивают плавное зацепление и уравнивание осевого давления.

Шестерни редуктора расположены в чугунном корпусе, имеющем горизонтальный разъем. В нижней части корпуса имеется маслосборник. На боковых стенках корпуса выполнены специальные приливы, в которых размещены вкладыши опорных подшипников. Для подвода масла к зацеплению шестерен предусмотрены маслоподводящие трубки, прикрепленные к корпусу редуктора с внутренней стороны.

Гидромурфта служит для регулирования частоты вращения ротора питательного насоса при неизменной частоте вращения электродвигателя.

На рис. 7.21 изображена гидромурфта жиклерного типа, основными узлами которой являются статор, ведущий и ведомый роторы.

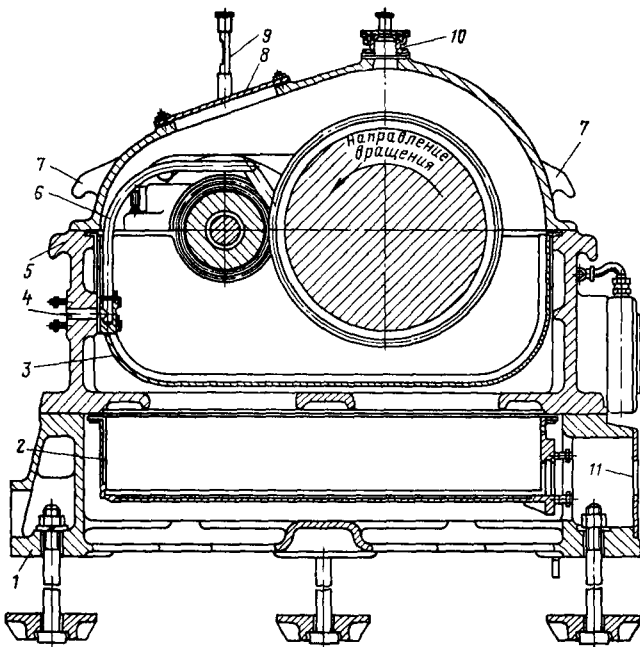


Рис. 7.20. Продольный разрез редуктора пускорезервного ПЭН для блока К-300-240:
 1 — рама; 2 — маслосборник рамы; 3 — маслосборник корпуса; 4 — подвод масла на зацепление; 5 — корпус редуктора; 6 — маслопровод; 7 — приливы для подьема крышки редуктора; 8 — смотровой люк; 9 — маслоуказатель с термометром; 10 — дефлектор для выпуска паров масла; // — общий слив масла

Статор выполнен в виде чугунного корпуса с горизонтальным разъемом, в который встроены два подшипника ведущего ротора и один ведомого. Задние подшипники роторов имеют общую крышку и образуют с нижней половиной корпуса камеру для подвода масла в рабочие полости гидромuffты. В нижней части корпуса имеется маслосборный картер, предохраняющий стенки корпуса от соприкосновения с нагретым в гидромuffте маслом.

Ведущий ротор жиклерной гидромuffты образован двумя чашеобразными дисками, соединенными по наружному диаметру цилиндрической проставкой. Внутренняя полость каждого диска разделена радиально расположенными лопатками на 20 частей. К торцу переднего диска прикреплен вал, на другой конец которого насажена полумuffта для соединения с валом электродвигателя.

Проставка ротора имеет шесть радиально расположенных отверстий, в которых закреплены стаканы. В боковые стенки стаканов ввернуты ниппели, выходные отверстия которых направлены в сторону, противоположную вращению гидромuffты. Через ниппели осуществляется слив масла из гидромuffты в количестве, необходимом для поддержания температуры на сливе не выше 60—65 °С.

Ведомый ротор представляет собой вал с насаженным на него двухсторонним диском. На переднем конце вала расположена внутренняя обойма роликоподшипника. С другой стороны вал опирается на опорно-упорный подшипник и имеет зубчатую мuffту для соединения с валом редуктора.

Работа гидромuffты регулируется изменением количества подводимого к ней масла. При установившемся режиме подвод масла равен его сливу через ниппели. Слив масла через ниппели определяется давлением масла перед ними, которое зависит от уровня масла в гидромuffте, т. е. от степени ее заполнения, поскольку частота вращения ведущего ротора постоянна. Чем больше заполнение гидромuffты маслом, тем меньше скольжение ведомого ротора относительно ведущего.

Изменение подвода масла к гидромuffте производится регулирующим устройством, смонтированным на специальном кронштейне, который крепится к корпусу гидромuffты. Регулирующее устройство состоит из регулирующего клапана, управляемого с помощью КДУ. Масло в систему смазки подшипников насоса и на питание гидромuffты поступает от маслосистемы главной турбины при давлении 0,14—0,16 МПа.

Конструкции питательных насосов котлов для блоков 500 и 800 МВт в основном идентичны приведенной на рис. 7.19. Насосы отличаются только размерами и частотой вращения ротора. Для блоков 500 и 800 МВт питательные электронасосы отсутствуют. Вместо них устанавливаются по два на блок питательные турбонасосы, каждый производительностью на 50 % номинального расхода питательной воды в котел. В отличие от турбонасоса блока 300 МВт, где для привода используется турбина с противоав-

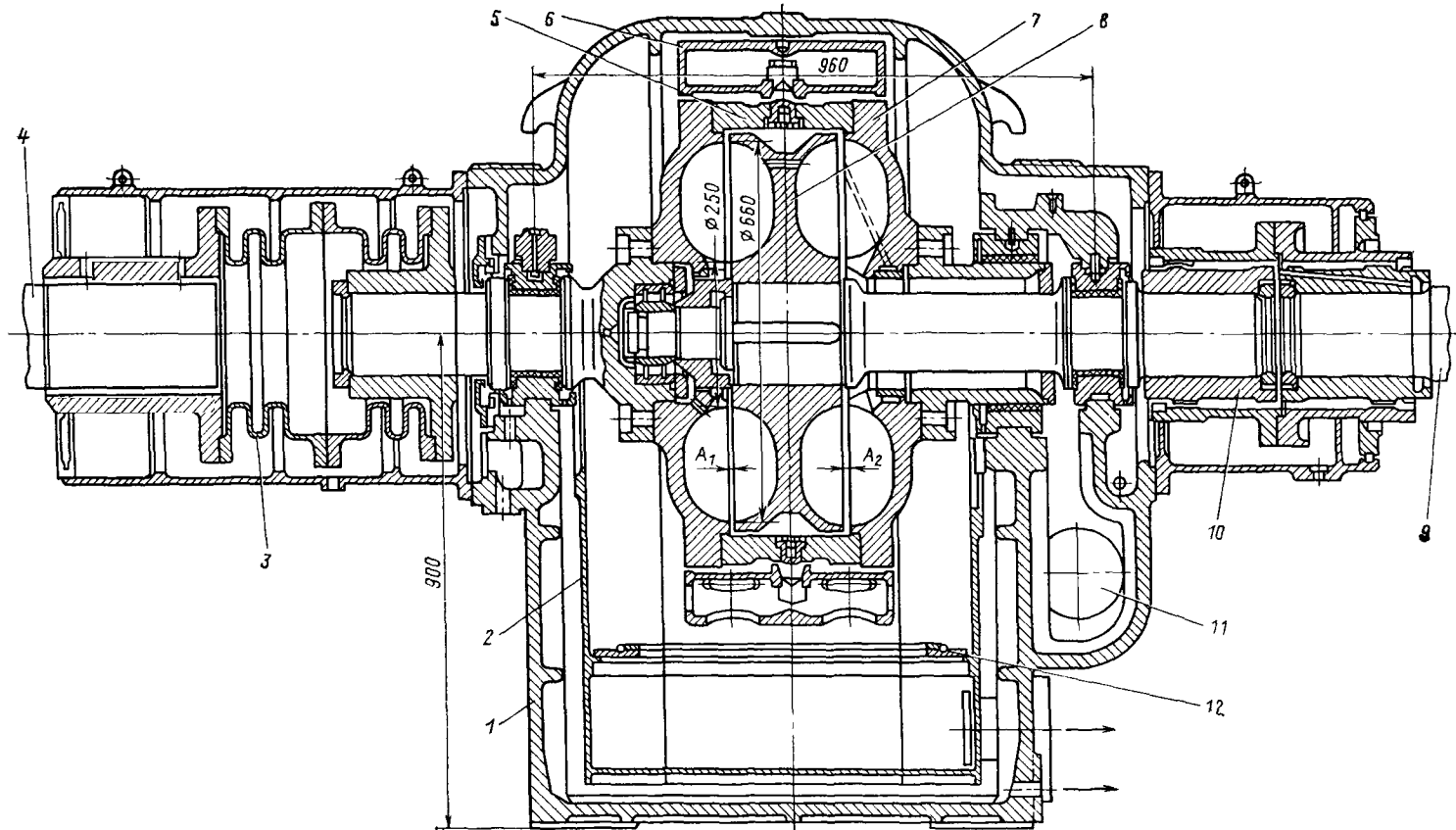


Рис. 7.21. Гидромуфта ЛМЗ:

1 - статор; 2 - маслобортный картер; 3 - полужесткая муфта; 4 - вал электродвигателя; 5 - цилиндрическая проставка; 6 - маслобортное кольцо; 7 - ведущий ротор; 8 - ведомый ротор; 9 - вал редуктора; 10 - зубчатая муфта; 11 - подвод масла от регулирующего клапана; 12 - фильтр

лением, приводные турбины блоков 500 и 800 МВт конденсационного типа.

Питательные насосы для блоков сверхкритических параметров выпускают ЛМЗ, завод «Экономайзер» и Сумской насосный завод. Приводные турбины для ПТН выпускают Калужский турбинный завод и завод «Экономайзер».

Конденсатные насосы представляют особую группу энергетических насосов, работающих с минимальным кавитационным запасом. Этот запас обусловлен разностью вертикальных отметок уровня свободной поверхности жидкости в конденсаторе и оси входного патрубка насоса и потерями во всасывающем тракте насоса.

Условия работы требуют применения для конденсатных насосов относительно низкой частоты вращения, использования материалов, стойких к кавитационным разрушениям, установки для первой ступени насоса рабочих колес специальной конструкции с высокой всасывающей способностью. В связи с этим конденсатные насосы обладают более низкой экономичностью, большей металлоемкостью и более высокой стоимостью по сравнению с другими насосами на аналогичные подачи и напоры.

Из условий удобства компоновки и уменьшения занимаемой площади для крупных конденсатных насосов часто принимают вертикальное исполнение.

На рис. 7.22 изображен конденсатный насос первого подъема производительностью 278 кг/с на напор 0,95 МПа (95 м вод. ст.) вертикального типа, двухступенчатый и двухкорпусный.

Литой чугунный корпус в нижней части имеет разъем в вертикальной плоскости. Во внутреннем корпусе выполнены каналы полуспирального подвода к первой ступени, переводные каналы между ступенями и каналы двухзаходного спирального отвода от рабочего колеса первой ступени. Литая напорная крышка насоса выполнена цельной. К ней крепятся нижняя разъемная часть внутреннего корпуса, лопаточный отвод второй ступени, корпуса подшипника и сальника.

Всасывающий патрубок выполнен в виде башмака, приваренного к нижней части наружного корпуса. Этим достигаются достаточно благоприятные условия для равномерного подвода конденсата к обеим половинам рабочего колеса первой ступени. Кроме того, всасывающий патрубок располагается на уровне верхней входной воронки рабочего колеса. Ротор насоса состоит из вала, комплекта рабочих колес, защитных втулок, подшипника, полумуфты. Сварно-литое рабочее колесо первой ступени двухстороннего входа с предвключенными шнеками перед входными воронками, рабочее колесо второй ступени — одностороннего входа.

Циркуляционные насосы. Работа ТЭС связана с потреблением большого количества охлаждающей воды, которая в основном направляется в конденсаторы турбин. Служащие для подачи на ТЭС этой воды из водоисточника циркуляционные насосы отличаются большой производительностью при относительно небольшом напоре 0,15 — 0,2 МПа (15—20 м вод. ст.). На береговых насосных станциях современных блочных ТЭС преобладающее распространение получили осевые циркуляционные насосы. Вертикальные осевые насосы (рис. 7.23) изготавливаются одноступенчатыми с неподвижными или поворотными лопастями рабочего колеса. Насосы предназначены для перекачки воды с температурой 10—30 °С с подачей до 18 300 кг/с при напорах до 0,23 МПа (23 м вод. ст.).

Конструкция насосов нормализована, что дает возможность в одном корпусе устанавливать модификации проточной части и при разной частоте вращения получать различные характеристики насоса. Диаметр рабочего колеса достигает 1850 мм. На закладное фундаментное кольцо устанавливается камера рабочего колеса, которая состоит из двух половин и может иметь цилиндрическую или сферическую внутреннюю расточку. Дальше на фланцах присоединяются направляющий аппарат и отвод. Рабочее колесо имеет от двух до шести лопастей из высоколегированного стального литья марки 1Х18Н9Т и присоединяется к фланцу вала. Внутри корпуса рабочего колеса помещается механизм поворота лопастей, работающий от ручного, гидравлического или электрического привода. Последние два типа привода позволяют изменять угол установки лопастей в зависимости от режима при работающем

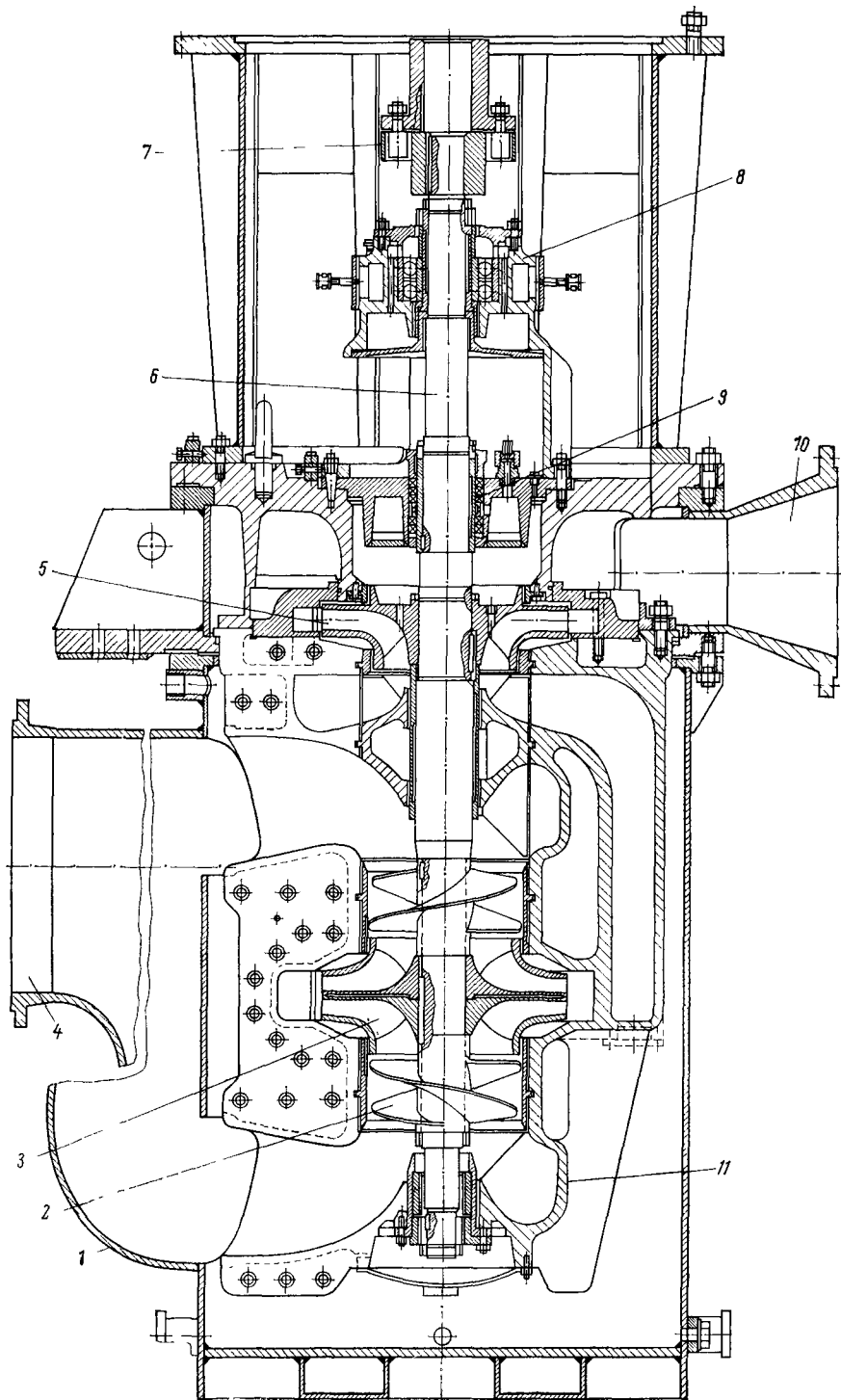
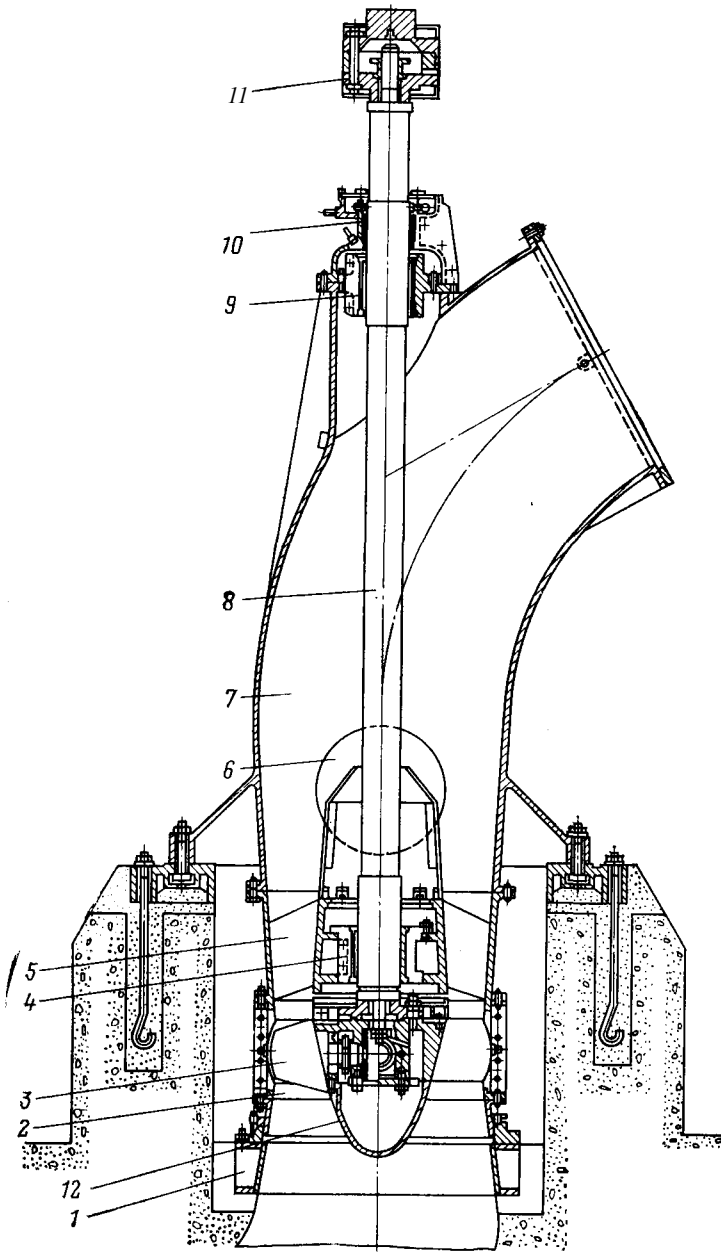


Рис. 7.22. Конденсатный насос вертикального исполнения двухступенчатый КСВ-1000-95. 1 - наружный корпус; 2 - предвключенный шнек; 3 - рабочее колесо первой ступени; 4 - всасывающий патрубок; 5 - рабочее колесо второй ступени; 6 - вал; 7 - полумуфта; 8 - корпус подшипника; 9 - сальник; 10 - напорный патрубок; 11 - внутренний корпус

Рис. 7.23. Осевой вертикальный насос циркуляционной воды:

1 — закладное фундаментное кольцо; 2 — камера рабочего колеса; 3 — лопасти рабочего колеса; 4 — нижний подшипник; 5 — направляющий аппарат; 6 — вал; 7 — отвод; 8 — верхний подшипник; 9 — садьник; 10 — муфта; 11 — обтекатель



насосе. Снизу корпус рабочего колеса закрывается обтекателем.

Стальной кованый вал ротора насоса вращается в двух подшипниках скольжения с резиновыми или лигнофолевыми вкладышами. Нижний подшипник смонтирован в корпусе направляющего аппарата, верхний — в опорном узле отвода. Перед пуском насоса к верхнему подшипнику подается вода, которая используется в каче-

стве смазывающей среды. Для контроля за нижним подшипником в отводе предусмотрен люк. Уплотнение вала осуществляется мягким сальником, корпус которого смонтирован на опорном узле отвода. Валу насоса и электродвигателя соединяются между собой жесткой муфтой непосредственно или через промежуточный вал. Вес ротора и осевое усилие воспринимаются пятой электродвигателя.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ГАЗОВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ

8.1. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТОВ

Газовоздушный тракт является важной составной частью тепловой электростанции, сооружение которого связано с большими трудностями и большим расходом материалов. Тракт в значительной мере определяет размеры ТЭС, на транспортировку по нему дымовых газов и воздуха затрачивается большое количество энергии, от его работы зависит надежность работы электростанции. ТЭС, потребляя огромное количество топлива и воздуха, выбрасывают полученные в результате сгорания вещества в окружающую среду. Поэтому в газовоздушном тракте наряду с паровым котлом, тягодутьевыми машинами и газоздухопроводами все большее значение приобретают газоочистные устройства и дымовые трубы, рассеивающие дымовые газы в атмосфере.

Принципиальная схема газовоздушного тракта определяет затраты энергии газа и воздуха при заданных сопротивлениях отдельных его элементов. Схема определяет место установки тягодутьевых машин (на холодном воздухе, горячем воздухе, дымовых газах), число независимых ниток с разными характеристиками трактов и машин, наличие постоянно действующих перемычек с дросселированием давления в них и др.

Принципиальная схема зависит от ряда факторов, из которых важнейшими являются вид топлива, принятая схема топливоприготовления, тип топочного устройства, принятый способ регулирования перегрева, давление или разрежение в газоходах парового

котла и в системе пылеприготовления, способ подогрева воздуха и др.

Для каменных и бурых углей умеренной влажности применяются принципиальные схемы газовоздушных трактов, приведенные на рис. 8.1.

Простейшей и наиболее распространенной является схема, приведенная на рис. 8.1, а. Воздух после воздухоподогревателя разделяется на два потока: первичный, поступающий в мельницу и затем транспортирующий топливо в топку, и вторичный, поступающий непосредственно к горелкам или амбразурам молотковых мельниц.

Расчет дутьевого вентилятора ведется по сопротивлению тракта вторичного воздуха, а на тракте первичного воздуха давление дросселируется с потерей части энергии. Дросселирование давления свидетельствует о серьезных недостатках этой принципиальной схемы.

Более эффективной в отношении потребления энергии, хотя и более сложной, является схема на рис. 8.1, б. Воздухоподогреватель разделен по воздуху на две части. Для каждой части устанавливается вентилятор того давления, которое необходимо для преодоления сопротивления воздушного тракта.

Дымовые газы могут транспортироваться дымососом; однако получили применение также бездымососные схемы, когда транспортировка как воздуха, так и продуктов сгорания осуществляется дутьевыми вентиляторами.

Основными требованиями к построению принципиальных схем газовоздушного тракта, отличающихся минимальным расходом энергии на транс-

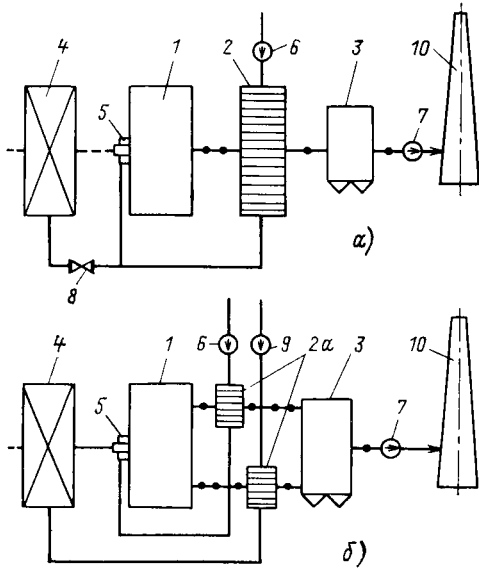


Рис. 8.1. Схемы газоздушных трактов для каменных и бурых углей умеренной влажности:

a — простейшая схема; *б* — схема с разделенным воздухоподогревателем; 1 — паровой котел; 2 — воздухоподогреватель; 2*a* — разделенный по воздуху воздухоподогреватель; 3 — золоуловитель; 4 — пылеприготовительная установка; 5 — горелка; 6 — дутьевой вентилятор; 7 — дымосос; 8 — дросселирующая заслонка; 9 — вентилятор первичного воздуха; 10 — дымовая труба

портировку воздуха и газа, являются следующие:

в схеме должны отсутствовать участки, в которых энергия, затраченная на сжатие, бесполезно теряется (дросселируется);

машины следует устанавливать в том месте, где агент имеет наименьшие температуру и избыток воздуха;

машины при одинаковых температурах и избытках воздуха желательно устанавливать на воздухе, а не на продуктах горения, так как объем газов за счет реакций горения оказывается большим, чем объем воздуха;

машины желательно устанавливать перед паровым котлом, а не после него, так как при этом используется тепло сжатия.

Энергия, затрачиваемая на транспортировку воздуха или газа идеальной машиной, т. е. такой, в которой отсутствуют потери и процесс сжатия является адиабатным, кВт, находят-

ся по выражению

$$W_{\text{ид}} = V l_{\text{ад}}, \quad (8.1)$$

где V — объем воздуха (газа), проходящий через вентилятор (дымосос), м³/с; $l_{\text{ад}}$ — работа адиабатического сжатия 1 м³ газа кН/м³.

Затрачиваемая в идеальном цикле сжатия 1 м³ газа работа запишется по выражению

$$l_{\text{ад}} = \frac{1}{k-1} \text{ft} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^k - 1 \right] \quad (8.2)$$

где k — показатель адиабаты (для двухатомных газов $k = 1,4$); p_1, p_2 — давление газа в начале и в конце сжатия, кПа.

При расчете затрачиваемой мощности вентилятора вместо адиабатной работы подставляют развиваемое давление, кПа,

$$H = p_2 - p_1,$$

тогда мощность сжатия, кВт, запишется в форме

$$W_{\text{ид}} = V H \psi. \quad (8.3)$$

Поправку ψ можно определить по формуле

$$\psi = 1 - \frac{1}{2k} \frac{H}{p_1}, \quad (8.4)$$

вытекающей из выражения (8.2).

При нормальном атмосферном давлении $p_1 = 101,3$ кПа выражение (8.4) упрощается:

$$\psi = 1 - 3,6 \cdot 10^{-3} H. \quad (8.5)$$

Поправочный коэффициент ψ следует вводить, если полное давление машины превышает 3 кПа; при меньших значениях H можно принимать $\psi = 1$.

8.2. ГАЗОВЫЕ ТРАКТЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ ПОД РАЗРЕЖЕНИЕМ И НАДДУВОМ

Одним из способов повышения экономичности работы ТЭС является применение газоплотных котлов под наддувом вместо паровых котлов с уравновешенной тягой. Создание газоплотных котлов, работающих под наддувом, связано с некоторыми труд-

ностями при их изготовлении и эксплуатации. К настоящему времени можно считать освоенными для работы под наддувом котлы на газе и мазуте на докритические параметры (котлы ТГМЕ-464 паропроизводительностью 500 т/ч) и на закритические параметры (ТГМ-324 паропроизводительностью 1000 т/ч).

Экономия энергии или топлива от применения газоплотного котла и наддува по сравнению с обычным котлом под разрежением складывается из трех составляющих: уменьшения мощности на привод тягодутьевых машин, снижения потерь с уходящими газами вследствие снижения избытка воздуха и снижения температуры уходящих газов.

Затраты энергии на преодоление сопротивления газового тракта котла при установке дымососа, кВт, можно представить в виде

$$W_{\text{д}} = \frac{B(\alpha_{\text{д}} + \Delta\alpha_{\text{г}}) V^0 H_{\text{г}}}{\eta_{\text{д}} \eta_{\text{дв}}} \frac{T_{\text{д}}}{273} \times \frac{100 - q_4}{100} \quad (8.6)$$

где B — расход топлива, кг/с; $\alpha_{\text{д}}$ — избыток воздуха перед дымососом; $\Delta\alpha_{\text{г}} = (V_{\text{г}}^0/V^0) - 1$ — увеличение теоретического объема газа по сравнению с объемом воздуха при $a = 1$; V^0 — теоретически необходимый для сгорания объем воздуха при нормальных условиях, м³/кг; $V_{\text{г}}^0$ — теоретический объем продуктов горения при нормальных условиях и $a = 1$, м³/кг; $H_{\text{г}}$ — сопротивление газового тракта, кПа; $T_{\text{д}}$ — температура газов перед дымососом, К; q_4 — потеря теплоты от механического недожога, %; $\eta_{\text{д}}$, $\eta_{\text{дв}}$ — КПД дымососа, приводного двигателя; $\Delta\alpha_{\text{г}}$ принимается по [24] или по приближенному выражению

$$\Delta\alpha_{\text{г}} = 4,7 \frac{W^{\text{п}}}{100} + 0,1 \sqrt{\frac{V_{\text{г}}^0}{100}}$$

где $W^{\text{п}}$ — приведенная влажность топлива, %/МДж; $V_{\text{г}}^0$ — выход летучих на горючую массу, %.

Для мазута $\Delta\alpha_{\text{г}} = 0,075$, для природного газа $\Delta\alpha_{\text{г}} = 0,125$.

Общая мощность, вырабатываемая

блоком, кВт, определяется соотношением

$$W = BQ_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{э.с.}} \quad (8.7)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива низшая, кДж/кг; $\eta_{\text{э.с.}}$ — КПД ТЭС брутто.

Разделив выражение (8.6) на (8.7), найдем удельный расход энергии на тягу:

$$\rho_{\text{д}} = \frac{(\alpha_{\text{д}} + \Delta\alpha_{\text{г}}) V_{\text{н}}^0 H_{\text{г}}}{\eta_{\text{э.с.}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{дв}}} \frac{T_{\text{д}}}{273} \times \frac{100 - q_4}{100} \quad (8.8)$$

где $V_{\text{н}}^0 = V^0/Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — приведенный расход воздуха, м³/кДж, который практически одинаков для всех топлив, несколько возрастает для высоковлажных бурых углей и может быть определен по соотношению

$$V_{\text{н}}^0 = (0,27 + 0,67 W^{\text{п}}) \cdot 10^{-3}$$

Экономия энергии собственных нужд на транспортировку дымовых газов за счет перехода от уравновешенной тяги к наддуву запишется по выражению

$$\Delta p_{\text{т.д}} = s p_{\text{д}} \quad (8.9)$$

где

$$s = 1 - \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{д}} + \Delta\alpha_{\text{г}}} \frac{T_{\text{в}}}{T_{\text{д}}} \frac{H'_{\text{г}}}{H_{\text{г}}} \frac{\eta_{\text{д}}}{\eta_{\text{в}}} \cdot \Phi \quad (8.10)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — избыток воздуха перед дутьевым вентилятором; $T_{\text{в}}$ — температура дутьевого воздуха, К; $H'_{\text{г}}$ — сопротивление газового тракта при отсутствии примыкающих дымососных участков; $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентилятора; Φ — использование теплоты сжатия в вентиляторе, обычно $\Phi = 0,9 \div 0,94$.

Дополнительные преимущества наддува или вообще газоплотных котлов связаны с уменьшением потерь с уходящими газами. Уменьшение потерь с уходящими газами, %, за счет уменьшения присосов в газоплотном котле по сравнению с обычным составит

$$\Delta q_{\text{з}} = \frac{\Delta\alpha V^0 c_{\text{в}} (\theta_{\text{yx}} - t_{\text{в}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} (100 - q_4),$$

где θ_{yx} — температура уходящих газов, °С; t_b — температура дутьевого воздуха, °С; $c_b = 1,29$ кДж/(м³·К) — теплоемкость воздуха.

Относительная экономия энергии за счет уменьшения присосов воздуха на Да составит

$$\Delta p_{\alpha} = \Delta \alpha V_n^0 c_b (\theta_{yx} - t_b) \frac{100 - q_4}{\eta_{к.а}}, \quad (8.11)$$

где $\eta_{к.а}$ — КПД котла, α_0 . Принимаем средние значения V_n^0 и c_b , получаем

$$\Delta p_{\alpha} = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ Ла} (\theta_{yx} - t_b) \times \frac{100 - q_4}{\eta_{к.а}}. \quad (8.11a)$$

При отсутствии присосов в конвективной шахте парового котла происходит уменьшение потерь с уходящими газами также за счет снижения температуры уходящих газов $\Delta \theta_{yx}$ на 4—5 °С при тех же поверхностях нагрева, при этом экономия энергии за счет снижения теплоты уходящих газов составит

$$\Delta p_t = \frac{\Delta \theta_{yx}}{\theta_{yx} - t_b} \left(\frac{q_2}{\eta_{к.а}} - \Delta p_{\alpha} \right). \quad (8.12)$$

Пример. Оценить эффект от применения наддува для ГРЭС с блоками мощностью 300 МВт, работающими на газе.

Принимаем $a = 1,2$; $\alpha_d = 1,4$; $t_b = 30$ °С; $\theta_{yx} = 140$ °С; $H_r = 3,3$ кПа; $H'_r = 3,0$ кПа; $\eta_b = 0,8$; $\eta_d = 0,75$; $\eta_{в.г} = 0,36$; $\eta_{дв} = 0,95$; $\text{Ла} = 0,18$; $\eta_{ка} = 92$ %; $\Delta \theta_{yx} = 5$ °С; $q_2 = 5$ %; $K_{п} = 0,27 \cdot 10^{-3}$ м³, кДж; $\varphi = 0,94$; $q_4 = 0$.

Определим расход энергии на привод дымососа при уравновешенной тяге по выражению (8.8):

$$p_d = \frac{C \cdot (4 + 0,125) \cdot 0,27 \cdot 10^{-3} \cdot 3,3}{0,35 \cdot 0,75 \cdot 0,95} \times \frac{273 + 140}{273} = 8,0 \cdot 10^{-3}.$$

Экономия энергии на транспортировку газов при наддуве определим по выражениям (8.10), (8.9):

$$s = 1 - \frac{1,2}{1,4 + 0,125} \cdot \frac{303}{413} \cdot \frac{3,0}{3,3} \cdot \frac{0,75}{0,80} \times 0,94 = 0,537;$$

$$\Delta p_{..д} = 0,547 \cdot 8,0 \cdot 10^{-3} = 4,3 \cdot 10^{-3}.$$

Экономия энергии за счет уменьшения избытка воздуха в уходящих газах вычислим по выражению (8.11a):

$$\Delta p_{\alpha} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 \frac{(140 - 30) \cdot 100}{92} = 7,53 \cdot 10^{-3}.$$

Экономия энергии за счет снижения температуры уходящих газов по формуле (8.12)

$$\Delta p_t = \frac{5 / 5}{140 - 30 \sqrt{92}} - 7,53 \cdot 10^{-3} \Big) = 2,13 \cdot 10^{-3}.$$

Общая экономия энергии (топлива) за счет наддува в этом случае составит

$$\Delta p_n = \Delta p_{т.д} \Delta p_{\alpha} + \Delta p_t = (4,3 + 7,53 + 2,13) \cdot 10^{-3} \approx 14 \cdot 10^{-3}.$$

г. е. 1,4 %.

Эта экономия является весьма существенной. В случае применения газоплотных котлов без наддува экономия сокращается за счет $\Delta p_{т.д}$ на 0,428 %, а также за счет возникновения некоторых присосов. Экономия топлива при применении газоплотного котла без наддува по сравнению с негазоплотным котлом можно оценить примерно в 0,7 %.

8.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ГАЗОВОЗДУХОПРОВОДОВ

Воздуху и дымовым газам, движущимся по тракту, приходится преодолевать два вида сопротивлений: сопротивление трения $\Delta p_{т.р}$, т. е. сопротивление при течении потока в прямом канале постоянного сечения, и местные сопротивления Δp_m , связанные с изменением формы или направления канала, каждое из которых условно считается сосредоточенным в каком-либо одном сечении канала, т. е. не включает в себя сопротивление трения.

Расчет сопротивления ведется по следующим выражениям:

$$\Delta p_{т.р} = \lambda \frac{l}{d_n} p_d; \quad (8.13)$$

$$\Delta p_m = \zeta p_d; \quad (8.14)$$

где $p_d = \rho u^2 / 2$; ζ — коэффициент местного сопротивления; λ — коэффициент сопротивления трения; l , d_n — длина, эквивалентный диаметр, м; p_d — динамическое давление, Па; ρ — плотность среды, кг/м³.

Для развитого турбулентного потока, характерного для большинства участков газоздушных трактов ($Re > 10^5$), с достаточной степенью точности для определения коэффициента трения можно пользоваться следующим выражением:

$$\lambda = 0,11 \sqrt{\frac{k}{d_B} + \frac{68}{Re}}$$

В области квадратичного закона сопротивления коэффициент X не зависит от Re :

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d_B}{k} + 1,14\right)^2} \quad (8.156)$$

Значения абсолютной шероховатости $k \cdot 10^3$, м, для различных типов поверхностей принимаются следующими:

Стальные трубы газопроводов	0,12
Пластинчатые и трубчатые воздухоподогреватели	0,20
Газовоздухопроводы из листовой стали	0,40
Кремнебетонные газоходы	2,0
Бетонные, железобетонные и кирпичные газоходы (борова)	2,5

Конфигурация газовоздухопроводов современной ТЭС является довольно сложной, поэтому наибольшая часть давления затрачивается на преодоление местных сопротивлений Δp_m . Местные сопротивления встречаются в самых различных элементах, связанных с транспортировкой газов, паров и жидкостей. Однако газоздушные тракты ТЭС отличаются рядом особенностей, которые во многих случаях не позволяют применить для их проектирования известные решения из смежных областей.

Газовоздухопроводы крупных ТЭС отличаются большими сечениями, в связи с чем особое значение приобретают вопросы изыскания компактных форм элементов местных сопротивлений.

На выбор аэродинамических форм оказывают влияние применяемые материалы. Так, например, внешние газоходы многих ТЭС выполняются

в сборном железобетоне из плоских плит.

Большая часть газоздухопроводов и внешних газоходов выполняется прямоугольного сечения, что связано с особенностями примыкающего оборудования, сложностью конфигурации, особенно используемых строительных материалов и др. Вместе с тем газоздухопроводы круглого сечения имеют меньший расход материала и должны применяться там, где это возможно.

Для газопроводов и газоходов котлов, работающих на твердых топливах, особое значение имеет предотвращение отложений летучей золы и снижение абразивного износа.

При турбулентном движении газа в канале поток можно разделить на турбулентное ядро и пограничный слой вблизи стенок. При движении в прямом канале (рис. 8.2, а) в ядре потока скорость по сечению канала меняется мало, а затем в тонком пограничном слое быстро падает до нулевого значения на стенке. В ядре потока силы внутреннего трения невелики, и потому движение в нем можно считать таким же, как и в идеальной жидкости, в которой внутреннее трение отсутствует. Это предположе-

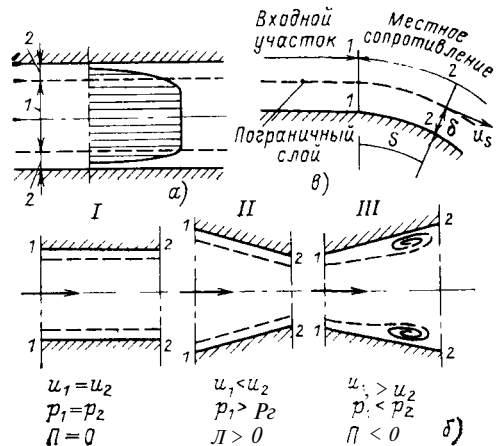


Рис. 8.2. Турбулентное движение потока в канале.

a — структура турбулентного потока; 1 — турбулентное ядро потока; 2 — ламинарный пограничный слой; b — три случая движения потока: $/$ — канал с параллельными стенками; II — конфузор; $///$ — диффузор; v — схема движения потока в местном сопротивлении

ние справедливо до тех пор, пока в пограничном слое не произойдет отрыв пограничного слоя от стенки и не возникнут вихри, искажающие картину движения в ядре потока. При отрыве потока и возникают местные гидравлические сопротивления.

Рассмотрим условия отрыва пограничного слоя для трех случаев движения потока (рис. 8.2, б): в канале постоянного сечения, конфузоре и диффузоре. Составим уравнение Бернулли для двух сечений канала, пренебрегая гидравлическими потерями на рассматриваемом участке (для идеальной жидкости):

$$\rho \frac{u_1^2}{2} + p_1 = \rho \frac{u_2^2}{2} + p_2, \quad (8.16)$$

где p_1, p_2 — статические давления в сечениях 1, 2, Па; u_1, u_2 — средние скорости в сечениях 1, 2, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³.

Поскольку в канале постоянного сечения скорость не меняется, в конфузоре растет, а в диффузоре падает, статическое давление остается соответственно постоянным, снижается и возрастает. В первых двух случаях при движении реального газа пограничный слой остается устойчивым. В третьем же случае (в диффузоре) потоку приходится двигаться навстречу возрастающему статическому давлению и в пограничном слое, где скорость значительно меньше, чем в ядре потока, кинетической энергии оказывается недостаточно для того, чтобы его преодолеть; вследствие этого может происходить отрыв пограничного слоя, возникновение вихрей и, следовательно, местных потерь.

Найдем условие отрыва пограничного слоя и возникновения местных потерь для канала произвольной формы. Для этого запишем уравнение Бернулли для струйки тока жидкости вблизи пограничного слоя для канала без гидравлических потерь (рис. 8.2, в)

$$\rho \frac{u_s^2}{2} + p = \text{idem}, \quad (8.17)$$

где u_s — скорость вблизи стенки на границе ядра потока в некотором сечении; p — статическое давление. Дифференцируя это выражение вдоль стенки, получаем

$$\frac{dp_s}{ds} = -\rho u_s \frac{du_s}{ds}. \quad (8.18)$$

Из соотношения (8.18) следует, что возрастание статического давления $dp/ds > 0$, имеет место в случае, когда $du_s/ds < 0$, т. е. имеет место уменьшение скорости потока вдоль стенки (диффузорный эффект). Таким образом, условием отсутствия отрыва

ва пограничного слоя и возникновения местных потерь является

$$du_s/ds \geq 0$$

на всем протяжении стенок канала. Если на некоторых участках канала у стенки $du_s/ds < 0$, то согласно выражению (8.18) происходит возрастание давления навстречу движущемуся потоку ($dp/ds > 0$) и в пограничном слое становится возможен отрыв потока с образованием вихрей и местных потерь (диффузорный эффект).

Потери в диффузорах определяются по выражению

$$\Delta p_d = \Phi_p \zeta_y, \quad (8.19)$$

где Φ_p — коэффициент полноты на удар, зависящий от угла раскрытия диффузора (его величина меньше 1); коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения

$$\zeta_{\text{вез}} = \frac{(u_1 - u_2)^2}{u_1^2}. \quad (8.20)$$

Таким образом, потери в диффузоре при прочих равных условиях пропорциональны квадрату потерянной скорости $(u_1 - u_2)$.

Коэффициент полноты на удар Φ_p в выражении (8.19), определяющий интенсивность вихря при отрыве пограничного слоя от стенки, зависит от изменения скорости вдоль стенки du_s/ds и может быть оценен параметром

$$\Pi = \frac{s}{u_s} \frac{du_s}{ds}, \quad (8.21)$$

где u_s — скорость потенциального течения (без трения) на внешней границе пограничного слоя; s — расстояние по течению потока от точки, начиная с которой скорость уменьшается.

В первом приближении длину элемента s можно принять обратно пропорциональной u_s , т. е. выражение для Π записать в форме

$$\Pi = \frac{1}{u_s^2} \frac{du_s}{ds}. \quad (8.21a)$$

По аналогии с выражением для потерь в диффузоре (8.19) и для оценки диффузорности того или иного элемента местного сопротивления можно ввести условный коэффициент гидравлического сопротивления

$$\bar{\zeta} = -\Pi \zeta_y. \quad (8.22)$$

Коэффициент $\bar{\zeta}$ характеризует степень отрыва пограничного слоя и возникновения гидравлических потерь, однако действительный коэффициент ζ для реальных элементов должен быть определен экспериментально. Сравнивая коэффициенты ζ , вычисленные теоретическим путем, можно оценить относительную эффективность тех или иных элементов газоздушного тракта.

Если на всем протяжении стенок которого канала при потенциальном движении $\zeta \leq 0$, что имеет место при $\Pi \geq 0$, то при движении реальной жидкости (газа) в нем отсутствуют вихревые зоны и местные гидравлические потери.

Если на некоторых участках канала $\zeta > 0$ ($\Pi < 0$), то в этих местах будут наблюдаться вихревые зоны и возникать местные потери, величина которых будет зависеть от величины ζ .

Таким образом, максимальный коэффициент ζ данного элемента выберем в качестве оценки его гидравлических потерь.

Поскольку известно условие, с помощью которого можно оценить эффективность того или иного элемента газоздушного тракта, возникает задача о нахождении ζ для исследуемых профилей. Для этого необходимо найти распределение скоростей потока в условиях движения идеальной жидкости, т. е. такой жидкости (газа), в которой между ее частицами, частицами жидкости и стенкой полностью отсутствует трение. Задача движения идеальной жидкости может быть решена теоретически для целого ряда элементов газоздушных трактов. В частности, это относится к плоской задаче, когда движение потока происходит в одной плоскости, а в другой размер остается постоянным. Такой случай имеет место при газоходах прямоугольного сечения.

Движение плоского потока идеальной жидкости описывается с помощью теории комплексного переменного и конформных отображений.

Комплексное переменное z можно представить в трех формах: классической, тригонометрической и эйлеровой

$$z = x + iy = m (\cos \alpha + i \sin \alpha) = m e^{i\alpha},$$

где x — действительная часть функции; y — мнимая часть функции; α — аргумент (угол) при тригонометрической записи; m — модуль комплексного переменного; $i = \sqrt{-1}$.

Из одной формы любое комплексное число (функция) может быть переведено в другую. Для этого используются простейшие тригонометрические соотношения

$$m = \sqrt{x^2 + y^2}; \quad \cos \alpha = x/m; \quad \sin \alpha = y/m; \\ \alpha = \arctg y/x.$$

При вычислениях используется та форма, которая оказывается наиболее удобной в рассматриваемом случае.

Между двумя комплексными переменными $w = \varphi + i\psi$ и $z = x + iy$ может иметь место функциональная зависимость $z = f(w)$.

Если функцию действительного переменного можно представить в виде кривой на плоскости в соответствующих координатах, то функцию комплексного переменного можно представить в виде отображения одной плоскости на другую. Таким образом, с помощью функции комплексного переменного можно описать движение всех частиц в канале той или иной формы.

Для нахождения оптимальной формы того или иного элемента тракта необходимо найти конформное отображение простейшего канала с параллельными стенками в плоскости $w = \varphi + i\psi$, в котором движение потока известно, на канал интересующей нас формы в плоскости $z = x + iy$. Тогда можно определить линии тока, скорости и параметр Π в любой точке исследуемого канала и оценить его эффективность.

Если для какого-либо канала найдена функция отображения канала с параллельными стенками в форме $z = f(w)$, то скорость в любой его точке находится по формуле

$$u_s = \left| \frac{dw}{dz} \right|, \quad (8.23)$$

где знак $\|$ — знак модуля.

Имея в виду, что скорость в любой точке канала можно также записать в форме $u_s = \partial\varphi/\partial s$, формулу (8.21а) для параметра Π можно записать в виде

$$\Pi = \frac{1}{u_s} \frac{\partial u_c}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left| \frac{\partial w}{\partial z} \right|. \quad (8.24)$$

Если вдоль некоторой линии тока $\Pi \geq 0$, то местные потери отсутствуют и определять ζ по выражению (8.22) не следует. В случае, если $\Pi < 0$, следует найти его минимальное значение и, подставив это значение в формулу (8.22), найти условный коэффициент гидравлического сопротивления ζ .

Далее приводятся два примера оптимизации форм типичных элементов газоздушных трактов — коллектора для забора воздуха из окружающего пространства и поворота потока на 90° переменного сечения.

Коллектор для забора воздуха из окружающей среды. Рассмотрим методику получения формы коллектора, в котором потери практически отсутствуют. Отображение канала с параллельными стенками в плоскости w

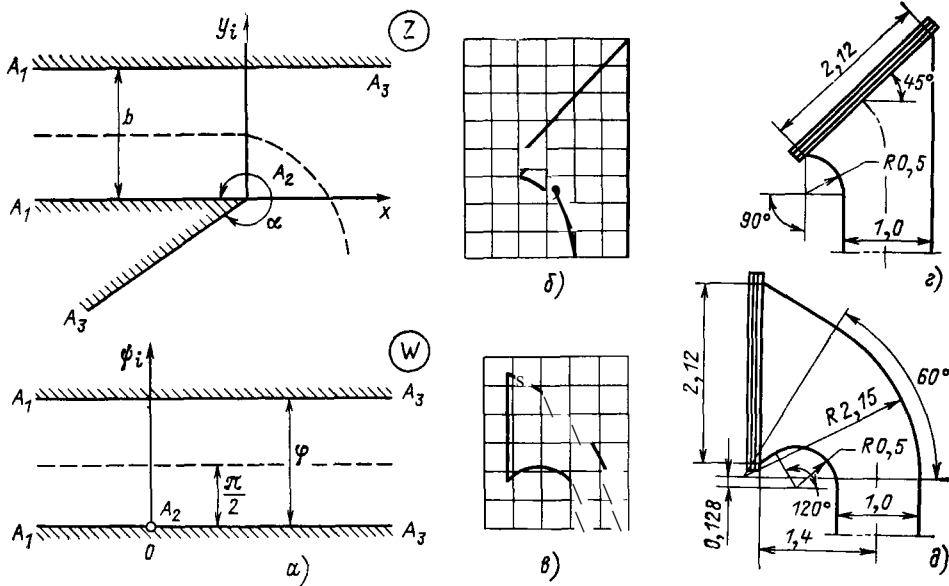


Рис. 8.3. Изыскание формы коллектора для забора воздуха:

a — конформное отображение полосы на входной коллектор; *b* — теоретическая форма коллектора с поворотом потока меньше 90° ; *в* — то же при повороте на 90° ; *г* — упрощенная форма коллектора с поворотом потока меньше 90° ; *д* — то же при повороте потока на 90°

на рассматриваемый канал для забора воздуха с углом излома стенки α осуществляется с помощью функции (рис. 8.3, а)

$$z = \frac{1}{\pi} \int (1 - e^w) \bar{z} dw. \quad (8.25)$$

Выражение для скорости в любой точке канала согласно (8.23) примет вид

$$u_s = \left| \frac{dw}{dz} \right| = |1 - i\omega\gamma - a| = |1 - e^\Phi (\cos \Psi + i \sin \Psi)|^{-\alpha}. \quad (8.26)$$

Обозначив $e^\Phi = \rho$ и разделив действительную и мнимую части

$$u_s = |1 - \rho \cos \Psi - i\rho \sin \Psi|^{-\alpha} = (1 - 2\rho \cos \Psi + \rho^2 \cos^2 \Psi + \rho^2 \sin^2 \Psi)^{-\alpha/2},$$

$$u_s = (1 - 2\rho \cos \Psi + \rho^2)^{-\alpha/2}, \quad (8.27)$$

и используя формулу (8.24), получаем

$$\Pi = \alpha \frac{(\rho - \cos \Psi) \rho}{1 - 2\rho \cos \Psi + \rho^2}. \quad (8.27a)$$

Из выражения (8.27a) следует, что для линий тока между $l/2 \leq \Psi \leq \pi \cos \Psi \leq 0$ для любого значения ρ и всегда $\Pi \geq 0$, т. е. отрыв потока отсутствует вдоль всей стенки, если за нее взяты линии тока.

Простейшая форма забора воздуха без потерь будет при $\alpha = 1$. Тогда, интегрируя

выражение (8.25), получаем

$$z = \frac{1}{\pi} (\omega - e^\omega) = \frac{1}{\pi} [\varphi + i\psi - \rho (\cos \psi + i \sin \psi)]. \quad (8.28)$$

Разделив переменные, приняв за стенку канала $\psi = \pi/2$ и разделив действительную и мнимые части, получим

$$z = \frac{2}{\pi} [\varphi + i(\pi/2 - \rho)], \quad (8.29)$$

где координаты точек коллектора определяются по формулам

$$x = 2\varphi/\pi \text{ и } y = 1 - 2\rho/\pi.$$

Задаваясь различными значениями Φ от $-\infty$ до $+\infty$, находим оптимальную форму коллектора. Однако такой коллектор оказывается громоздким, и потому в формуле (8.25) принимаем $\alpha = 3$, тогда

$$x = \frac{2}{\pi} \left(\varphi - \frac{3}{2} \rho^2 + \frac{11}{6} \right);$$

$$y = \frac{2}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - 3\rho + \frac{1}{3} \rho^3 \right).$$

Эта форма коллектора показана на рис. 8.3, б. Для удобства изготовления применяются упрощенные формы коллектора, в которых линии тока заменены дугами окружности. На рис. 8.3 показаны такие упрощенные профили, довольно близкие к исходным теоретическим. Так, вместо

теоретической схемы на рис. 8.3, б применяется вход с поворотом 45° (рис. 8.3, з).

Значительное применение на ТЭС получил забор воздуха с поворотом на 90° , показанный на рис. 8.3, д, сконструированный на основе теоретической схемы на рис. 8.3, в. Эти профили включены в рекомендации «Аэродинамического расчета котельных установок». Коэффициенты сопротивления коллектора по рис. 8.3, з составляют $\xi = 0,1$, а по рис. 8.3, д — $0,16$; коэффициенты во много раз меньше, чем у ранее применявшихся коллекторов.

Поворот потока. Газовоздушные тракты ТЭС имеют большое число поворотов. Плавные повороты при больших радиусах скругления практически не могут быть реализованы в газовоздушных трактах, так как они не размещаются в заданных габаритах. Дополнительные трудности возникли в связи с применением сборного железобетона для внешних газодов.

Для поворота потока на 90° конформное отображение (рис. 8.4, а) принимает вид

$$z = \frac{1}{\pi} \int \sqrt{\frac{e^w - 1}{e^w + n^2}} \cdot dw, \quad (8.30)$$

где n — отношение сечения за поворотом к сечению до поворота.

Интегрирование формулы (8.30) дает следующее выражение:

$$z = \left(\operatorname{Ar} \operatorname{th} P + \frac{1}{n} \operatorname{ar} \operatorname{ctg} \frac{P}{n} \right), \quad (8.31)$$

где

$$P = \sqrt{\frac{e^w + n^2}{e^w - 1}}.$$

На рис. 8.4, б представлены линии тока и потенциалы скорости при $n = 1$.

Скорость в любой точке поворота на основании формул (8.23) и (8.30) для рассматриваемого случая примет вид

$$u_s = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 + 2\rho n^2 \cos \psi + n^4}{\rho^2 - 2\rho \cos \psi + 1}}, \quad (8.32)$$

а параметр Π при использовании формулы (8.24) будет равен:

$$\Pi = \frac{(n^2 + 1) [(n^2 - \rho^2) \cos \psi + \rho (1 - n^2)] \rho}{2 (\rho^2 + 2n^2 \rho \cos \psi + n^4) (\rho^2 - 2\rho \cos \psi + 1)}. \quad (8.33)$$

Из формулы (8.33) следует, что при изменении ρ от 0 до ∞ для любых ψ параметр Π меняет знак, и, следовательно, имеются участки с отрицательным значением Π , где возникают местные потери.

Таким образом, конструирование поворотов без местных потерь оказывается невозможным, и требуется найти повороты с минимальными местными потерями при заданных их габаритах. Для этого следует принимать за стенки канала линии тока, расположенные по обе стороны от линии тока $\psi/\pi = 0,5$ таким образом, чтобы сумма потерь на обеих стенках была

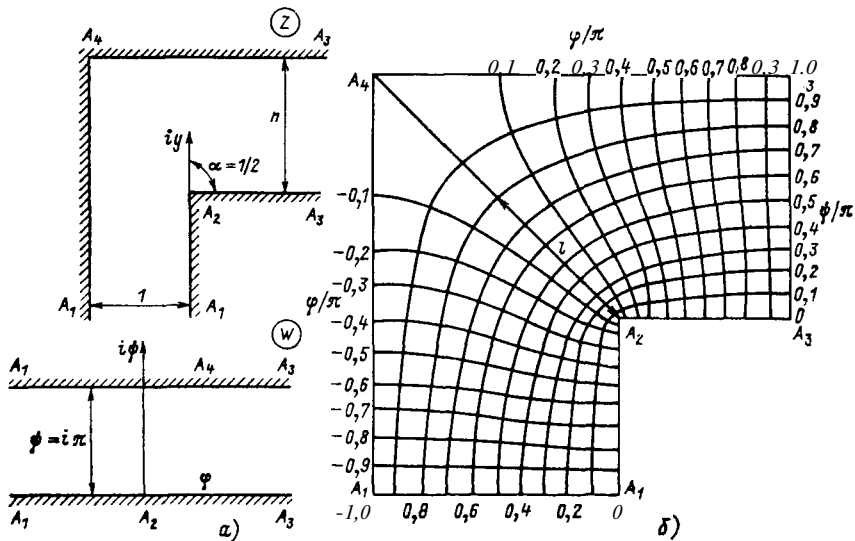


Рис. 8.4. Движение потока на повороте:

а — конформное отображение полосы на поворот; б — линии тока ψ и потенциалы скорости ρ для поворота на 90°

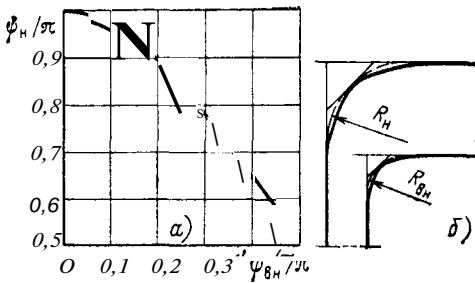


Рис. 8.5. Теоретические соотношения для поворотов потока на 90° при сужении ($n=0,5$), равного сечения ($n=1$) и расширении потока ($n=2$):

a — определение наружной линии тока ψ_n/π в зависимости от внутренней линии тока $\psi_{вн}/\pi$; *б* — способ замены линий тока радиусами вписанных окружностей R_n и $R_{вн}$

минимальной. Это условие может быть записано в форме

$$\frac{d(\bar{\xi}_в + \bar{\xi}_н)}{d\psi} = 0 \text{ или } \frac{d\bar{\xi}_{вн}}{d\psi} = -\frac{d\bar{\xi}_{вн}}{d\psi} \quad (8.34)$$

Эта зависимость показана на рис. 8.5, *a*, которая оказалась справедливой для поворотов с любым отношением сечений n . Так, при $\psi_{вн}/\pi = 0,1$ необходимо принимать $\psi_n/\pi = 0,96$, при $\psi_{вн}/\pi = 0,2$ $\psi_n/\pi = 0,9$ и т. д.

Практическое построение поворотов по линиям тока затруднено, по-

этому линии тока можно заменять дугами окружности, исходя из выбранных линий тока. Для построения такого упрощенного профиля проводится окружность, касающаяся в трех точках линии тока — до и после поворота и под углом 45° (рис. 8.5, *б*).

На рис. 8.6, *a* представлены оптимальные соотношения между внутренним и наружным радиусами скругления, которые получены в результате стендовых исследований; они близко соответствуют соотношениям, найденным теоретическим путем. С ростом внутреннего радиуса $R_{вн}$ возрастают наружные радиусы R_n , причем наибольшие наружные радиусы скругления имеют место у поворота с расширением и несколько меньше с сужением. Ниже всех расположена линия оптимальных наружных скруглений для поворотов равного сечения, которая лежит между $R_n = R_{вн}$ и $R_n = R_{вн} + 1$ и хорошо аппроксимируется соотношением

$$R_n = R_{вн} + 1 - e^{-1,5R_{вн}} \quad (8.35)$$

На рис. 8.6, *б* представлены экспериментальные соотношения коэффициентов потерь ζ , отнесенных к узкому сечению канала для поворотов при трех отношениях сечений выходного

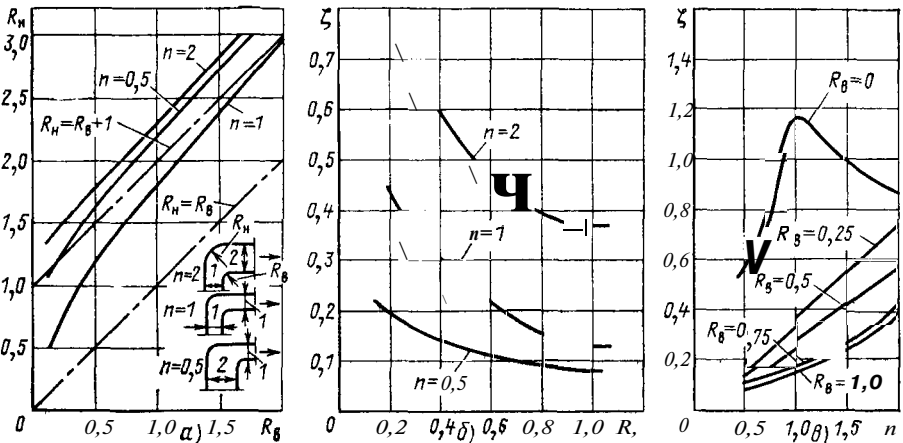


Рис. 8.6. Опытные данные МЭИ для плоских поворотов на 90° переменного сечения: *a* — выбор оптимальной величины радиуса скругления наружной кромки R_n в зависимости от радиуса скругления внутренней кромки для поворотов с сужением ($n=0,5$), равного сечения ($n=1$) и с расширением ($n=2$); *б* — зависимость коэффициента сопротивления поворотов трех типов ($n=0,5; 1; 2$) от радиуса скругления внутренней кромки $R_{вн}$ при оптимальной величине скругления наружной R_n по рис. 8.6, *a*; *в* — зависимость коэффициента сопротивления ζ от отношения сечений за поворотом к сечению до поворота n . Во всех случаях коэффициент сопротивления поворота отнесен к узкому сечению

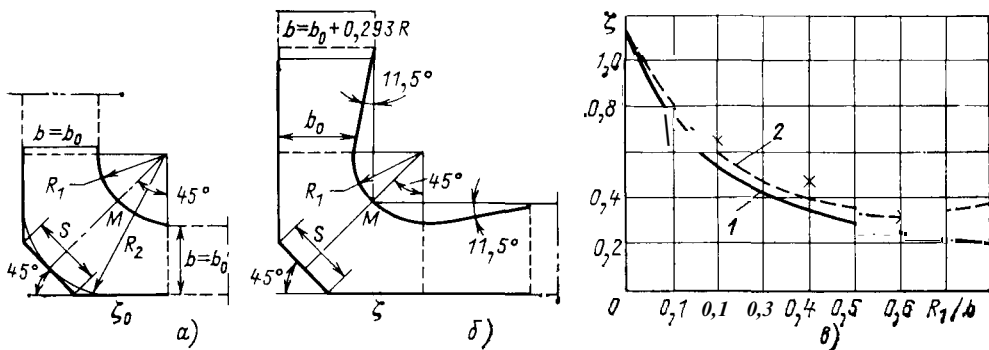


Рис. 8.7. Поворот на 90° с внутренним скруглением:

a — исходная схема нормального поворота; *b* — схема с внутренним скруглением; ζ — коэффициент сопротивления для поворота *a* кривая 1; для поворота *b* кривая 2. Крестиками показаны опытные данные

к входному: $n = 0,5; 1,0; 2,0$. Как видно, поворот — диффузор характеризуется наибольшими сопротивлениями, и его желательно выполнять с достаточно большими радиусами скругления ($R_{вн} > 0,7$). Наоборот, поворот с сужением даже при скруглениях $R_{вн} = 0,2 \div 0,4$ имеет умеренные потери, значительно меньшие, чем поворот равного сечения.

На рис. 8.6, *в* показаны изменения коэффициентов сопротивления в зависимости от степени расширения n , подтверждающие высказанные выше соображения.

Для ряда случаев требуется выполнение поворотов, отличающихся особенно высокой компактностью и не выходящих за габариты резких поворотов на 90° . При этом используется схема поворота, приведенная на рис. 8.7, *б* когда скругляющая часть внутренней кромки поворота располагается внутри габаритов резкого поворота и проходит через острую его кромку. До поворота выполняется конфузор, после него — диффузор, при этом между радиусом скругления сохраняются те же соотношения, что и приведенные по уравнению (8.35). Коэффициент сопротивления такого поворота оказывается лишь немногим больше, чем для нормального поворота, когда внутренний радиус располагается вне поворота.

На рис. 8.7, *в* приведены коэффициенты сопротивления поворотов обычного и вписанного в габариты поворота

та с острыми кромками. Принципиальным отличием вписанного поворота от обычного является то, что при радиусе $R_1 = 0,6$ его сопротивление достигает минимума и дальнейшее увеличение нецелесообразно, так как при этом происходит сильное сужение сечения в месте поворота.

Тройники относятся к довольно распространенным, но в то же время наиболее сложным элементам газоздушных трактов ТЭС. Сложность их расчета и проектирования состоит в том, что потери в них зависят не только от конструктивных форм и углов между потоками, но и от режимных факторов, определяемых соотношением скоростей во всех трех ответвлениях.

Особый интерес представляют тройники внешних газоходов на участке дымососы — дымовая труба, включая вход в дымовую трубу. По мере продвижения уходящих газов к дымовой трубе происходит объединение пото-

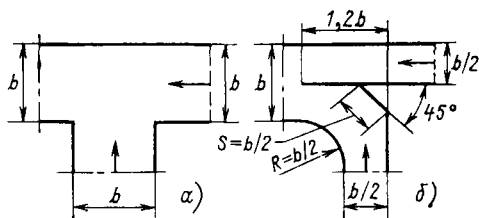


Рис. 8.8. Выполнение тройников во внешних газоходах:

a — исходный нерациональный вариант; *б* — рекомендуемый вариант

ков от отдельных дымососов, и образуется единый поток внутри дымовой трубы. Таким образом, эти тройники относятся к типу собирающих.

Особенностью тройников, получивших широкое применение при выполнении внешних газоходов ТЭС (рис. 8.8, а), является слияние потоков под прямым углом, причем сечение газохода на проход остается неизменным, несмотря на изменение количества газов до и после объединения потоков. Подобная схема оказалась

неблагоприятной не только из-за больших потерь, но и из-за возникновения пульсаций при соударениях потоков.

Как и в других элементах, особое значение имеет компактность выполнения, отсутствие аэродинамических пульсаций, золовых отложений и др.

Наиболее удачным решением является полное разделение потоков, исключающее соударение. Выполнение такого поворота на 90° показано на рис. 8.8, б

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ТЯГОДУТЬЕВЫЕ МАШИНЫ

9.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Движение воздуха и дымовых газов на ТЭС осуществляется с помощью тягодутьевых машин. Исключением являются пиковые теплофикационные водогрейные котлы ТЭЦ, работающие на мазуте и газе (ПТВМ), в которых движение в газовом тракте осуществляется за счет самотяги. Новые водогрейные котлы как на мазуте, так и на твердом топливе сооружаются с применением дымососов.

К тягодутьевым машинам ТЭС предъявляется ряд требований, из которых важнейшими являются высокая экономичность на номинальном режиме и частичных нагрузках, высокая надежность работы, умеренные габариты при достаточно высокой быстроходности, умеренный шум. Рассмотрим соотношения, определяющие характеристики тягодутьевых машин.

На рис. 9.1 представлены треугольники скоростей на входе (с индексом 1) и выходе (с индексом 2) для трех типов вентиляторов — радиальных с лопатками, загнутыми вперед, ра-

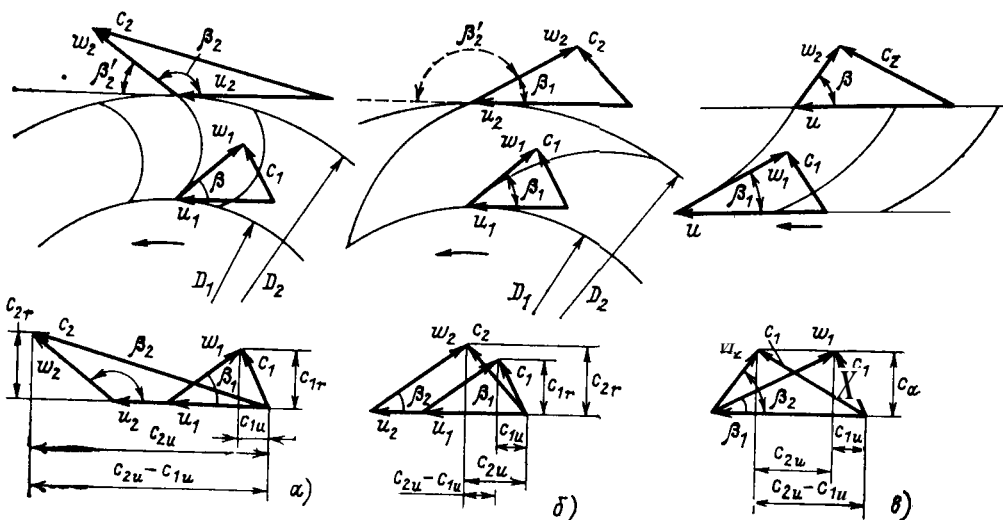


Рис 9.1. Схемы рабочих колес и треугольники скоростей вентиляторов трех типов а) радиальное колесо с загнутыми вперед лопатками, б) радиальное колесо с загнутыми назад лопатками, в) колесо осевого вентилятора

диальных с лопатками, загнутыми назад, и осевых. На рисунке c , w , u — абсолютная скорость газа, скорость газа относительно лопатки и окружная (переносная) скорость рабочего колеса, м/с.

Теоретическое давление (без учета потерь), Па, на номинальном режиме определяется известным соотношением

$$H_T^h = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad (9.1)$$

где ρ — плотность перемещаемой среды, кг/м³; c_{2u} , c_{1u} — проекции абсолютных скоростей на выходе и на входе на окружную скорость.

Коэффициент давления на номинальном режиме определится по выражению

$$\bar{H}_T^h = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{\rho u_2^2} = \bar{D}_1^2 \frac{c_{1u}}{u_1}, \quad (9.2)$$

где $\bar{D}_1 = D_1/D_2 = u_1/u_2$.

Выражая c_{2u} и c_{1u} через элементы треугольников скоростей на выходе из лопаток и на входе, приведем уравнение (9.2) к следующему виду:

$$\bar{H}_T^h = 1 - \frac{\omega_2}{u_2} \cos \beta_2 - \bar{D}_1^2 \left(1 - \frac{\omega_1}{u_1} \cos \beta_1 \right). \quad (9.3)$$

При проектировании вентиляторов входной угол установки лопатки β_1 обычно выбирают таким, чтобы предварительная закрутка потока, снижающая коэффициент давления, отсутствовала, т. е. $c_{1u} = 0$, и, следовательно,

$$\frac{\omega_1}{u_1} \cos \beta_1 = 1. \quad (9.4)$$

В этом случае формула коэффициента давления на номинальной нагрузке (9.3) примет более простой вид:

$$\bar{H}_T^h = 1 - \frac{\omega_2}{u_2} \cos \beta_2. \quad (9.5)$$

Из выражения (9.5) следует, что коэффициент теоретического давления зависит от выходного угла установки лопатки β_2 , возрастая с увеличением последнего. При $\beta_2 < 90^\circ$ (ло-

патки загнуты назад) $\cos \beta_2 > 0$ и $H_T^h < 1$, при $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки загнуты вперед) $\cos \beta_2 < 0$ и $H_T^h > 1$.

Желанием получить большие напоры при умеренных окружных скоростях объяснялось применение в энергетике рабочих колес с вперед загнутыми лопатками. Однако эти машины имели низкий КПД (на уровне 60—70%), что объясняется двумя факторами — резким поворотом вектора скорости w в пределах рабочего колеса, связанного с высокими гидравлическими потерями (рис. 9.1), и низкой степенью реакции ступени

$$\vartheta = H_{ст.т}/H_T = 1 - 0,57?;. \quad (9.6)$$

Эта зависимость представлена на рис. 9.2, а.

Степень реакции рабочего колеса показывает, какая доля теоретического напора H_T^h находится в виде статического давления $H_{ст.т}$, т. е. в той форме, которая требуется от вентилятора. Таким образом, наибольшей ϑ и наивысшей экономичностью характеризуются машины с низким коэффициентом H_T^h , т. е. с малым углом β_2 (лопатки, загнутые назад).

В табл. 9.1 приведены характеристики аэродинамических схем тягодутьевых машин, используемых в энергетике, а на рис. 9.2, б — пример аэродинамической схемы и характеристики радиальной машины.

В рекомендуемом обозначении аэродинамической схемы для радиальных машин первая цифра обозначает отношение внутреннего диаметра к внешнему, вторая — ширину рабочего колеса на выходе в долях от диаметра рабочего колеса, принятого за 100, третья цифра — угол установки лопатки на выходе в градусах.

Наряду с новыми в таблице приведены также старые обозначения схем, когда в качестве выходного принимался дополнительный до 180° угол выхода лопатки $\beta_2' = 180 - \beta_2$. Это относится к аэродинамическим схемам 0,7-37; 0,8-37; 0,7-160; 0,7-160II (римские цифры I и II обозначают вариант той или иной схемы).

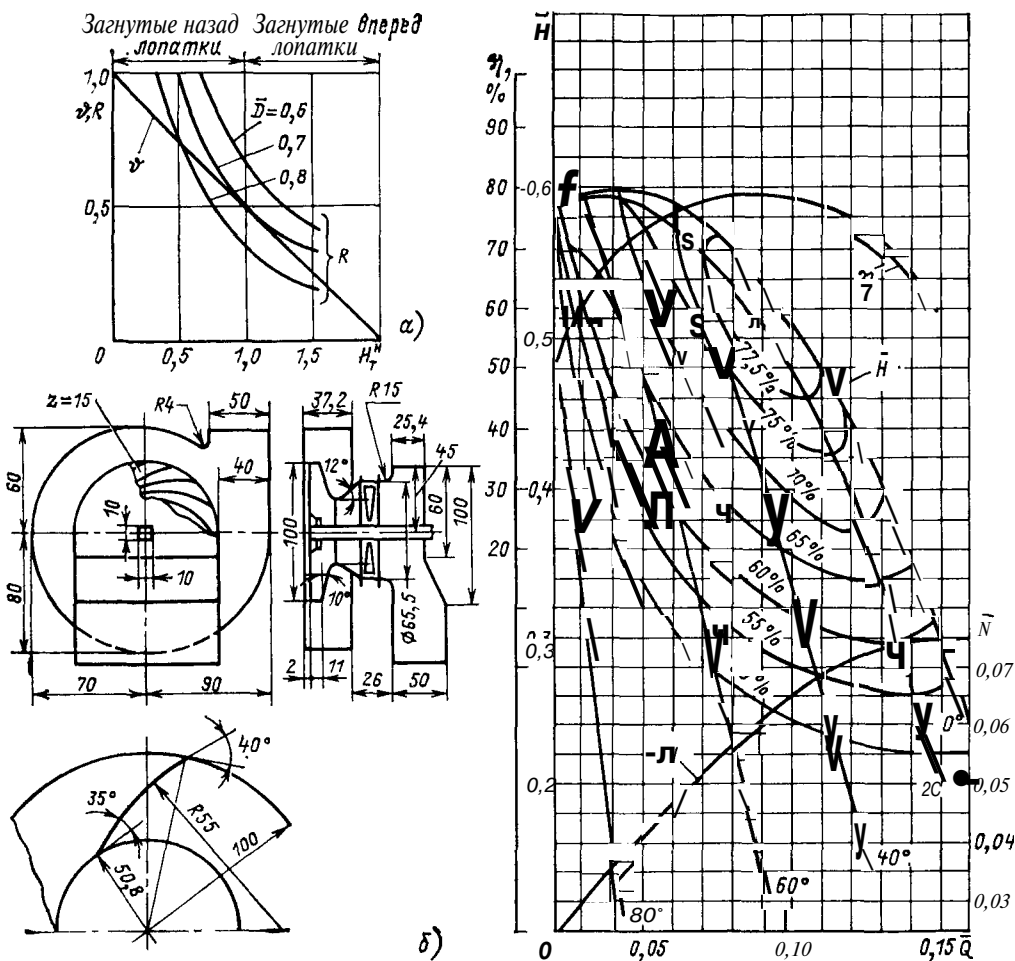


Рис. 9.2. Обезличенные характеристики машин:

а - зависимость коэффициента центробежных сил R и степени реактивности колеса f_t от теоретического коэффициента давления на оптимальном режиме \bar{P}_T ; б аэродинамическая схема и обезличенная характеристика вентилятора 55-11-40

Для осевых машин в обозначения введены отношение диаметра втулки к диаметру рабочего колеса \bar{d} , число рабочих лопаток γ и угол установки лопаток, который задается между хордой профиля лопаток и фронтом лопаточной решетки на среднем диаметре рабочего колеса $\bar{D}_{ср}$.

Основными характеристиками аэродинамической схемы машины являются коэффициенты давления \bar{H} и расхода \bar{Q} :

$$\bar{H} = H / \rho u_2^2; \quad (9.7)$$

$$\bar{Q} = 4Q / \pi D_2^2, \quad (9.8)$$

где Q — расход воздуха (газа) при номинальном режиме, m^3/c . Коэффициент действительного давления \bar{H} ниже коэффициента \bar{H}_T на величину гидравлических потерь в вентиляторе. ГОСТ 10616-73 вместо \bar{H} вводится коэффициент $\psi = 2 \bar{H}$.

Из рассмотрения таблицы следует, что по мере уменьшения угла установки лопатки β_2 у радиальных машин со 143 до 20° происходит уменьшение коэффициента давления \bar{H} с $0,89$ до $0,37$ и возрастание КПД с 68 до 87% . Поэтому машины с вперед загнуты-

Таблица 9.1. Характеристика аэродинамических схем тягодутьевых машин на оптимальном режиме

Рекомендуемое обозначение схемы	Ранее применявшееся обозначение схемы	$\eta, \%$	Приведенные		Удельные		Тип лопаток	Область применения*
			\bar{Q}	\bar{H}	n_y	D_y		
Радиальные машины с загнутыми вперед лопатками								
70-17-143	0,7-37	70	0,16	0,87	37	1,61	л	Д, ГД
80-29-143	0,8-37	68	0,24	0,89	41	1,33	л	
Радиальные машины с загнутыми назад лопатками								
55-11-40	0,55-40-1	83	0,11	0,52	43,6	1,74	л	Д, ВД, ГД
62-13-40	0,62-40	83	0,14	0,46	55,1	1,47	л	
60-13-40	0,60-40II	83	0,12	0,53	45,0	1,68	—	ГД
59-15-45	Ц-59-15, 1-45	86	0,13	0,45	53,5	1,53	пр	
59-15-30	Ц-59-15, 1-30	86	0,115	0,41	54,0	1,58	пр	Н
70-38-20	0,7-160	86	0,13	0,34	66,0	1,40	пр	
70-25-20	0,7-160II	87	0,20	0,37	77,3	1,17	пр	ВД
Осевые двухступенчатые машины								
63-18-46	К-42Ф	82,5	0,30	0,52	72,8	1,05	л	Д, ВД
63-20-52	К-42ФР	80,5	0,37	0,58	75,1	0,96	л	
63-12-46	К-42Ф-1	82,5	0,30	0,44	82,2	0,99	л	Д

* Д — дымосос; ВД — дутьевой вентилятор; Н — машины для наддува; ГД — дымососы рециркуляции дымовых газов; л — листовые лопатки; пр — профильные лопатки.

милопатками, имеющими низкий КПД, снимаются с производства и заменяются более экономичными машинами с лопатками, загнутыми назад, и осевыми.

Осевые двухступенчатые машины имеют коэффициент давления на уровне 0,44—0,62 (0,22—0,31 на ступень) при КПД, приближающемся к радиальным машинам с назад загнутыми лопатками (80—82 %).

На основании коэффициентов давления и расхода определяются характеристики аэродинамических схем — удельные быстроходность n_y и диаметр колеса D_y :

$$n_y = 82 \cdot \frac{\bar{Q}^{0,5}}{\bar{H}^{0,75}}; \quad (9.9)$$

$$D_y = 0,61 \cdot \frac{1}{Q^{0,5}}. \quad (9.10)$$

Из рассмотрения табл. 9.1 следует, что по мере снижения коэффициента давления и с уменьшением угла установки лопатки в радиальных машинах происходит рост удельной быстроходности, а также уменьшение удельного диаметра. Наилучшими по-

казателями обладают осевые машины, что способствует их применению для крупных блоков в качестве как дымососов, так и дутьевых вентиляторов.

Частота вращения n и наружный диаметр D рабочего колеса вентилятора (дымососа) определяются из следующих соотношений:

$$n = \sqrt{z_1 z_2} n_y k_n; \quad (9.11)$$

$$D = \frac{1}{\sqrt{z_1 z_2}} D_y k_D, \quad (9.12)$$

где z_1 — число машин на блок; z_2 — число всасывающих отверстий в одной машине.

Характеристики газоздушных трактов паровых котлов в отношении частоты вращения k_n и диаметра колеса машины k_D определяются по выражениям

$$k_n = H_0^{0,75} / Q^{0,5}; \quad (9.13)$$

$$k_D = Q^{0,5} / H_0^{2,5}, \quad (9.14)$$

причем перепад полных давлений H_0 , приведенный к температуре 20 °С, определится по выражению

$$H_0 = \frac{1,20}{p} \text{ Я}. \quad (9.15)$$

В этих выражениях Q — расход газа на паровой котел, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; H — перепад полных давлений, $\text{кгс}/\text{м}^2$ ($1 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 9,8 \text{ Па}$).

Из выражений (9.13) и (9.14) следует, что характеристики газозвдушных трактов в отношении частоты вращения k_n и диаметра машины k_D зависят от расхода Q и давления H . Давление H практически мало зависит от мощности блока, в то время как расход Q находится от нее в прямой зависимости. Таким образом, из выражений (9.11) и (9.12) следует, что с ростом мощности блока уменьшается частота вращения n и увеличивается диаметр машины D . Указанная тенденция может привести к тому, что для мощных блоков потребуются установка тихоходных тягодутьевых машин с громадными размерами ротора. Изготовление и компоновка на ТЭС таких машин, а также электродвигателей к ним окажутся весьма сложными.

Для противодействия этой тенденции можно предложить несколько мероприятий. Одним из них является увеличение числа машин на блок. Как видно из выражений (9.11) и (9.12), при увеличении z_1 возрастает частота вращения n и уменьшается диаметр машины D . Однако такой метод нельзя признать прогрессивным. При укрупнении основного оборудования — турбины и котла — на блок ставится большое число неукрупненного вспомогательного оборудования, которое в значительной мере снижает эффект от увеличения мощности блока.

Число всасывающих отверстий z_2 для осевых машин всегда равно 1, а для радиальных может быть 1 (одностороннее всасывание) или 2 (двустороннее всасывание).

Таким образом, основным путем получения приемлемых размеров и скорости вращения тягодутьевых машин крупных блоков является использование аэродинамических схем машин с высокой удельной быстроходностью n_y и малым удельным диаметром D_y .

9.2. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Тягодутьевые машины ТЭС выбираются на номинальную нагрузку парового котла, однако большую часть времени работают при пониженных нагрузках. Это объясняется запасами по производительности котла по сравнению с потребностью в паре турбины, нормативными запасами тягодутьевых машин по сравнению с расчетными характеристиками газозвдушного тракта, режимными колебаниями нагрузки ТЭС и некоторыми другими факторами. Следовательно, важным с точки зрения экономии расхода энергии на собственные нужды является обеспечение эффективного регулирования производительности и давления тягодутьевых машин в широком диапазоне. Таким образом, наряду с КПД машины на оптимальном режиме η , приведенном в табл. 9.1, важно иметь высокий эксплуатационный КПД на частичных нагрузках

$$\eta_a = \eta \eta_p, \quad (9.16)$$

где η_p — КПД регулирования, который является переменной величиной, зависящей от нагрузки и способа регулирования тягодутьевой машины, и определяется соотношением

$$\eta_p = N_{ид}/N, \quad (9.17)$$

где

$$N_{ид} = N_{исх} (Q/Q_{исх})^3. \quad (9.17a)$$

Здесь $N_{исх}$ — мощность, потребляемая в исходной точке на пересечении характеристик газозвдушного тракта и вентилятора при исходном расходе $Q_{исх}$; $N_{ид}$ — потребляемая мощность при некотором пониженном расходе Q и идеальном (без потерь) регулировании; N — действительная потребляемая мощность при расходе Q и принятом способе регулирования.

Наряду с η_p можно пользоваться кривыми сброса мощности, приведенными на рис. 9.3, для различных способов регулирования

Регулирующие устройства тягодутьевых машин можно подразделить на четыре вида:

изменяющие характеристику машин. Сюда относятся поворотные рабочие лопасти осевых машин. Имеются и радиальные машины с поворотными лопатками или закрылками рабочих лопаток, однако конструкция их довольно сложна;

аэродинамические, воздействующие на воздушный (газовый) поток вне рабочего колеса вентилятора. К числу простейших, но малоэкономичных устройств этого типа относятся дроссельные шиберы, устанавливаемые в любой точке газоздушного тракта. Наибольшее распространение получили более экономичные направляющие аппараты, устанавливаемые непосредственно перед всасывающим отверстием вентилятора и закручивающие на частичных нагрузках входящий поток;

скоростные, изменяющие частоту вращения вентилятора за счет передач с изменяемой частотой вращения (гидромuffты, электромагнитные мuffты) или регулируемой частотой вращения привода (например, турбины);

смешанные, являющиеся комбинацией аэродинамических и скоростных регулирующих устройств. Сюда относятся двухскоростные электродвигатели в комбинации с направляющими аппаратами или шиберами.

Принципиальным отличием первых двух способов регулирования яв-

ляется зависимость их эффективности от типа и аэродинамических схем вентиляторов, в то время как третий способ регулирования дает одинаковый эффект для вентиляторов всех типов. Таким образом, применение регулирования с помощью изменения частоты вращения становится необходимым для тех машин, для которых другие способы оказываются малоэффективными.

Рассмотрим вопрос о влиянии аэродинамической схемы машины на эффективность регулирования аэродинамическими способами. Вначале остановимся на дроссельной характеристике машин, т. е. на изменении напора при простейшем шиберном регулировании.

Примем, что относительные скорости на входе и выходе рабочих лопаток ω_1 и ω_2 будут изменяться пропорционально относительной величине расхода $\mu = Q/Q_n$, где Q , Q_n — расход воздуха при частичной и номинальной нагрузке вентилятора. Тогда, используя формулу (9.3), получим для коэффициента давления вентилятора на частичной нагрузке следующее выражение:

$$\bar{H}_T = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \cos \beta_2 - \bar{D}_*^2 \times \left(1 - \mu \frac{\omega_1}{u_1} \cos \beta_1 \right). \quad (9.18)$$

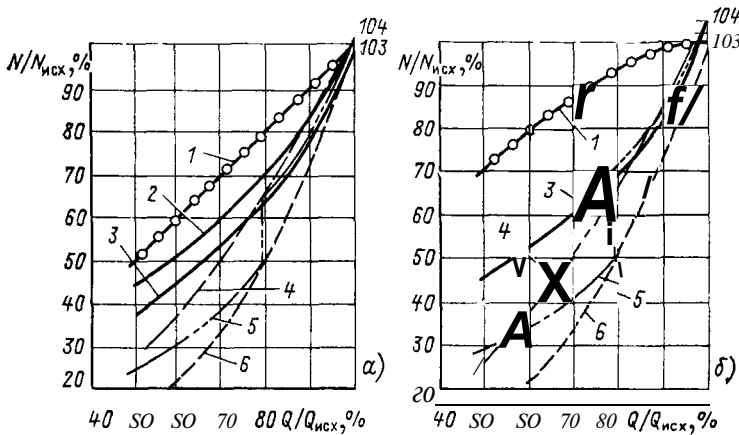


Рис. 9.3. Кривые сброса мощности при регулировании вентиляторов:

a - 70-17-143; *б* - 70-38-20; / — дроссельное регулирование; 2 — упрощенный направляющий аппарат; 3 — осевой направляющий аппарат; 4 — гидромuffты; 5 — двухскоростной двигатель с направляющим аппаратом; 6 — идеальное регулирование

Принимая, что при номинальном режиме $c_{1u} = 0$, и используя соотношения (9.4) и (9.5), получаем окончательное выражение для коэффициента давления на частичных нагрузках через коэффициент давления на номинальной нагрузке:

$$H_{\tau} = 1 - \mu(1 - \bar{H}_{\tau}^n) - \bar{D}_1^2(1 - \mu) = (1 - \mu)(1 - \bar{D}_1^2) + \mu \bar{H}_{\tau}^n. \quad (9.19)$$

Относительное изменение коэффициента давления по сравнению с номинальным составит

$$\frac{\bar{H}_{\tau}}{\bar{H}_{\tau}^n} = (1 - \mu) \frac{1 - \bar{D}_1^2}{\bar{H}_{\tau}^n} + \mu. \quad (9.20)$$

Из выражения (9.20) следует, что изменение относительного теоретического давления зависит не только от расхода μ , но и от характеристики аэродинамической схемы машины:

$$R = \frac{1 - \bar{D}_1^2}{\bar{H}_{\tau}^n}. \quad (9.21)$$

Чем меньше R , тем быстрее происходит падение напора с уменьшением относительного расхода μ . Этот критерий связан с долей давления за счет центробежных сил в общем давлении. Давление, создаваемое за счет центробежных сил,

$$H_{ц.б} = V \frac{\omega^2}{2}.$$

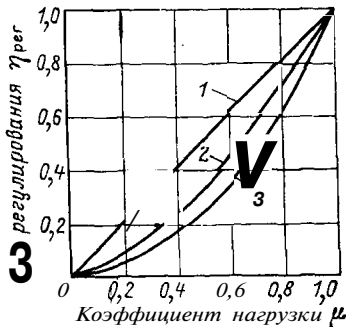


Рис. 9.4. Изменение теоретического КПД дроссельного регулирования от коэффициента нагрузки:

1 — осевые машины; 2 — радиальные машины с вперед загнутыми лопатками; 3 — радиальные машины с назад загнутыми лопатками

Тогда доля центробежных сил в общем давлении вентилятора составит

$$\omega = \frac{H_{ц.б}}{H_{\tau}^n} = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\bar{H}_{\tau}^n \rho u_2^2} = \frac{1 - \bar{D}_1^2}{2\bar{H}_{\tau}^n}. \quad (9.22)$$

Сравнивая выражения (9.22) и (9.21), получаем

$$R = 2\omega.$$

Чем больше доля центробежных сил в развиваемом напоре, которую можно изменить, только изменяя скорость вращения вентилятора, тем менее эффективно регулирование аэродинамическими методами.

Найдем выражение для КПД дроссельного регулирования при квадратичной характеристике сети, используя выражения (9.20) и (9.17а):

$$\eta_p^{\tau} = \frac{N_{ид}}{N} = \frac{\mu^3}{[(1 - \mu)R + \mu]\mu} = \frac{\mu}{\frac{1 - \mu}{\mu} \cdot R + 1}. \quad (9.23)$$

Наивысшее значение КПД дроссельного регулирования достигается для осевых машин, у которых $\bar{D}_1 = 1$ и $R = 0$, т. е. центробежные силы отсутствуют, при этом

$$\eta_p^{\tau} = \mu. \quad (9.24)$$

Для радиальных машин эффективность регулирования возрастает с уменьшением R , т. е. с увеличением \bar{H}_{τ}^n и \bar{D}_1 . Таким образом, наилучшими регулировочными свойствами обладают высокоэкономичные вентиляторы с сильно загнутыми лопатками, у которых \bar{H}_{τ}^n минимально. При прочих равных условиях хуже регулируются вентиляторы с малым диаметром входа \bar{D}_1 .

На рис. 9.4 представлена зависимость теоретического КПД дроссельного регулирования вентиляторов трех типов от коэффициента нагрузки μ , рассчитанная по выражению (9.23).

Для радиальных машин принято $\bar{D}_1 =$

$= 0,7$, для машин с вперед загнутыми лопатками $H_T^H = 1,5$, для машин с назад загнутыми лопатками $H_T^H = 0,5$. Коэффициент R при этом составляет для осевых машин 0, для радиальных с вперед загнутыми лопатками — 0,34, для машин с назад загнутыми — 1,02.

Для всех тягодутьевых машин КПД регулирования быстро падает с увеличением глубины регулирования. Резко различается КПД регулирования при сильном снижении расхода. КПД регулирования при $\mu = 0,5$ составляют для машин осевых, радиальных с вперед и радиальных с назад загнутыми лопатками соответственно 0,5; 0,37; 0,25.

При регулировании с помощью направляющих аппаратов, устанавливаемых непосредственно перед всасом вентилятора, происходит предварительное закручивание потока в сторону вращения рабочего колеса на частичных нагрузках и искусственно дополнительно увеличивается c_{1u} в выражении (9.1). Это позволяет получить более высокие значения η_p , чем при дроссельном регулировании. Однако общий характер влияния коэффициента R на КПД регулирования остается прежним, и наилучшее регулирование достигается для машин с минимальным его значением. Эффективность регулирования зависит также от конструкции направляющего аппарата.

Наибольшее распространение, особенно для радиальных машин одностороннего всасывания, получили осевые направляющие аппараты (ОНА), состоящие из ряда секторов, поворачиваемых на различные углы с помощью общего кольца (рис. 9.5, а).

К осевым относятся также аппараты, состоящие только из двух створок (рис. 9.5, б). Незначительно уступая по эффективности аппарату ОНА, эти аппараты отличаются простотой устройства и надежностью работы. Вследствие этого аппараты получили применение для дутьевых вентиляторов котлов небольшой мощности, для регулирования мельничных вен-

тиляторов систем пылеприготовления и систем вентиляции крупных зданий.

Тангенциальные направляющие аппараты имеют различные конструктивные решения и получили применение на радиальных дымососах двустороннего всасывания.

На рис. 8.6, в показан упрощенный тангенциальный направляющий аппарат шибера типа (УНА), устанавливаемый в карманах дымососов. Отличаясь простотой конструкции, этот аппарат имеет худшие регулировочные характеристики, вследствие чего его применения следует избегать.

Хорошие результаты получены для тангенциальных направляющих аппаратов с цилиндрической поворотной обечайкой (ЦНА), схема которых показана на рис. 9.5, г.

Из рассмотренных кривых на рис. 9.3 следует, что регулирование с помощью направляющих аппаратов для вентиляторов с загнутыми назад лопатками менее эффективно, чем для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками. Лучшие результаты дает аппарат ОНА, худшие — упрощенный аппарат УНА.

В тех случаях, когда регулирование с помощью направляющих аппаратов не дает должного эффекта, возникает необходимость регулирования путем изменения частоты вращения.

Это регулирование теоретически является наилучшим для тягодутьевых машин любых типов. С помощью этого способа может быть достигнуто почти идеальное регулирование, показанное на рис. 9.3 пунктиром. При обычной квадратичной характеристике тягодутьевых трактов (когда сопротивление тракта изменяется прямо пропорционально квадрату расхода) потребляемая мощность при таком методе регулирования изменяется прямо пропорционально кубу расхода.

Однако в действительных условиях изменение частоты вращения связано с потерями в приводном устройстве или передаче, что снижает его эффективность.

Регулирование частоты вращения можно достигнуть двумя способами

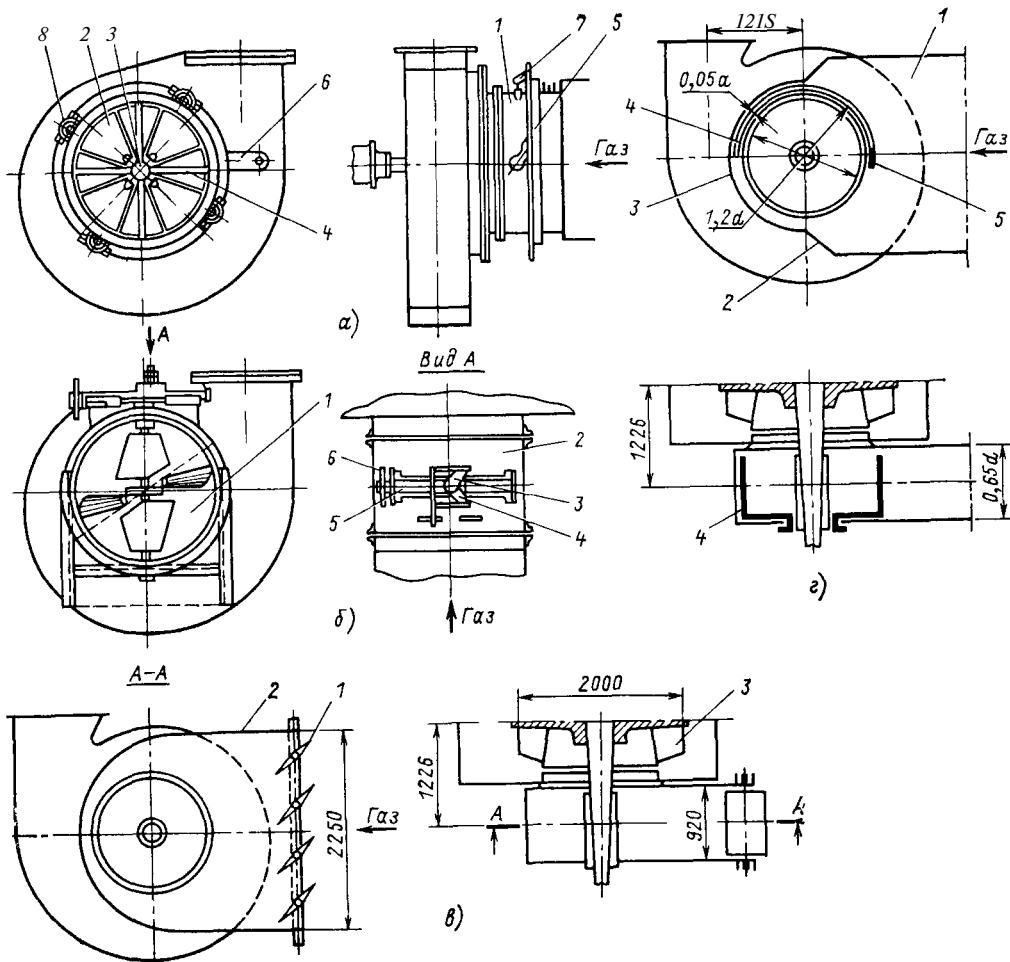


Рис. 9.5. Направляющие аппараты для регулирования тягодутевых машин-

а — осевой аппарат 1 — обечайка 2 — створка, 3 — обтекатель, 4 — расчалка, 5 — поворотное кольцо, 6 — рукоятка привода, 7 — рычаги, 8 — ролики, б — двусторчатый осевой аппарат 1 — створки 2 — обечайка, 3 — рычаг нижней створки, 4 — рычаг верхней створки, 5 — винт, 6 — маховик, в — упрощенный направляющий аппарат (тангенциальный) 1 — створки, 2 — карман, 3 — колесо, 4 — цилиндрический аппарат 1 — карман, 2 — сужающаяся часть, 3 — торцевая часть кармана, 4 — поворотная цилиндрическая обечайка, 5 — обтекатель

при установке между двигателем и вентилятором особой муфты, позволяющей за счет скольжения в последней менять частоту вращения вентилятора;

при установке двигателя, позволяющего менять частоту вращения.

К первому способу относится установка гидромуфты или электромагнитной муфты, ко второму — установка паротурбинного привода, электродвигателей постоянного тока, электродвигателей переменного тока с фазовым ротором и регулировочным реостатом и др.

Как видно из рассмотрения рис. 9.3, гидромуфта оказывается значительно экономичнее, чем шибберное регулирование и регулирование упрощенным аппаратом. При радиальных вентиляторах с лопатками, загнутыми назад, гидромуфта оказывается эффективнее ОНА уже при нагрузке менее 85 %. Для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, при нагрузках более 75 % эффективнее ОНА, а при нагрузках менее 75 % — гидромуфта.

Таким образом, в области нагрузок более 0,8 почти всегда ОНА рав-

ноценен или даже более экономичен, чем гидромурфта. Из этого следует, что применение эффективных направляющих аппаратов, например, типа ОНА, для регулирования радиальных вентиляторов оправдывает себя при малой глубине регулирования и особенно при вентиляторах с лопатками, загнутыми вперед.

К настоящему времени практическое применение на ТЭС получили двигатели со ступенчатым изменением частоты вращения, относящиеся к четвертому способу регулирования — смешанному: в пределах одной ступени регулирование осуществляется одним из аэродинамических способов, а при переходе с одной ступени на другую — электрическим.

Электродвигатель с двумя ступенями частоты вращения позволяет при определенных условиях получить значительный экономический эффект, хотя сам ступенчатый принцип регулирования имеет некоторые неудобства. Двухскоростные электродвигатели имеют на исходном режиме КПД примерно на 3 % меньший, чем односкоростные.

Экономичное регулирование скорости вращения достигается при использовании в качестве приводного двигателя паровой турбины. Турбопривод получил применение для радиальных дутьевых вентиляторов (воздуходувок) энергоблоков единичной мощностью 800 и 1200 МВт с котлами под наддувом.

9.3. НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ И АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Создание блоков большой мощности потребовало особого внимания к вопросам их надежности. Надежность парового котла должна обеспечивать непрерывную его работу без снижения экономичности (моторесурс) 4000 ч. Вспомогательное оборудование должно иметь большую надежность. Если для дутьевых вентиляторов вопрос обеспечения высокой надежности не представляет каких-либо трудностей, то дымососы относятся к числу наименее

надежных элементов газозвдушного тракта, так как они работают на agente повышенной температуры, содержащем влагу и агрессивные газы (SO_2). Однако главную опасность для дымососов представляют золотые частицы (при работе парового котла на твердом топливе), движущиеся с большими скоростями. Наибольший износ имеет место у осевых дымососов при высоких окружных скоростях (более 100 м/с) в верхней части рабочих лопаток. Наиболее эффективным решением в этой части является применение глубокой очистки газов от золы, чтобы концентрация золы не превышала $0,5 \text{ г/м}^3$.

Износ приводит к недопустимому снижению прочности деталей, ухудшает аэродинамические показатели тягодутьевых машин и создает неуравновешенность ротора. При неблагоприятных условиях эксплуатации рабочие колеса приходится заменять через 700—1500 ч работы.

Абразивные частицы, проходя через рабочее колесо радиальной машины, отклоняются к основному диску. Вследствие этого износ возрастает по направлению от входной кромки лопатки к выходной, изнашивается также диск в месте примыкания к нему лопаток и спиральный лист улитки кожуха (рис. 9.6, а).

Износ лопаток осевых дымососов начинается с торца входной кромки, которая постепенно заостряется. Затем повреждается поверхность лопаток со стороны входной кромки. При недостаточной очистке газов от золы производительность дымососов быстро снижается из-за износа лопаток. Пример такого износа представлен на рис. 9.6, б, в применительно к работе на дымовых газах экибастузских углей, зола которых отличается высокой абразивностью.

При использовании высокоэкономичных аэродинамических схем радиальных машин с сильно загнутыми назад лопатками имеет место отложение золы на тыльной стороне лопаток. Так, на тыльной стороне лопаток дымососов по схеме 70-25-20, установленных за паровыми котлами, работают

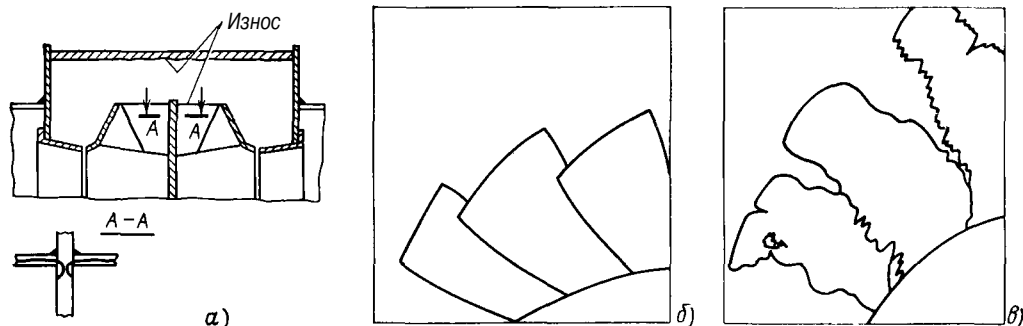


Рис. 9.6. Золовой износ дымососов:

а — износ лопаток основного диска и кожуха радиальной машины; б — лопатки осевого дымососа до работы; в — износ лопаток осевого дымососа при работе парового котла на экибастузском угле после 5000 ч работы

шими на твердых топливах, наблюдались золотые отложения. Периодически накапливающаяся зола приводила к разбалансировке роторов. Особенно опасна работа дымососов с подобными лопатками в случае, когда поток содержит много влаги, например после мокрых золоуловителей.

Для предотвращения золотых отложений на лопатках и соблюдения условия $\beta_2 > \beta_{тр}$, где $\beta_{тр}$ — угол трения, разработаны дымососы с углом установки лопаток 40° вместо 20° (схемы 55-11-40, 62-23-40).

За последние годы большое внимание уделяется вопросам снижения уровня шума от различных механизмов и устройств тепловых электростанций в плане общей задачи защиты окружающей среды от вредных выбросов. В этом отношении особого внимания заслуживают вопросы снижения шума от тягодутьевых машин ТЭЦ, расположенных в районе городской застройки. Эти шумы характеризуются высоким уровнем звуковой мощности, наличием высоких тонов, непрерывностью воздействия, которые в определенных условиях могут распространяться на значительную территорию вокруг электростанции. Наибольшее влияние на окружающую территорию оказывают дымососы, звук от которых может передаваться по внешним газоходам через устье дымовой трубы в окружающее пространство.

Уровень звуковой мощности, создаваемой машиной, дБ, определяется

по выражению

$$L_w = \bar{L} + 10 \lg Q + 25 \lg H + 50, \quad (9.25)$$

где \bar{L} — критерий шумности для тягодутьевых машин данного типа, дБ; для машин различного типа обычно находится в пределах 45 ± 5 дБ (большая величина относится к осевым машинам); Q — расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; H — развиваемое давление, кПа.

С увеличением мощности блока растет расход газов Q при некотором увеличении давления H , что создает более тяжелые условия в отношении шума. При работе нескольких одинаковых по уровню звуковой мощности дымососов на общую трубу общая звуковая мощность определится по выражению

$$L_w = L_{w1} + 10 \lg n, \quad (9.26)$$

где n — число однотипных машин. Так, при $n = 2$ возрастание составит 3 дБ, при $n = 3$ будет равно 4,8 дБ. При разнотипных тягодутьевых машинах, уровень звуковых мощностей которых существенно различается (более чем на 3 дБ), следует учитывать в расчетах только наиболее шумные машины.

Уровень звуковой мощности на выходе из дымовой трубы определится по выражению

$$L_{w_{тр}} = L_w - \Delta L_w, \quad (9.27)$$

где ΔL_w — потери мощности в газовом тракте дымосос — дымовая труба и в дымовой трубе, дБ.

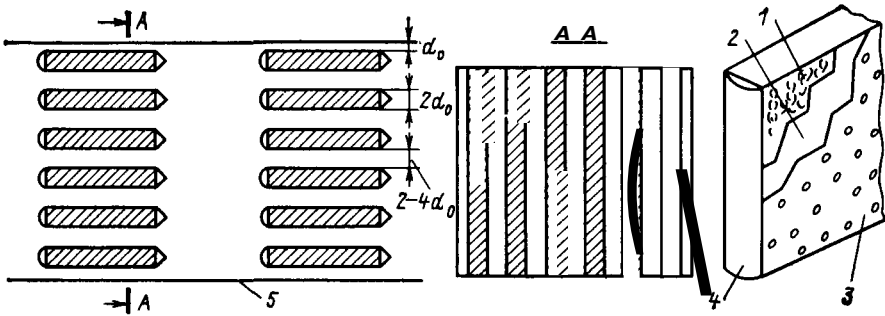


Рис. 9.7. Пластинчатый глушитель во внешнем газоходе парового котла:
 1 — звукопоглощающий материал; 2 — стеклоткань; 3 — металлический перфорированный лист;
 4 — обтекатель; 5 — газоход

Снижение уровня звуковой мощности в газовом тракте может происходить как за счет поглощения стенками газохода и дымовой трубы, так и за счет местных сопротивлений, имеющих в тракте.

Поглощение звуковой мощности стенками газового тракта определяется по выражению

$$\Delta L_w = 4,34\alpha \frac{l}{r}, \quad (9.28)$$

где α — коэффициент звукопоглощения, зависящий от частоты звука и материала стенок газового тракта. При частоте звука 1 кГц для металлических поверхностей $\alpha = 0,04$, для футерованных кирпичом $\alpha = 0,35$. Потери уровня звуковой мощности в поворотах на 90° (коленах) составляет в среднем 3 дБ.

Таким образом, снижение звуковой мощности в металлических газоходах и дымовых трубах оказывается малым, и уровень звуковой мощности на выходе дымовой трубы $L_{wтр}$, особенно при установке в тракте осевых дымососов, — недопустимо высоким. При футерованных кирпичом железобетонных трубах звуковая мощность в тракте снижается достаточно эффективно.

Уровень звукового давления на территории вокруг ТЭЦ, дБ, в зависимости от расстояния от устья дымовой трубы до некоторой точки земной поверхности r , м, определяется по

выражению

$$L = L_{w тр} - 10 \lg \pi r^2 - \Delta \frac{r}{1000} - \vartheta, \quad (9.29)$$

где πr^2 — площадь полусферы над земной поверхностью, где происходит распространение звука; A — затухание звука в воздушной среде. Эта величина зависит от частотной характеристики звука. При $f = 1$ кГц $A = 6$ дБ/км. ϑ — фактор направленности распространения звука по отношению к выходящей из трубы дымовой струе. При угле между струей и земной поверхностью $\beta = 90^\circ$ $\vartheta = 6$ дБ.

Величина L должна быть не больше допустимого L_d перед зданиями, расположенными за территорией ТЭЦ. Согласно существующим санитарным нормам звуковое давление L_d на частоте 1 кГц для длительно действующих источников не должно превышать снаружи зданий в ночное время 40 дБ (для старой застройки эти значения могут быть увеличены на 5 дБ). Если это условие не соблюдается, то за счет специальных мероприятий по шумоглушению шум должен быть снижен на величину

$$\Delta Z = L - L_d. \quad (9.30)$$

Для газоходов больших сечений наиболее эффективны пластинчатые глушители. На рис. 9.7 показана конструкция пластинчатого глушителя.

Звукопоглощающий материал обернут в стеклоткань, защищается от выдувания металлическими перфорированными листами. Для уменьшения гидравлического сопротивления перед пластинами устанавливаются обтекатели. В качестве звукопоглощающего материала может использоваться базальтовое волокно, которое является негорючим. Металлические листы должны обеспечить работу в условиях агрессивной среды. Коэффициент перфорации листов пластины не менее 30 %. Толщина пластин составляет 100—200 мм, длина пластин не должна превышать 3 м. Для обеспечения необходимого снижения шума глушитель может состоять из нескольких секций.

9.4. РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОВ И ВЫБОР ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Для выбора вентилятора или дымососа необходимо знать объем воздуха (газа) V , $\text{м}^3/\text{с}$, в месте установки машины, перепад полных давлений при номинальной нагрузке котла ΔH_n , кПа, и плотность перемещаемого агента ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$. При выборе тягодутьевых машин вводятся коэффициенты запаса по расходу β_1 и давлению β_2 согласно данным в табл. 9.2.

Таблица 9.2. Коэффициенты запаса при выборе тягодутьевых машин

Наименование тягодутьевой машины	Коэффициент запаса	
	по производительности β_1	по давлению β_2
Дутьевой вентилятор и Дымосос	1,1	1,2
То же при расчете котла на пиковую нагрузку	1,03	1,05
Дымосос рециркуляции газов и вентилятор рециркуляции воздуха	1,05	1,10

Расчетный расход, $\text{м}^3/\text{с}$, определяется по выражению

$$\rho = \beta_1 V \frac{\rho_0}{h_6}, \quad (9.31)$$

в данной формуле h_6 — барометрическое давление, мм рт. ст., в случае, если h_6 выражено в МПа, то, в числитель дроби вместо 760 следует подставить 0,1013.

Расчетное полное давление, кПа,

$$H_p = \beta_2 \Delta H_n, \quad (9.32)$$

где ΔH_n — перепад полных давлений при номинальной нагрузке парового котла, кПа.

Учитывая, что до настоящего времени в каталогах используются старые единицы, расход может в этом случае измеряться в $\text{м}^3/\text{ч}$, а давление — в $\text{кгс}/\text{м}^2$. Перевод одних единиц в другие выполняется по соотношению $1 \text{ м}^3/\text{с} = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Для выбора тягодутьевой машины развиваемое давление приводится к плотности среды, для которой дается характеристика заводом-изготовителем:

$$H_{np}^p = k_p H_p, \quad (9.33)$$

где

$$k_p = \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1,293}{\rho_0} \frac{T}{T_3} \frac{760}{h_6}$$

Здесь ρ , ρ_0 , ρ_3 — плотность перемещаемого машиной газа, то же приведенного к номинальным условиям, плотность воздуха по заводской характеристике, $\text{кг}/\text{м}^3$; T — температура газа у машины, К; T_3 — то же по заводской характеристике, К; h_6 — барометрическое давление в месте установки вентилятора, мм рт. ст., при h_6 в МПа, см. пояснения к (9.31). Поправку k_p вносят при расположении ТЭС на значительной высоте над уровнем моря:

$$h_6 = 760 - 0,09H,$$

где H — высота местности над уровнем моря, м. Учитывается также разрежение на всасе дымососа.

Заводские характеристики строятся обычно для вентиляторов при $t_3 = 30^\circ\text{C}$ ($\rho_3 = 1,16 \text{ кг}/\text{м}^3$), а для дымососов при $t_3 = 100^\circ\text{C}$ ($\rho_3 = 0,947 \text{ кг}/\text{м}^3$).

Мощность, кВт, потребляемая вентилятором при всех режимах, опре-

Делается по формуле

$$W = \frac{Q \Delta H_{\Pi} \psi}{\eta_{\text{в}}}. \quad (9.34)$$

где ψ — коэффициент, учитывающий уменьшение мощности за счет сжимаемости воздуха (газа) и определяемый по выражениям (8.4) или (8.5), Q — расход газа, м³/с; ΔH_{Π} — перепад полных давлений в тракте, кПа; $\eta_{\text{в}}$ — эксплуатационный КПД тягодутьевой машины при регулировании ее направляющим аппаратом (определяется по заводской характеристике).

При выборе вентилятора радиального типа точка с параметрами $Q_{\text{р}}$ и $H_{\text{р}}$ должна располагаться ближе к кривой Q - H вентилятора, построенной для полностью открытого направляющего аппарата, снизу от нее по возможности вблизи максимального КПД (рис. 9.8, а).

Для вентиляторов осевого типа (рис. 9.8, б) расчетная точка должна располагаться на кривых, соответствующих повороту направляющего аппарата в сторону противокрутки (положительные углы поворота створок направляющего аппарата). В этом случае второй член уравнения (9.1) становится отрицательным и развиваемое давление достигает максимума.

Если на заданные параметры может быть выбрано несколько вентиляторов, то должен быть произведен технико-экономический расчет: учет годового графика загрузки котельной установки, стоимости затраченной энергии на его привод с учетом принятой системы регулирования, стоимости самого вентилятора и других факторов.

Характеристика тракта котельной установки обычно представляет собой квадратичную параболу в координатах Q - H , точки которой могут быть получены из уравнения

$$H_i = H_{\text{пост}} + (H_{\text{р}}^{\text{пр}} - H_{\text{пост}}) \times \left(\frac{Q}{Q_{\text{р}}} \right)^2, \quad (9.35)$$

где $H_{\text{пост}}$ — постоянная часть сопротивления тракта, не зависящая от

количества проходящих газов. Точка пересечения характеристики тракта с предельной (верхней) кривой полного давления вентилятора называется исходным режимом, т. е. начальным режимом по условиям регулирования.

Выбор вентилятора производится таким образом, чтобы точка с параметрами $Q_{\text{р}}$ и $H_{\text{р}}^{\text{пр}}$ располагалась на характеристике в зоне высокого КПД вентилятора, желательно не меньше 90 % максимального значения КПД по характеристике.

Потребляемая вентиллятором в расчетном режиме мощность определяется по графическим характеристикам или по формуле

$$W = \frac{1}{k_{\text{р}}} \frac{Q_{\text{р}} H_{\text{р}}^{\text{пр}} \psi}{\eta_{\text{в}}}. \quad (9.36)$$

Расчетная мощность двигателя, кВт, определяется по потребляемой с запасом $\beta_3 = 1,05$:

$$W_{\text{дв}} = \beta_3 W.$$

Если двигатель выбран по режиму с введенным регулированием, то должны быть предусмотрены ограничители открытия направляющего аппарата. При отсутствии ограничителей двигатель выбирается по возможной наибольшей мощности.

Для выбора вентиляторов и дымоходов на рис. 9.9 приводятся рабочие зоны характеристик. Графики служат для предварительного выбора машин. Окончательный выбор машины производится на основании заводских характеристик. Далее приводятся рекомендации по выбору тягодутьевых машин для паровых котлов ТЭС.

Объем воздуха перед вентилятором на 1 МДж тепловой мощности парового котла мало меняется в зависимости от топлива и оказывается повышенным только для влажных топлив (табл. 9.3).

Расход дымовых газов значительно превышает объем газов за счет повышенных температур, присосов по газовому тракту и зависит от состава топлива, типа золоуловителя и других факторов.

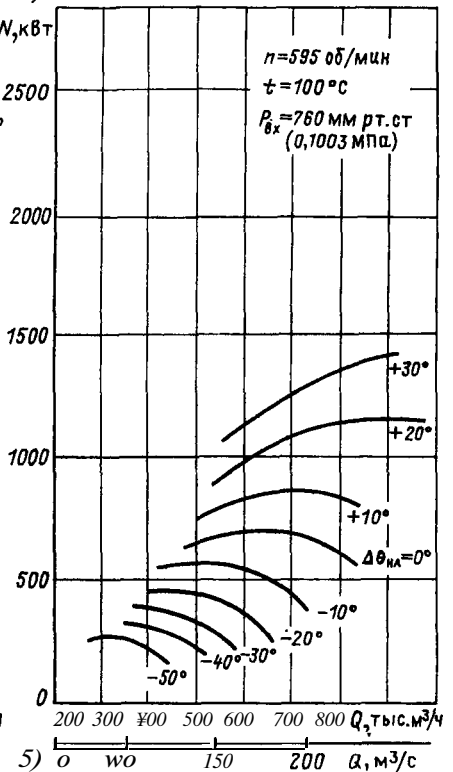
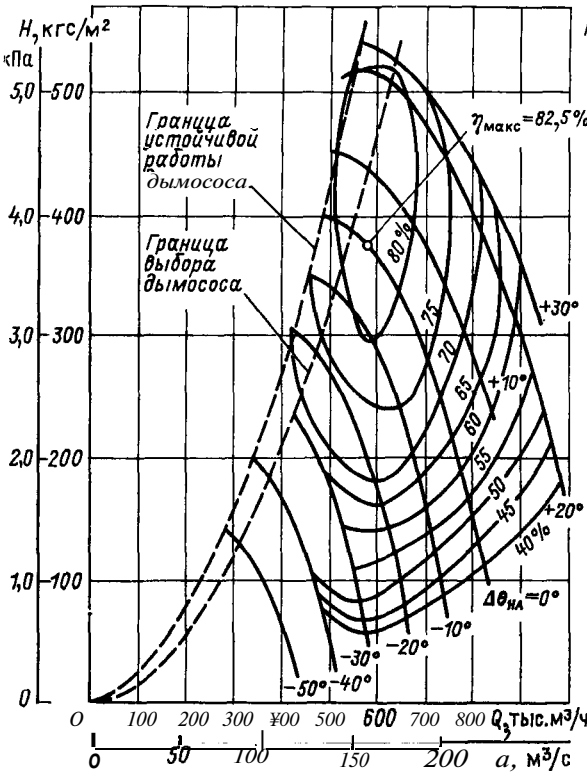
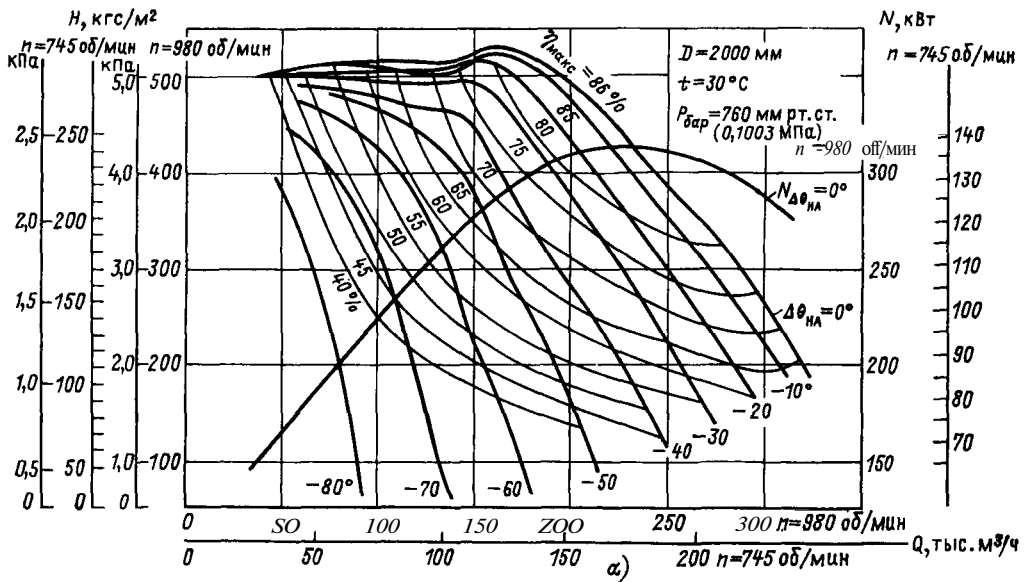


Рис. 9.8. Характеристики тягодутьевых машин:

о — характеристика вентилятора ВДН-20; б — характеристика осевого дымососа ДОД-28.5. На рисунке указаны углы поворота направляющего аппарата (— в сторону вращения рабочего колеса, + в противоположную сторону)

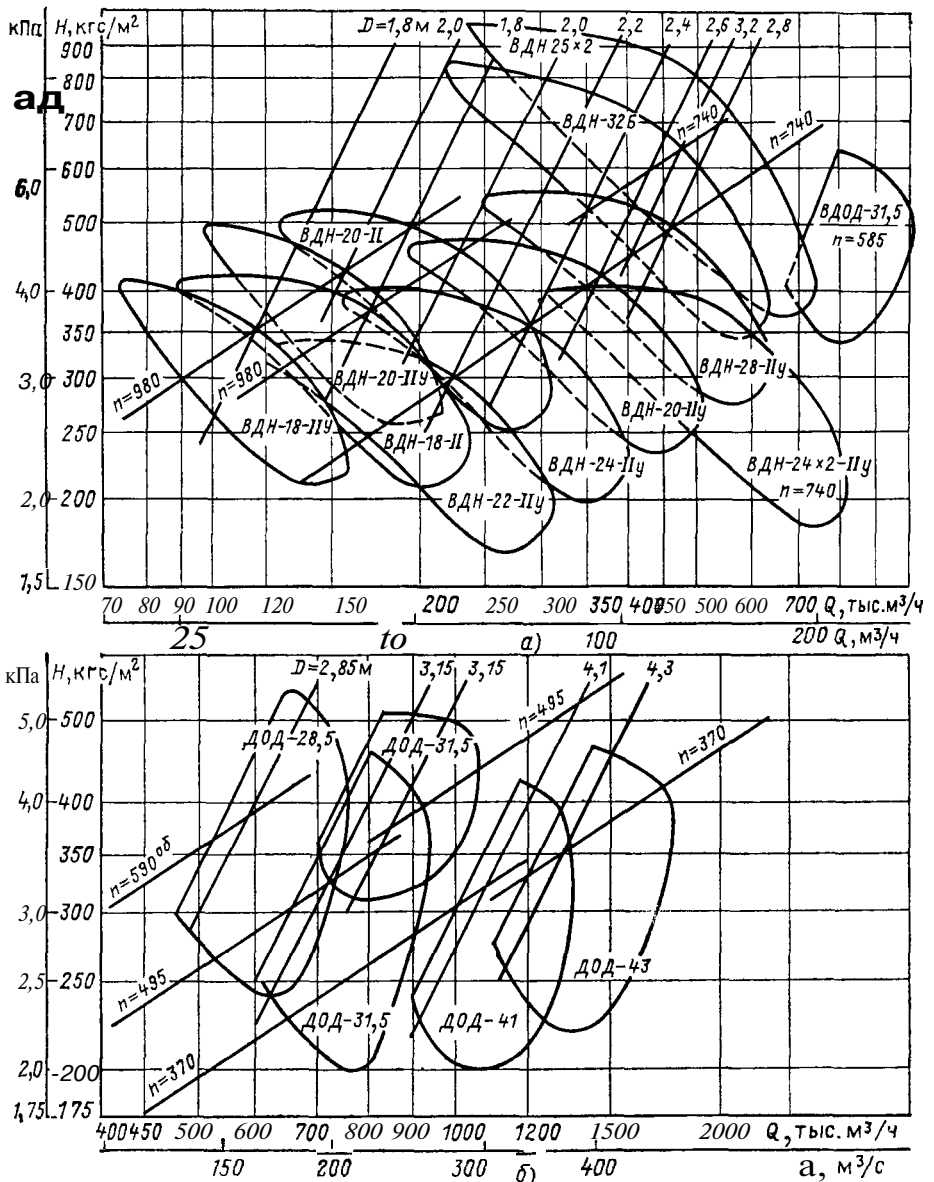


Рис. 9.9. Сводные графики характеристик для выбора тягодутьевых машин:
 а — дутьевые вентиляторы радиальные типа ВДН по схемам 70-38-20, 70-25-20 и осевые ВДОД;
 т=30 °С; б — осевые дымососы; т=100 °С; n — частота вращения — в об/мин

В табл. 9.4 приведены сведения о характеристике газовоздушных трактов блоков мощностью от 200 до 800 МВт. Как видно из таблицы, при увеличении мощности блока с 200 до 800 МВт расход воздуха возрастает с 780 до 2500 тыс. м³/ч, а газа — с 1180 до 4000 тыс. м³/ч.

Сопروتивление тракта, преодолеваемого дутьевым вентилятором, при

уравновешенной тяге и обычных камерных топках лежит в пределах от 3 до 5 кПа, а газового тракта — от 3,5 до 5,0 кПа. Существенное возрастание давления, преодолеваемого дутьевым вентилятором, происходит в случае применения наддува (8,9—9,5 кПа), топков с горизонтальными циклонами без наддува (13 кПа) и

Таблица 93 Объем воздуха перед вентилятором и газа перед дымососом на 1 МДж тепловой мощности парового котла

Топливо	Тип топки	Объем воздуха $V_{г, в} / Q_{ка}$, м ³ /МДж	$t_{д}$, °С*	Объем дымовых газов м ³ /МДж
АШ, тощий уголь Каменные угли	Пылеугольная	0,384	125/85	0,647/0,617
		0,359	125/85	0,636/0,550
Бурые угли $W^п = 1,2$	С молотковыми мельницами	0,390	130/90	0,700/0,624
Бурые угли $W^п = 3,1$		0,425	145/105	0,836/0,746
Бурые угли $W^п = 7,2$		0,497	165/125	1,16/1,04
Фрезерный торф $W^п = 6,0$		0,444	160/120	1,02/0,913
Мазут	Камерная	0,366	120	0,595
Природный газ		0,366	120	0,614

* В знаменателе указаны цифры, относящиеся к случаю установки мокрых золоуловителей

топок с горизонтальными циклонами одновременно с наддувом (17,5 кПа).

Дутьевые вентиляторы работают на чистом воздухе невысокой температуры, поэтому на выбор их аэродинамической схемы не влияют какие-либо особые условия и можно использовать машины, отличающиеся наи-

более высокой экономичностью при заданном графике работ.

Для котлов паропроизводительностью от 2,5 до 2600 т/ч используются радиальные вентиляторы по схемам 55-11-40, 70-25-20, а также осевые вентиляторы ВДОД-31,5 и ВДОД-41,5.

Таблица 94 Характеристика газоздушных трактов блоков

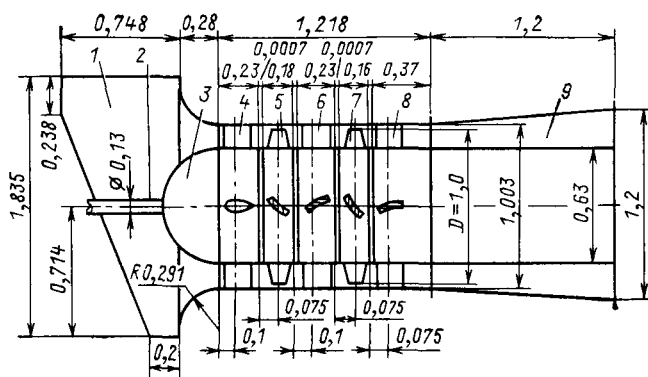
Мощность блока, МВт	Топливо	Тип топки	Тракт дутьевого вентилятора					Тракт дымососа				
			Q , тыс м ³ /ч	H , кПа	t , °С	n	D	Q , тыс м ³ /ч	a , кС	t , °С	c	D
300	Экибастузский уголь	Камерная	1200	3,40	30	4,45	4,23	1920	3,80	130	4,75	4,84
500	Назаровский уголь АШ		2000	3,85	45	3,92	5,24	2800	3,80	140	4,0	5,80
800			2160*	4,40	30	4,07	5,30	3680	4,75	105	3,87	6,42
			790**	5,00	30	7,32	3,12	1030	4,50	105	6,88	3,45
800	Канско-ачинский уголь То же	С пережигом	2620	5,00	30	4,03	5,65	4000	5,00	140	4,13	6,47
		С горизонтальным циклоном	2500	13,00	30	8,45	4,35	4000	5,00	140	4,13	6,47

* Основной тракт

** Дополнительный тракт для случая газового регулирования перегрева блока 800 МВт

Рис. 9.10. Аэродинамическая схема осевого дымососа ДОД-31,5:

1 — всасывающий карман; 2 — вал; 3 — обтекатель; 4 — поворотный направляющий аппарат 1-й ступени; 5 — рабочие лопатки 1-й ступени; 6 — поворотный направляющий аппарат 2-й ступени; 7 — рабочие лопатки 2-й ступени; 8 — спрямляющий аппарат; 9 — диффузор



На блоки мощностью 300 МВт устанавливаются два вентилятора ВДН-25 X 2 двустороннего всасывания или ВДН-32Б одностороннего всасывания.

На однокорпусный блок мощностью 500 МВт устанавливаются два дутьевых вентилятора ВДОД-31,5, на блок 800 МВт — два дутьевых вентилятора ВДОД-41-500-1.

Дутье на газомазутных блоках паровых котлов под наддувом для блоков мощностью 300 МВт осуществляется воздуходувками ВДН-25 x 2 или ВДН-25 X 2-1, а на блоках мощностью 800 МВт — ВДН-36 x 2. Привод каждой воздуходувки блока 800 МВт осуществляется от паровой турбины мощностью 7100 кВт с понижающим редуктором, обеспечивающим изменение частоты вращения в пределах от 320 до 980 об/мин, при этом направляющие аппараты перед вентиляторами не устанавливаются.

Применявшиеся ранее для дымососов радиальные машины с вперед загнутыми лопатками (обозначаются Д) сняты с производства и заменяются более экономичными машинами по схемам 55-11-40 и 62-13-40 с лопатками, загнутыми назад (обозначаются ДН).

Радиальные дымососы с назад загнутыми лопатками выпускаются для блоков мощностью до 480 т/ч, для блоков мощностью 200, 300 и 500 МВт выпускаются дымососы ДОД-28,5 (частота вращения 595 об/мин), ДОД-31,5 (частота вращения 495 об/мин), ДОД-41

и ДОД-43 (частота вращения 370 об/мин). Схема дымососа ДОД-31,5 представлена на рис. 9.10. На блок устанавливаются по два дымососа, для энергоблоков мощностью 800 МВт на твердом топливе устанавливаются три дымососа ДОД-43-500 или ДОД-43-500-1. Увеличение числа дымососов на блок в этом случае объясняется трудностью изготовления и транспортировки рабочих колес диаметром больше 4,3 м.

9.5. ПРИМЕР ВЫБОРА ДЫМОСОСА

Выбрать дымосос к котлу ТПЕ-429, работающему на кузнечном угле, паропроизводительность котла 420 т/ч. Из теплового и аэродинамического расчета котла получаем: секундный расход газов у дымососа $V_{\text{Д}} = 630,5 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($175 \text{ м}^3/\text{с}$), температура газов $\vartheta_{\text{УХ}} = 147^\circ\text{C}$, плотность газа при нормальных условиях $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$, перепад полных напоров по газовому тракту $\Delta H_{\text{П}} = 275 \text{ кгс/м}^2$ ($2,70 \text{ кПа}$), разрежение газов на входе дымососа $H_{\text{ВХ}} = 335,2 \text{ кгс/м}^2$ ($3,28 \text{ кПа}$), среднее барометрическое давление атмосферы $h_{\text{бар}} = 745 \text{ мм рт. ст.}$ ($0,0985 \text{ МПа}$).

Число дымососов на котел принять $z = 1$.

Расчетная производительность дымососа с коэффициентом запаса $\beta_1 = 1,1$

$$Q_{\text{г}} = \rho_1 V \frac{760}{h_{\text{бар}} \frac{\beta H_{\text{ВХ}}}{13,6}} =$$

$$= 1,1 \cdot 630,5 \cdot 10^3 \frac{760}{745 \cdot \frac{1,2 \cdot 335,2}{13,6}} =$$

$$= 737 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (205 \text{ м}^3/\text{с}).$$

Переводной коэффициент плотности газов на всасе дымососа

$$k_p = \frac{p}{p_3} = \frac{273 + \theta_{yx}}{273 + t_3} \frac{760}{h_{\text{бар}} - \frac{\beta_2 H_{\text{вх}}}{13,6}} =$$

$$= \frac{1,293}{1,293} \frac{273 + 147}{273 + 100} \frac{760}{745 - \frac{1,2 \cdot 335,2}{13,6}} =$$

$$= 1,19.$$

Сопротивление сети с запасом 20 %
 $H_p = \beta_2 \Delta H_{\text{п}} = 1,2 \cdot 275 = 330 \text{ кгс/м}^2 \text{ (3,24 кПа)}$.

Сопротивление сети, приведенное к характеристике дымососа,

$$H_p^{\text{пр}} = 1,19 \cdot 330 = 393 \text{ кгс/м}^2 \text{ (3,85 кПа)}.$$

По графику рис. 9.9, б находим, что с параметрами $Q_p = 737 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ $H_p^{\text{пр}} = 393 \text{ кгс/м}^2$ в пределах площади, относящейся к дымососу ДОД-28,5, при частоте вращения 590 об/мин.

Коэффициент сжимаемости

$$\psi = 1 - 3,6 \cdot 10^{-3} H_{\text{вс}} = 1 - 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 3,28 = 0,988.$$

Мощность, потребляемая дымососом

$$N = \frac{Q \Delta H \psi}{\eta} = \frac{175 \cdot 2,70 \cdot 0,988}{0,77} = 606 \text{ кВт}.$$

Мощность, потребляемая дымососом в расчетном режиме,

$$N_p = \frac{1}{k_p} \frac{Q_p H_p^{\text{пр}} \psi}{\eta} = \frac{1}{1,19} \times$$

$$\times \frac{205 \cdot 3,85 \cdot 0,988}{0,73} = 897 \text{ кВт}.$$

Расчетная мощность на валу машины с запасом 5 %

$$N'_p = \beta_3 N_p = 1,05 \cdot 897 = 942 \text{ кВт}.$$

КПД дымососа при определении потребляемой мощности 0,77 и на расчетном режиме 0,73 взяты по индивидуальной характеристике дымососа.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ЗОЛОУЛОВИТЕЛИ

10.1. ОСНОВЫ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЯ

В связи с широким использованием твердых топлив и повышением требований к охране окружающей среды на ТЭС все большее значение приобретают вопросы золоулавливания. Очистка дымовых газов способствует не только снижению выбросов золы в атмосферу, но и повышению надеж-

ности эксплуатации рабочих колес дымососов, особенно осевых.

Степень улавливания золы должна быть такой, чтобы обеспечить на уровне дыхания при неблагоприятных метеорологических условиях концентрацию золы не выше предельно допустимых концентраций (ПДК). Практически на мощных ТЭС (более 500 МВт) устанавливаются

Таблица 10.1. Данные по характеристикам некоторых топлив и УЭС летучей золы

Месторождение	Марка топлива	$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ МДж/кг	АР, %	ВР, %	SP, %	Вид мельницы	Медианный размер частиц $d_{50} \times 10^3$, м	Средне-квадратичное отклонение σ
Донецкое	Г	27,2	17	4,5	2,5	ММТ	23	2,56
Донецкое	Г	19,5	35	8,3	2,3	ШБМ	20	3,2
Кузнецкое	СС	21,4	14,7	16,1	0,25	ШБМ	22	2,6
Кузнецкое		26,4	18,3	10,3	0,5	ШБМ	16	—
Березовское	Б	13,6	7	35,5	0,2	МВ	11,5	2,67
Назаровское	Б	15,7	9	33	0,2	ММТ	17	3,55
Подмосковное	Б	9,58	29,6	30,6	2,7	ШБМ	15	4
Экибастузское	СС	17,2	39	2,5	0,7	ШБМ	17	3,2

Примечание. ММТ — молотково-мельничная топка; ШБМ — шаровая барабанная мельница;

золоуловители со степенью улавливания золы $\eta = 0,99 \div 0,995$, а при меньших мощностях $\eta = 0,93 \div 0,97$. Большие цифры относятся к многозольным топливам ($A_{п} > 1 \%/МДж$).

Степень улавливания золы определяется соотношением

$$\eta = \frac{c_{вх} - c_{вых}}{c_{вх}}, \quad (10.1)$$

где $c_{вх}$ и $c_{вых}$ — концентрация золы на входе и выходе золоуловителя, кг/м³. Удобной характеристикой золоуловителей также является величина, называемая степенью проскока:

$$p = 1 - \eta = \frac{c_{вых}}{c_{вх}}. \quad (10.2)$$

Степень проскока пропорциональна количеству выбрасываемой в атмосферу золы, г/с, той или иной установкой:

$$M_3 = 10B \left(A^p + q_4 \frac{Q_n^p}{32,7} \right) a_{ун} p, \quad (10.3)$$

где B — расход топлива, кг/с; A^p — зольность топлива, %; q_4 — потеря теплоты с механическим недожогом, %; Q_n^p — низшая теплота сгорания, МДж/кг; $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая из топки; $a_{ун} = 0,95$ для топок с твердым шлакоудалением и $0,70 - 0,75$ для открытых и полукрытых топок с жидким шлакоудалением.

Эффективность работы газоочистных устройств в большой степени зависит от физико-химических свойств золы и ее дисперсного состава.

Плотность частиц золы находится обычно в пределах $1900 - 2500 \text{ кг/м}^3$. Данные по характеристикам некоторых топлив и дисперсному составу золы в зависимости от способа размола топлива приведены в табл. 10.1. В качестве осредненной характеристики дисперсного состава может использоваться медианный диаметр d_{50} , м, т. е. диаметр, соответствующий остатку на сите $R = 50 \%$, и среднее квадратичное отклонение

$$\sigma = d_{50}/d_{15,9} = d_{84,1}/d_{50},$$

где $d_{15,9}$, d_{50} и $d_{84,1}$ — диаметры частиц, соответствующие остаткам на ситах $R 15,9$, 50 и $84,1 \%$. В табл. 10.1 также приведены значения $\lg \rho_V$ — логарифм удельного электрического сопротивления (УЭС), ρ_V — в Ом·м. Последняя характеристика имеет особое значение для электрических способов улавливания золы.

На надежность работы механических золоуловителей существенное влияние оказывает слипаемость золы. По слипаемости пыли делятся на четыре группы: I — неслипающаяся пыль; II — слабослипающаяся пыль (летучая зола каменных углей с недожогом более 30% , летучая зола

Доля частиц $\Phi, \%$								$\lg \rho_V$					
Средний размер частиц $d_2 \times 10^3, \text{ м}$								Температура $t, ^\circ\text{C}$					
1,25	3,25	5,15	8,15	13	20,5	32,5	>40	20	50	100	150	200	250
2,4	2,6	4,5	10,5	15	20	22	23	—	9,7	10,6	11	10,5	9,9
4,0	4,0	7,0	11,0	14,0	20	15	25	—	9,3	9,8	10,3	10	9,5
3,0	2,0	5,0	9,0	16,0	21	19	25	9,8	9,2	9,8	9,9	9,9	9,4
8,0	4,0	7,0	12,0	19,0	22	19	9	6,95	7,6	8,4	8,5	8,0	—
6,5	6,5	12,0	18,0	25,0	20	9,5	2,5	7,3	—	—	—	—	—
7,5	5,5	8,0	11,6	15,4	15	14	23	8,0	—	—	—	—	—
12	6,0	8,0	12,0	13,0	16	13	20	7,2	8,4	9,8	9,2	8,7	8,4
6,0	5,0	7,0	12,0	15,0	18	17	20	—	7,6	8,8	11,3	10,9	10,4

МВ — мельничный вентилятор.

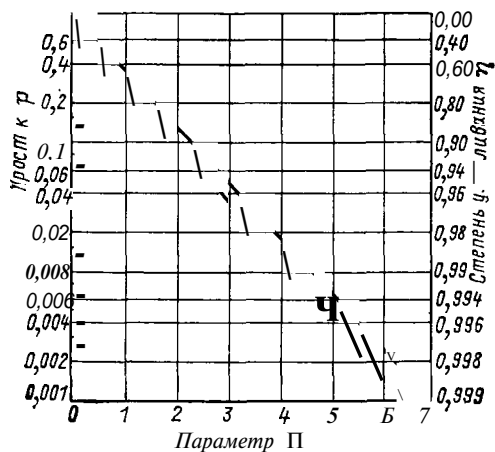


Рис. 10.1. Зависимость проскока p и степени улавливания η от параметра золоуловителя Π

при слоевом сжигании любых углей, сланцевая зола); III — среднеслипающаяся пыль (летучая зола без недожога типа золы подмосковных бурых углей, торфяная зола); IV — сильнослипающаяся пыль (зола донецкого АШ с недожогом менее 25 %).

Для выделения твердых частиц из дымовых газов наибольшее применение получили золоуловители, действующие на принципе использования центробежных сил — механические — и с использованием электростатических сил — электрофильтры.

В мокрых золоуловителях с трубой Вентури происходит коагуляция золовых частиц с каплями воды, способствующая их лучшему отделению в центробежных скрубберах, в которых используется механический способ отделения коагулированных частиц.

Из общей теории золоулавливания [22] следует, что степень проскока золоуловителя любого типа определяется *параметром золоулавливания*:

$$\Pi = vA/u\omega, \quad (10.4)$$

где v — эффективная скорость осаждения золы на поверхность осаждения, м/с; A — поверхность осаждения, м²; u — средняя скорость движения пылегазового потока, м/с; ω — сечение для прохода газов, м².

Между параметром золоулавливания и проскоком имеется следующее

соотношение:

$$p = \exp(-\Pi), \quad (10.5)$$

показанное на графике рис. 10.1. Чем больше параметр Π , тем меньше степень проскока и тем выше степень улавливания.

Расчет проскока можно вести упрощенно, задаваясь средней скоростью дрейфа для всех частиц, или более точно — для каждой фракции отдельно. В последнем случае общий проскок золы определяется по выражению

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \frac{\Phi_i}{100}, \quad (10.6)$$

где p_i — степень проскока для i -й фракции, которой соответствуют скорости осаждения v_i и параметр золоулавливания Π_i ; Φ_i — доля i -й фракции при входе в золоуловитель, %.

При двухступенчатых золоуловителях проскок некоторой фракции через проскоки в каждой ступени золоуловителя определяется по выражению

$$p = p'_i p''_i, \quad (10.7)$$

где p'_i — проскок рассматриваемой фракции в первой ступени золоуловителя; p''_i — то же во второй ступени.

10.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ЗОЛОУЛОВИТЕЛИ

В качестве инерционных (механических) золоуловителей наибольшее применение получили циклоны, в которых осаждение происходит за счет центробежных сил при вращательном движении потока. Очищаемый газ (рис. 10.2, а) поступает тангенциально через входной патрубок и движется в канале, образованном наружной и внутренней цилиндрическими стенками циклона, где под действием центробежных сил происходит отделение золы. Зольные частички осаждаются на наружной поверхности кольцевого канала, а затем под действием силы тяжести ссыпаются в коническую воронку.

Теоретическая формула для скорости дрейфа частиц диаметром d , м, к стенке циклона, м/с, имеет вид

$$v = \rho_c d^2 u^2 / 9\mu D, \quad (10.8)$$

где $\rho_{\text{ч}}$ — плотность частицы, кг/м^3 , u — скорость потока газа в канале, м/с , d — диаметр частицы, м , D — диаметр циклона, μ — коэффициент кинематической вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$. Для циклона $L/\omega = 2\pi/(1 - D_0)$, где $D_0 = D_0/D$, D_0 — диаметр выходного патрубка циклона

Общее выражение для параметра золоулавливания согласно формуле (10 4) имеет вид

$$\Pi = 2\pi\rho_{\text{ч}} d^3 u / 9\mu D (1 - \bar{D}_0) \quad (10 9)$$

Из выражения (10 9) следует, что степень улавливания для циклонных золоуловителей возрастает для тяжелых и крупных частиц при высокой скорости газов и малом диаметре циклона. Для повышения степени улавливания применяются циклоны небольшого диаметра (0,23—0,50 м), объединяемые в батареи (батарейные циклоны)

Батарейный циклон состоит из корпуса с бункером, циклонных элемен-

тов, нижней опорной решетки, верхней трубной доски и тракта выгрузки пыли (рис 10 3)

Корпус батарейного циклона выполняется секционированным для уменьшения перетока газов и сохранения оптимальной скорости при переменных нагрузках. Применяются три типа элементов батарейных циклонов с осевым направляющим аппаратом (рис 10 2, б), полуулиточным подводом газа (рис 10 2, в) и четырехзаходным подводом газа (рис 10 2, г). Если два первых типа имеют диаметр, близкий к 0,25 м, то последний тип — вдвое больший — 0,5. Наивысшую степень улавливания имеют батарейные циклоны с полуулиточным подводом газа. Степень улавливания циклона в батарее меньше, чем отдельного циклона, что объясняется перетоками газов и неравномерным распределением пыли.

На рис 10 3, а показано расположение входных отверстий улиток, при котором достигается наилучшая рав-

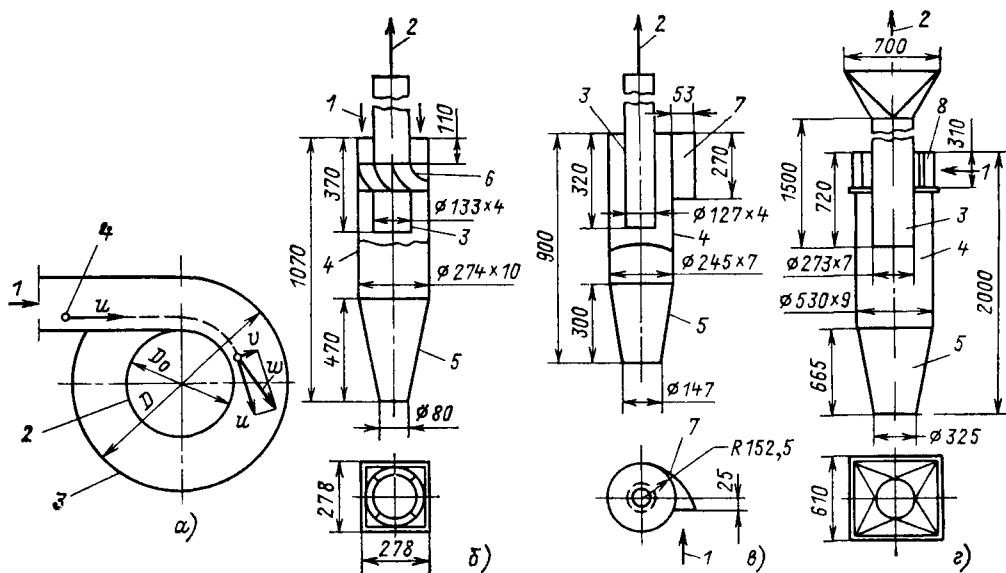


Рис 10 2 Циклонные золоуловители

а — схема движения частички в циклоне 1 — вход запыленного газа 2 — внутренний цилиндр 3 — наружный цилиндр 4 — частица золы u v ω — скорости газового потока частицы относительно потока (скорость дрейфа) результирующая скорость частицы б — элемент батарейного циклона БЦ с восьмилопастными лопатками безударного входа ($D=0 254$ м) в — элемент батарейного циклона БЦУ с полуулиточным входом ($D=0 231$) г — элемент батарейного циклона ЦКТИ с тангенциальным четырехзаходным завихрителем газа ($D=0 500$ м) 1 — вход запыленного газа 2 — выход очищенного газа 3 — внутренний цилиндр 4 — наружный цилиндр 5 — конический бункер для золы 6 — восьмилопастный закручивающий элемент «розетка» 7 — полуулиточный ввод, 8 — четырехсторонний полуулиточный ввод

номерность распределения пылегазового потока в батарее и наибольшая степень улавливания золы.

В зависимости от направления подводящих и отводящих газопроводов циклонные элементы располагаются вертикально (рис. 10.3, а) или под углом 45° к горизонту (рис. 10.3, б).

Выражение (10.4) отражает характер влияния основных параметров на степень улавливания. Однако в действительных условиях работы батарейных циклонов с учетом возможного вторичного захвата потоком уловленной золы для параметра золоулавливания некоторой фракции d_i найдено следующее эмпирическое соотношение:

$$\Pi_i = k \sqrt{\frac{u}{4,5}} \sqrt[3]{d_i^2}, \quad (10.10)$$

где u — скорость газов, отнесенная к полному сечению циклона, м/с; d_i — средний диаметр частиц данной фракции, мкм; k — коэффициент, учитывающий тот или иной тип циклона: $k = 0,3$ для батарейных циклонов с циклонами типа розетки БЦ, $k = 0,5$ для циклонов с улиточным подводом типа БЦУ.

Батарейные циклоны применяются для улавливания пыли за котлами умеренной паропроизводительности — от 2,5 до 500 т/ч, степень улавливания находится на уровне 0,88—0,92 при гидравлическом сопротивлении 500—700 Па.

Для энергетических установок рекомендуется применение элемента с тангенциальным улиточным подводом газа типа «Энергоуголь» с внутренним

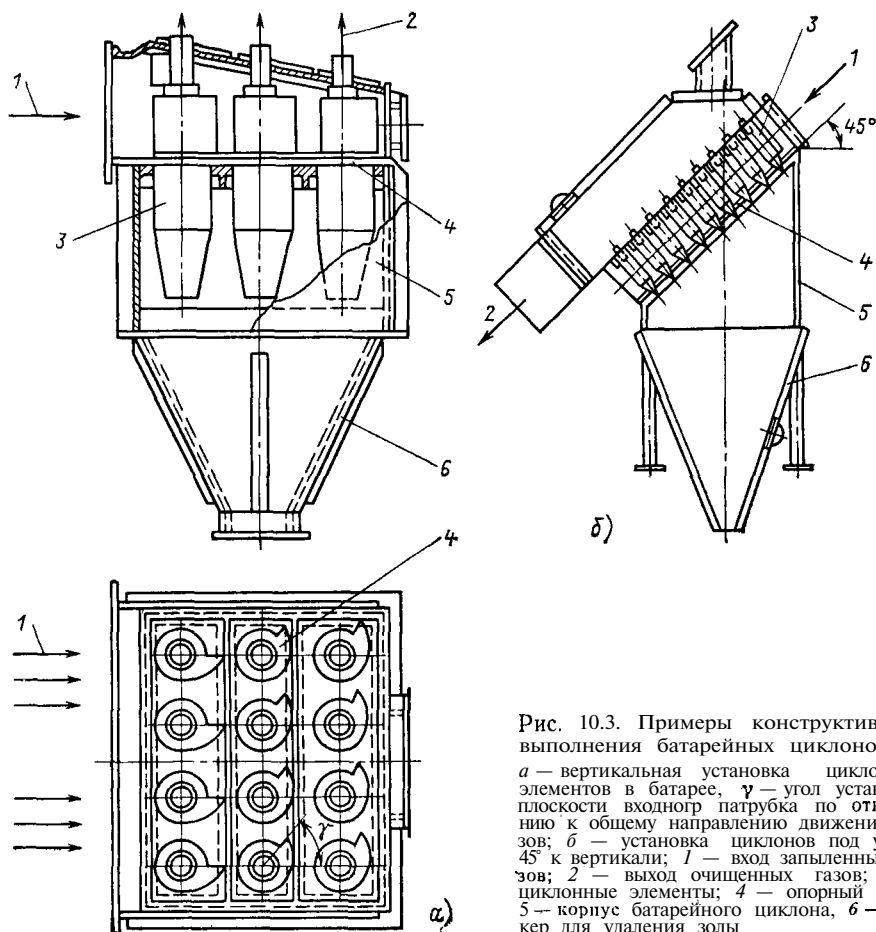


Рис. 10.3. Примеры конструктивного выполнения батарейных циклонов:

а — вертикальная установка циклонных элементов в батарее, γ — угол установки плоскости входного патрубка по отношению к общему направлению движения газов; б — установка циклонов под углом 45° к вертикали; 1 — вход запыленных газов; 2 — выход очищенных газов; 3 — циклонные элементы; 4 — опорный пояс; 5 — корпус батарейного циклона, 6 — бункер для удаления золы

диаметром 231 мм (рис. 10.2, в). Нормальный ряд таких циклонов для котлов паропроизводительностью от 20 до 500 т/ч представлен в табл. 10.2. В маркировке циклонов содержатся основные данные по типоразмерам; например 4 X 14 > • *m* означает четырехсекционный аппарат с 14 элементами в глубину и с *m* элементами по ширине.

Таблица 10.2. Типоразмеры батарейных циклонов БЦУ-М

Типоразмер	Число элементов по радиусу r и по высоте z	Предельные числа элементов m	Предельные площади сечения, m^2
1×10× <i>m</i>	7—15	70—150	2,93—6,28
2×10× <i>m</i>	7—15	140—300	5,87—12,57
4×10× <i>m</i>	7—15	280—600	11,73—25,14
2×12× <i>m</i>	7—15	168—360	7,04—15,08
4×12× <i>m</i>	7—15	336—720	14,08—30,17
2×14× <i>m</i>	7—24	196—672	8,21—28,15
4×14× <i>m</i>	7—24	392—1344	16,42—56,31

Примечание. Расчетное сечение элемента $\omega_{\text{ц}} = 0,042 \text{ м}^2$.

Расчет батарейных циклонов ведется в следующей последовательности. Заданы: количество очищаемого газа при номинальной нагрузке котла V , m^3/c , дисперсный состав пыли, требуемая эффективность очистки газа.

1. Необходимое сечение всех элементов батарейного циклона определяется по выражению

$$\omega = V/u, \quad (10.11)$$

где u — скорость газа, отнесенная к поперечному сечению циклона, м/с. Рекомендуется принимать $u = 4,5$ м/с. Число элементов батарейных циклонов на один котел $\gamma = \omega/\omega_{\text{ц}}$.

По табл. 10.2 подбирают соответствующий типоразмер батарейного циклона и их количество на котел.

2. Определяется параметр улавливания для каждой фракции по выражению (10.10).

3. По параметру P_i с помощью формулы (10.5) определяется степень проскока для каждой фракции p_i , а затем общая степень проскока золоуловителя по формуле (10.6).

4. Аэродинамическое сопротивление циклонов определяется по выражению

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2}{2}. \quad (10.12)$$

Для циклонов БЦ принимается $\xi = 90$, для БЦУ — $\xi = 115$.

Противопоказанием для применения батарейных циклонов является сильная слипаемость пыли, приводящая к их замазыванию. Поэтому не рекомендуется их применение для сильнослипающейся пыли, в частности на АШ.

Несмотря на малую зольность мазутов (0,05—0,1 %), вопрос удаления их твердых продуктов сгорания становится актуальным, особенно в связи с наличием в составе золы ванадия и некоторых других компонентов.

Выброс твердых продуктов сгорания, г/с, включающих горючие элементы, определяется по выражению

$$M_3 = \frac{10kBA^p a_{\text{ун}}}{1 - \Gamma_{\text{ун}}}, \quad (10.13)$$

где k — возрастание минеральной массы золы за счет взаимодействия с газообразными компонентами ($k = 1,3 \div \div 1,9$); B — расход топлива, кг/с; A^p — зольность на рабочую массу, %; $f_{\text{ун}}$ — доля золы уноса (0,92—0,95); $\Gamma_{\text{ун}}$ — содержание горючих в уносе принимается в зависимости от избытка воздуха за пароперегревателем:

$$\begin{array}{l} \alpha_{\text{пе}}'' \dots 1,01 \quad 1,02 \quad 1,04 \quad 1,06 \quad 1,08 \\ \Gamma_{\text{ун}} \dots 0,80 \quad 0,60 \quad 0,35 \quad 0,25 \quad 0,20 \end{array}$$

При улавливании твердых продуктов сгорания в батарейных циклонах БЦУ при скорости газов 5 м/с степень улавливания составляет 75—80 %, а по содержанию ванадия — 65—70 % при гидравлическом сопротивлении аппарата 1,2 кПа. При этом температуру газа во избежание конденсации паров серной кислоты рекомендуется поддерживать на уровне 180—200 °С.

Для этого при низких температурах уходящих газов золоуловители приходится располагать между горячими и холодными кубами воздухоподогревателя. На золоуловителях типа БЦ при скорости газов 2,5—3 м/с степень очистки твердых продуктов сгорания падает до 50—60 %, а по окислам ванадия — до 15—30 %, что следует признать недостаточным.

Увеличение эффективности центробежного пылеулавливания можно

Достичь за счет равномерного орошения стенок циклонного золоуловителя пленкой жидкости, которая препятствует вторичному уносу частиц пыли. При толщине пленки, большей поперечного размера частицы, работа отрыва частицы значительно превосходит работу, необходимую для ее погружения в слой жидкости. Такие золоуловители называют с к р у б б е р а м и.

Конструктивно скруббер МС-ВТИ (рис. 10.4, а) состоит из сварного вертикального цилиндра с толщиной стенок 5—6 мм с коническим днищем, входного патрубка, оросительной системы и гидравлического затвора для удаления уловленной золы. Входной патрубок приваривается к корпусу тангенциально к внутренней поверхности и имеет уклон в сторону корпуса 10° . Внутренние поверхности корпуса и конического днища футеруются кислотоупорной и износостойчи-

вой плиткой из керамического материала.

Внутренняя поверхность корпуса аппарата непрерывно орошается из сопел, установленных по окружности на расстоянии 500 мм друг от друга. Струи воды из сопел направлены в сторону вращения газов тангенциально к внутренней футерованной поверхности корпуса. Диаметр аппарата определяют, принимая скорость дымовых газов в свободном сечении скруббера 4—5 м/с. Высота орошаемой части от сопел до оси входного патрубка должна составлять три—четыре диаметра скруббера.

Расход воды на орошение $G_{ж}$, кг/с, находится из соотношения

$$G_{ж} = 0,14\pi D, \quad (10.14)$$

где D — внутренний диаметр аппарата, м, при этом обеспечивается толщина пленки на стенках скруббера не менее 0,3 мм. Степень улавливания в простейших скрубберах 0,82—0,90 при гидравлическом сопротивлении 300—400 Па для диаметров циклонов 0,6—1,7 м.

В связи с невысокой степенью улавливания скрубберы получили применение в энергоустановках в комбинации с предвключенным коагулятором Вентури или в качестве предвключенных элементов перед электрофильтрами.

На рис. 10.4 представлена принципиальная схема установки скруббера с предвключенным коагулятором Вентури (газопромыватели МС-ВТИ). Труба Вентури состоит из короткого диффузора с углом раскрытия 60° , горловины и длинного диффузора с углом раскрытия 12° . В конфузоре трубы Вентури происходит увеличение скорости газов с 20 до 50—70 м/с. При взаимодействии воды, подаваемой через форсунки, расположенные в конфузоре, происходит дробление капель при их взаимодействии с быстро движущимся пылегазовым потоком. Далее в диффузоре происходит взаимодействие частиц золы и капель воды (коагуляция). Более крупные капли воды поглощают мелкие частицы золы, что обеспечи-

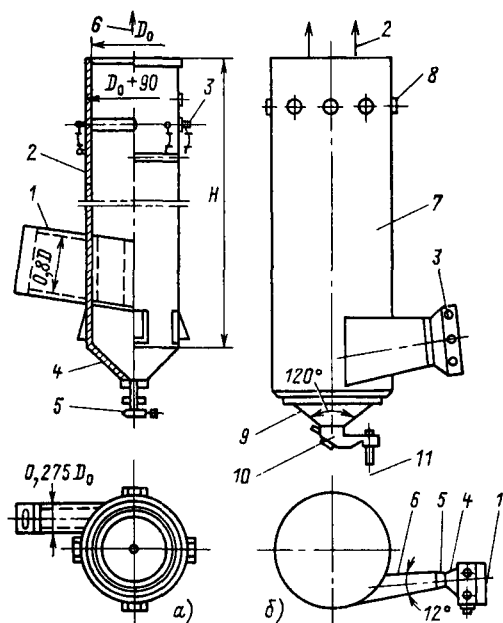


Рис. 10.4. Мокрые золоуловители:

а — центробежный скруббер: 1 — входной патрубок; 2 — корпус скруббера; 3 — подвод орошающей воды; 4 — бункер; 5 — гидрозатвор; 6 — выход очищенного газа; б — скоростной золоуловитель с трубой Вентури: / — вход запыленного газа; 2 — выход очищенного газа; 3 — подача распыленной воды через форсунки; 4, 5, 6 — конфузор, горловина, диффузор трубы Вентури; 7 — корпус каплеуловителя (мокрого скруббера); 8 — сопла, орошающие стенки скруббера; 9 — золовой бункер; 10 — гидрозатвор; 11 — удаление пыли в канал гидрозолоудаления

вает их лучшее улавливание в центробежном скруббере. Поток тангенциально вводится в скруббер, стенки которого орошаются водой и коагулированные частицы эффективно удаляются в золовой бункер. Степень улавливания таких золоуловителей 0,92—0,97. Данные для выбора таких золоуловителей представлены в табл. 10.3.

Таблица 10.3. Типоразмеры золоуловителя МС-ВТИ

Каплеуловитель			Сечение горловины трубы Вентури ϕ_r , м
Диаметр, м	Высота, м	Сечение, м ²	
2,8	9,66	5,72	0,455
3,0	10,32	6,60	0,530
3,2	10,98	7,54	0,644
3,6	12,20	9,62	0,810
4,0	13,16	11,93	1,000
4,5	15,25	15,20	1,30

Для золоуловителей с трубой Вентури для параметра золоулавливания получено следующее эмпирическое соотношение:

$$P = \sqrt{Q_{\text{ж}} u_{\text{г}}}, \quad (10.15)$$

т. е. параметр золоулавливания определяется в основном произведением удельного расхода воды (на 1 м³ очищаемого газа) $Q_{\text{ж}}$ на скорость газа в горловине трубы Вентури $u_{\text{г}}$ независимо от фракционного состава. Обычно $u_{\text{г}} = 60$ м/с (50—70 м/с), $Q_{\text{ж}} = 0,15$ кг/м³ (0,12—0,20 кг/м³). Размеры скруббера (каплеуловителя) определяются при скорости $u = 5$ м/с, скорость газов при входе в каплеуловитель принимается $u_{\text{вх}} = 20$ м/с.

Мокрые золоуловители рекомендуется применять при сернистости топлива не более 0,3% · кг/МДж для котлов паропроизводительностью до 670 т/ч.

Расчет золоуловителей подобного типа ведется в следующей последовательности:

определяют типоразмер каплеуловителя по выражению (10.11), причем принимают скорость газов в его сечении $u = 5$ м/с и их число на котел z ; подбирают типоразмер аппарата;

в зависимости от требуемой степени проскока p по формуле (10.5) или рис. 10.1 находят параметр P . Выбирают $Q_{\text{ж}}$ и $u_{\text{г}}$ таким образом, чтобы получить это значение P по формуле (10.15);

подставляя в формулу (10.11) найденное значение $u_{\text{г}}$, определяют сечение горловины трубы Вентури; общее гидравлическое сопротивление, Па, находят по формуле

$$\Delta p = (0,25 + 0,01 Q_{\text{ж}} u_{\text{г}}) \frac{\rho u_{\text{г}}^2}{2} + 2,7 \rho \frac{u_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (10.16)$$

где ρ — плотность газа перед золоуловителем, кг/м³; $u_{\text{вх}}$ — скорость газа при входе в каплеуловитель ($u_{\text{вх}} = 20$ м/с).

10.3. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ЭЛЕКТРОФИЛЬТРА

Электрофильтры являются аппаратами, обеспечивающими глубокую очистку дымовых газов от золы, вследствие чего они получили широкое применение в мощных энергетических установках, работающих на твердых топливах.

На рис. 10.5 представлена одна из конструкций электрофильтра, получившая распространение в СССР.

Действие электрофильтра основано на осаждении заряженных частиц золы в высоконапряженном электростатическом поле. Основными конструктивными элементами электрофильтра являются система осадительных и коронирующих электродов, корпус, узлы подвода и отвода очищаемых газов, устройства для удаления уловленной золы с электродов, устройства для вывода пыли из электрофильтра, узлы электрического питания и автоматического поддержания оптимального напряжения.

Выпрямленный электрический ток высокого напряжения (50—80 кВ) подводится к электродам: отрицательный заряд — к коронирующим электродам, положительный — к осадительным.

тельными. Для обеспечения эффективной зарядки частиц золы и последующего их улавливания напряженность электростатического поля должна быть неравномерной — максимальной у коронирующего электрода и минимальной у осадительного. Для получения наивысшей концентрации напряженности коронирующие электроды должны иметь заостренную форму. Ранее применялась проволока малого диаметра (3—5 мм) круглого или штыкового профиля. В настоящее время исключительное применение получили осадительные электроды с фиксированными точками разряда — ленточно-игльчатые, в которых на концах иголок достигается наивысшая концентрация напряженности.

Осадительные электроды должны обладать достаточной механической прочностью и жесткостью, обеспечивать эффективное улавливание золы и ее удаление при встряхивании. Электроды также претерпели значительные изменения — от полых кар-

маных электродов и электродов желобчатого типа к электродам С-образного типа и профильно-пластинчатым; два последних типа электродов обеспечивают хорошее удержание золы в углубленных их частях, достаточную жесткость конструкции и минимальный расход металла.

Осадительные и коронирующие электроды объединяются по ходу движения газов в поля длиной от 2,5 до 4 м (см. табл. 10.4), которые обслуживаются общим механизмом встряхивания, имеют самостоятельное электрическое питание и отдельный бункер. По ходу газов может устанавливаться различное количество полей — от 2 до 5. Увеличение числа полей — повышает степень улавливания, однако связано с возрастанием расхода металла, стоимости и габаритов.

В процессе горизонтального движения газов происходит зарядка частиц вблизи коронирующих электродов и последующее их осаждение на осадительных электродах.

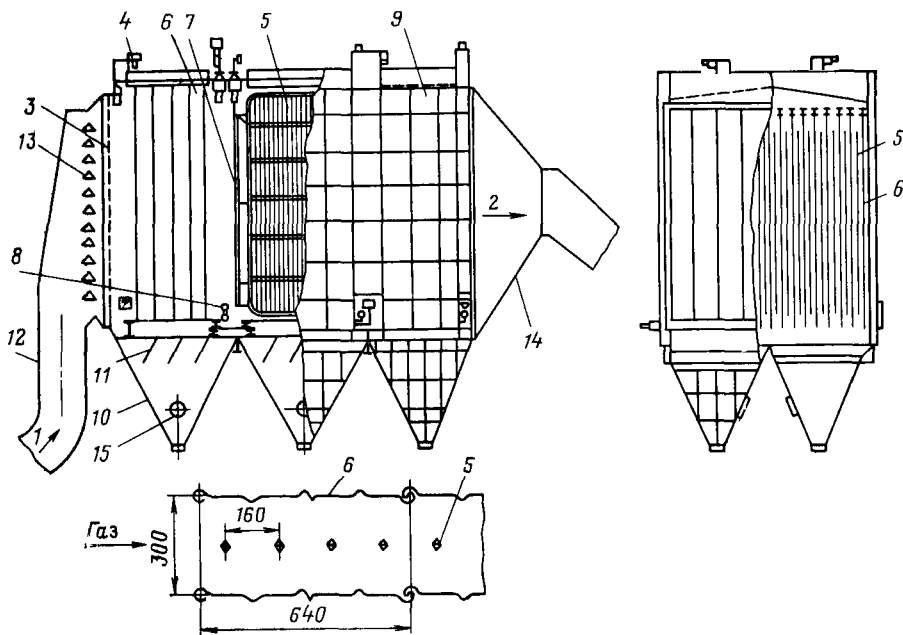


Рис. 10.5. Электрофильтр (изображен трехполюсный двухсекционный электрофильтр ЭГА):

1 — вход запыленного газа; 2 — выход очищенного газа; 3 — газораспределительная решетка; 4 — подвод тока высокого напряжения; 5 — коронирующий электрод; 6 — осадительный электрод; 7 — встряхивающий механизм коронирующих электродов; 8 — встряхивающий механизм осадительных электродов; 9 — корпус; 10 — бункер; 11 — перегородки для уменьшения перетоков газа через бункер; 12 — подъемная шахта; 13 — газораспределительные объемные элементы МЭИ; 14 — конфузорный отвод дымовых газов; 15 — смотровые люки в бункерах

На электростанциях ранее устанавливались электрофилтры типов ДГПН и ПГД (дымовые горизонтальные пластинчатые). В настоящее время применяются электрофилтры усовершенствованной конструкции типа УГ (унифицированный горизонтальный) и ЭГА (электрофилтр горизонтальный, модификации А).

Электрофилтры серии УГ рассчитаны на улавливание дымовых газов с температурой до 250 °С и активной высотой поля для электрофилтра УГ2-7,5 м и УГ3-12,0 м. Корпуса электрофилтров выполняются металлическими и рассчитаны на работу под разрежением до 4 кПа. Под каждым полем электрофилтра установлен бункер для сбора уловленной пыли. В обозначениях электрофилтра после его типа указывается число полей и площадь активного сечения для прохода газов, например УГ3-3-177 — электрофилтр с электродами длиной 12 м, тремя последовательно расположенными полями с площадью для прохода газов 177 м².

В настоящее время осуществляется переход на унифицированную серию электрофилтров ЭГА с широкополосными осадительными электродами шириной 640 мм, причем электроды одного поля связаны между собой в жесткую систему (табл. 10.4). Высота электродов 6; 7,5; 9; 12 м. Осадительный электрод набирается из четырех — восьми элементов, что дает активную длину поля от 2,56 до 5,12 м. Цифры после букв ЭГА обозначают количество секций, количество газовых проходов, номинальную высоту электродов, количество элементов в осадительном электроде, количество полей по длине электрофилтра. Так, электрофилтр ЭГА 2-56-12-6-3 обозначает: двухсекционный электрофилтр, с 56 газовыми проходами, высотой электродов 12 м, с шестью элементами в осадительном электроде при трех последовательно установленных полях. Температура газов допускается до 330 °С при разрежении до 5 кПа.

Подвод электрического тока высокого напряжения к электрофилтрам (60—80 кВ) осуществляется агрега-

тами питания. Агрегат питания состоит из регулятора напряжения, повысительного трансформатора и выпрямителя. Для обеспечения оптимального режима питания напряжение на электродах должно поддерживаться на максимально высоком уровне, но ниже пробивного. В агрегатах питания, выпускаемых в настоящее время, процесс регулирования напряжения выходного тока и напряжения агрегата используются магнитные усилители и тиристоры (управляемые кремниевые диоды). Агрегаты питания оснащаются полупроводниковыми выпрямителями (селеновыми или кремниевыми).

Наиболее современными типами регуляторов питания являются агрегаты АТПОМ (усовершенствованная модель тиристорного регулятора АТФ). Для силовой части этих агрегатов не требуются укрытия, и они устанавливаются вне помещения. Агрегаты питаются от напряжения 380 В, среднее выпрямленное напряжение составляет 50 кВ, а амплитудное значение достигает 80 кВ.

Выпускается пять типоразмеров агрегатов питания электрофилтров АТПОМ-250, АТПОМ-400, АТПОМ-600, АТПОМ-1000 и АТПОМ-1600. Цифра после обозначения агрегатов обозначает среднее значение выпрямленного тока нагрузки, мА. Этим значениям тока соответствует потребляемая из сети мощность 26, 40, 60, 100 и 160 кВ·А.

Необходимый электрический ток для игольчатых коронирующих электродов, мА, определяется по выражению

$$I_{\text{п}} = I_{\text{А}} A_{\text{п}}, \quad (10.17)$$

где $I_{\text{А}}$ — удельный ток, мА/м²; $A_{\text{п}}$ — поверхность осадительных электродов, приходящихся на один агрегат, м². Удельные токи принимаются в пределах 0,2—0,35 мА/м² при сжигании каменного угля и 0,3—0,5 мА/м² при сжигании бурого угля. Желательно на каждое поле электрофилтра уста-

Таблица 10.4. Техническая характеристика электрофильтров серии ЭГА

Марка электрофильтра	Площадь активного сечения (0, м ²)	Активная длина поля L _П , м	Общая площадь осадения A ₂ , м ²	Габаритные размеры, м			Масса, т
				Длина	Ширина (по осям опор)	Высота	
ЭГА 1-30-7,5-4-3	61,4	2,56	3550	13,44	9,2	14,9	139,9
ЭГА 1-30-7,5-4-4		2,56	4730	17,62	9,2	14,9	181,8
ЭГА 1-30-7,5-6-2		3,84	3550	11,82	9,2	14,9	122,5
ЭГА 1-30-7,5-6-3		3,84	5320	17,28	9,2	14,9	176,5
ЭГА 1-30-9-6-2	73,4	3,84	4240	11,82	9,2	16,4	139,9
ЭГА 1-30-9-6-3		3,84	6360	17,28	9,2	16,4	201,3
ЭГА 1-30-9-6-4		3,84	8480	22,74	9,2	16,4	262,7
ЭГА 1-30-12-6-3	97,4	3,84	8440	17,28	9,2	19,4	240,2
ЭГА 1-30-12-6-4		3,84	11250	22,74	9,2	19,4	313,5
ЭГА 1-40-7,5-4-3	81,9	2,56	4730	13,44	12,2	15,4	172,2
ЭГА 1-40-7,5-4-4		2,56	6310	17,62	12,2	15,4	223,8
ЭГА 1-40-7,5-6-2		3,84	4730	11,82	12,2	15,4	150
ЭГА 1-40-7,5-6-3		3,84	7100	17,28	12,2	15,4	217,3
ЭГА 1-40-9-6-2	97,9	3,84	5650	11,82	12,2	16,9	170,5
ЭГА 1-40-9-6-9		3,84	8480	17,28	12,2	16,9	244
ЭГА 1-40-9-6-4		3,84	11310	22,74	12,2	16,9	322,9
ЭГА 1-40-12-6-3	129,8	3,84	11250	17,28	12,2	19,9	296,5
ЭГА 1-40-12-6-4		3,84	15000	22,74	12,2	19,9	387,7
ЭГА 2-48-12-6-3	155,8	3,84	13500	17,28	15,2	19,9	364,5
ЭГА 2-48-12-6-4		3,84	18000	22,74	15,2	19,9	476,4
ЭГА 2-56-12-6-3	181,7	3,84	15750	17,28	17,6	19,9	413,8
ЭГА 2-56-12-6-4		3,84	21000	22,74	17,6	19,9	544,4
ЭГА 2-76-12-6-3	246,6	3,84	21400	17,28	23,6	19,9	532,1
ЭГА 2-76-12-6-4		3,84	28500	22,74	23,6	19,9	696,1
ЭГА 2-88-12-6-3	285,6	3,84	24750	17,28	27,2	19,9	623,7
ЭГА 2-88-12-6-4		3,84	33000	22,74	27,2	19,9	817,3

Примечание. Расстояние между коронирующим и осадительным электродами $t=0,15$ м, длина осадительного электрода 0,64 м.

навливать самостоятельный агрегат питания.

Эффективность работы электрофильтров определяется уровнем технического обслуживания и эксплуатационного контроля. К числу важнейших мероприятий, обеспечивающих эффективность работы электрофильтров, относятся исправное состояние всех его узлов, поддержание чистоты электродов и их центровки,

непрерывное автоматическое поддержание оптимальных значений напряжения в каждом поле электрофильтра, исправное состояние газораспределительных устройств, оптимальный режим встряхивания каждого поля, своевременное удаление золы, поддержание проектных параметров пылегазового потока и герметичности тракта.

Электрофильтры должны быть отключены от высокого напряжения при

переводе котла на сжигание мазута, нарушениях в работе механизмов встряхивания и золоудаления, аварии на котле. Электрофильтры необходимо периодически выводить в ремонт для осмотра и очистки внутренней поверхности от золы.

Учитывая, что некоторые части электрофильтра находятся под высоким напряжением, при эксплуатации должны быть обеспечены необходимые меры по охране труда. Никакие работы вблизи неогражденных частей, находящихся под напряжением, не допускаются. Нельзя проводить работы сразу после отключения электрофильтра, которые находились под высоким напряжением. Необходимо предварительно заземлить отключенный участок. Перед внутренним осмотром необходимо снять напряжение с электрофильтров, заземлить коронирующие системы.

Периодический контроль степени очистки дымовых газов в эксплуатационных условиях должен проводиться эксплуатационным персоналом не реже 1 раза в год. Он осуществляется по сокращенной программе (экспресс-методом). При этом ограничиваются измерением массового расхода золы в очищенных дымовых газах пылезаборными трубками и подсчетом массового расхода золы, поступающей в золоулавливающую установку, по обратному балансу. В ряде случаев расходы золы, поступающей в золоуловитель, также определяются с помощью пылезаборных трубок.

10.4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОФИЛЬТРА

Эффективность работы любого золоуловителя, в том числе и электрофильтра, определяется через параметр золоулавливания Π по выражению (10.4). Применительно к электрофильтру величину поверхности осаждения, m^2 , в выражении (10.4) можно представить в виде

$$A = 2mnL_{\Pi}H, \quad (10.18)$$

а сечение прохода газов, m^2 , — в виде

$$so = 2mtH, \quad (10.19)$$

где m — число проходов для газов; n — число полей по ходу газов; L_{Π} — длина одного поля, м; H — высота электродов, м; t — расстояние между коронирующим и осадительным электродами, м. Тогда выражение для теоретического параметра золоулавливания в электрофильтре после подстановки в формулу (10.4) выражений (10.18) и (10.19) примет вид

$$\Pi = \frac{v}{u} \frac{nL_{\Pi}}{t}. \quad (10.20)$$

Таким образом, параметр золоулавливания, а следовательно, степень улавливания возрастают с увеличением эффективной скорости дрейфа, числа полей и длины каждого поля и уменьшается с ростом скорости газа и расстояния между коронирующим и осадительным электродами.

Формула (10.19) для параметра Π выведена для теоретического случая работы электрофильтра, когда отсутствует вторичный унос, обеспечивается равномерный поток, нет движения запыленного потока через неактивные зоны и т. п. На основании обобщения данных испытаний отечественных электрофильтров далее приводятся полуэмпирические соотношения, по которым следует определять степень улавливания (или степень проскока).

Для степени проскока при равномерном потоке газов и отсутствии потоков через неактивные зоны остается справедливым выражение (10.5) и рис. 10.1.

Параметр золоулавливания при равномерном потоке Π_p находится из эмпирического соотношения

$$\Pi_p = 0,2k_{yn} \sqrt{\frac{v}{u} \frac{nL_{\Pi}}{t}}. \quad (10.21)$$

Здесь k_{yn} — коэффициент вторичного уноса.

Решающее влияние на степень улавливания в электрофильтре оказывает скорость дрейфа (скорость осаждения) v .

Согласно теории движения заряженной частицы в электростатическом поле скорость дрейфа определяется

электрическими характеристиками электрофилтра и пылегазового потока по формуле

$$v = 10^6 \frac{\epsilon_0 E_3 E_{oc} d}{\mu} \frac{e}{\epsilon + 2}, \quad (10.22)$$

где ϵ_0 — диэлектрическая проницаемость вакуума, Ф/м ($\epsilon_0 = 8,85 \times 10^{-12}$ Ф/м); e — относительная диэлектрическая проницаемость вещества частички; E_3 — напряженность электрического поля зарядки, кВ/м; E_{oc} — напряженность электрического поля осаждения, кВ/м; d — диаметр частицы, м; μ — коэффициент динамической вязкости газов, Па·с.

e и μ пылегазового потока за энергетическими электрофилтрами меняются практически мало. Примем для золы в среднем $e = 4$ и для дымовых газов среднего состава при температуре $100-150^\circ\text{C}$ $\mu = 24 \cdot 10^{-6}$ Па·с. Подставляя ϵ_0 , e и μ , получаем для средних условий работы электрофилтра упрощенное выражение для скорости дрейфа:

$$v = 0,25 E_3 E_{oc} d. \quad (10.23)$$

В целях дальнейших упрощений заменим произведение $E_3 E_{oc}$ квадратом средней напряженности поля E^2 . Под средней напряженностью поля будем понимать

$$E = U/t,$$

где U — разность потенциалов, подведенных к электрофилтру, кВ; t — расстояние между осадительным и коронирующим электродами, м. Для золы некоторых топлив, имеющих высокое удельное электрическое сопротивление ($УЭС$), наблюдается резкое

снижение скорости дрейфа. На рис. 10.6, *a* показано, что в области $\lg \rho_v$ между 9 и 10 происходит резкое снижение скорости дрейфа в 2—3 раза. При высоких сопротивлениях часть подводимого к электродам напряжения будет расходоваться в неотрицаемом слое золы и располагаемое напряжение в межэлектродном пространстве окажется меньшим подведенного к электродам. Таким образом, вместо подведенного напряжения U в межэлектродном пространстве будем использовать эффективное напряжение

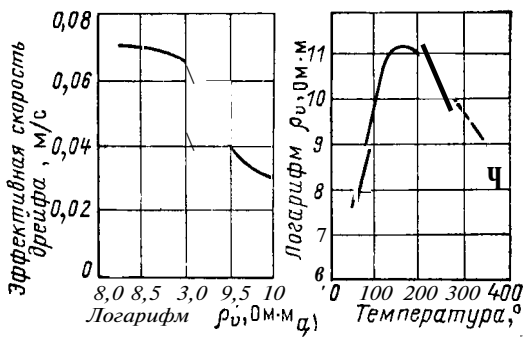
$$U_{эф} = k_{o.к} U,$$

где $k_{o.к}$ — понижающий коэффициент за счет образования обратной короны на золах топлив с высоким удельным сопротивлением.

Сущность явления образования обратной короны состоит в том, что при высоком сопротивлении золы проводимость слоя пыли, осевшей на электроде, оказывается малой, что увеличивает падение напряжения в слое и уменьшает его падение в газовом промежутке. При общей высокой разности потенциалов происходит перезарядка осевшей на осадительном электроде золы с отрицательного на положительный знак, нарушается на некоторых участках поверхность слоя и в межэлектродное пространство происходит выброс обратных по знаку ионов (положительных вместо отрицательных). Одним из косвенных показателей обратной короны является расхождение восходящей и нисходящей характеристик поля (рис. 10.7), т. е. при увеличении напряжения сила тока оказывается при том же напряжении меньшей, чем при его уменьшении. По аналогии с формулой (10.23) введем эффективную напряженность

$$\frac{p}{L_{эф}} = \frac{b}{k_{o.к}} \frac{p}{L}, \quad (10.24)$$

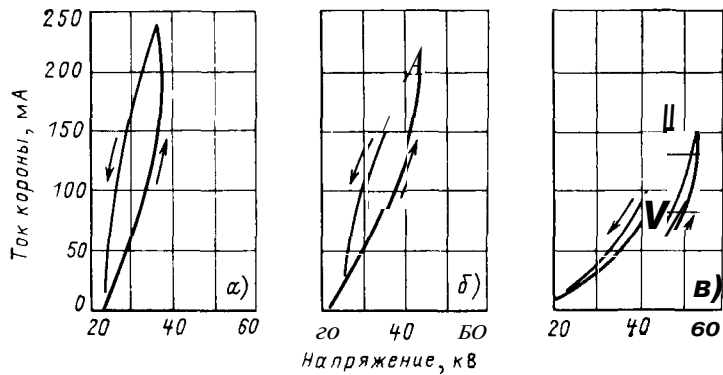
Рис. 10.6. Влияние свойств пылегазового потока на работу электрофилтров (на примере экибастузского угля):



a — зависимость эффективной скорости дрейфа от логарифма удельного сопротивления золы; *b* — зависимость логарифма УЭС золы от температуры дымовых газов

Рис. 10.7. Вольт-амперные характеристики электрофильтров:

а — с интенсивной обратной короной; *б* — со слабой обратной короной; *в* — без обратной короны



и расчетная формула для скорости дрейфа любого топлива примет вид

$$v = 0,25 E_{эф}^2 d. \quad (10.25)$$

Максимальная напряженность поля $E_{эф}$ и коэффициент обратной короны $k_{о.к}$ определяются электрофизическими свойствами пылегазового потока. На удельное электрическое сопротивление золы в пылегазовом потоке влияют сернистость и влажность топлива, зольность топлива, химический состав золы и температура поступающих в электрофильтр газов. Некоторое представление об электрофизических свойствах золы при заданной температуре газов дает предложенный ВТИ критерий

$$K_{\phi} = \frac{(Al_2O_3 + SiO_2) A^p}{(W^p + 9H^p) S^p}, \quad (10.26)$$

где Al_2O_3 и SiO_2 — содержание этих соединений в золе, %; A^p , W^p , H^p , S^p — зольность, влажность, содержание водорода и серы на рабочую массу топлива.

В табл. 10.5 приведены K_{ϕ} для некоторых топлив СССР, соответствующие напряженности поля ξ и коэффициенты обратной короны $k_{о.к}$ при температуре уходящих газов $140-160^\circ C$.

При других температурах и кондиционировании дымовых газов эффективная напряженность поля должна корректироваться. Из табл. 10.5 следует, что для топлив, у которых $K_{\phi} > 100$, резко снижены значения эффективной напряженности $E_{эф}$, а следовательно, и скорости дрейфа имеют минимальные значения. В этом

случае на электродах образуется неотряхиваемый слой высокоомной золы и может возникать обратная корона.

Для повышения степени улавливания золы с неблагоприятными электрофизическими свойствами (высокое электрическое сопротивление) предложен ряд методов, направленных в первую очередь на снижение интенсивности или предотвращение образования обратной короны в электрофильтре. Этого можно добиться изменением характеристик электрического тока, поступающего на электроды. К таким способам относятся применение импульсного напряжения и даже питание электрофильтра напряжением переменной полярности. Эти способы находятся в стадии опытной проверки.

Важным направлением в решении проблемы улавливания золы с высоким удельным сопротивлением яв-

Таблица 10.5. Средние значения коэффициента электрофизических свойств золы K_{ϕ} , напряженности электрического поля ξ и поправки на обратную корону $k_{о.к}$ для некоторых топлив СССР

Месторождение и марка топлива	Коэффициент K_{ϕ}	Напряженность поля ξ , кВ	Корректирующий коэффициент $k_{о.к}$
Кузнецкий Т	160—175	240	0,62
Экибастузский СС	177	240	0,83
Подмосковный Б	15	245	1,0
Донецкий АШ, ГСШ	12	250	1,0
Канско-ачинский Б	16	280	1,0

ляется кондиционирование дымовых газов, которое заключается в изменении их свойств при добавлении к ним химических веществ или водяного пара, адсорбирующихся на поверхности частиц золы и увеличивающих их поверхностную проводимость.

В качестве кондиционирующих добавок применяются серный ангидрид, водяной пар, аммиак и другие соединения. Сравнительно небольшое количество серного ангидрида, добавленное к продуктам сгорания топлив, существенно уменьшает электрическое сопротивление слоя золы, осаждающейся на электродах. Так, при добавке к продуктам сгорания серного ангидрида в количестве около 20 миллионных долей по объему (20 PPM) эффективность улавливания высокоомной золы существенно возрастает. Серный ангидрид для целей кондиционирования может быть получен кипячением серной кислоты, сжиганием серы в присутствии катализатора и др.

Несмотря на эффективность химического кондиционирования, этот способ пока еще не получил широкого применения из-за эксплуатационных трудностей и затрат, связанных с получением и подачей в газходы котлоагрегатов тех или иных агрессивных химических веществ.

Одним из эффективных путей улучшения очистки продуктов сгорания с неблагоприятными электрофизическими свойствами является предварительное изменение свойств дымовых газов путем температурно-влажностного кондиционирования.

Из рассмотрения рис. 10.6, б следует, что максимальное удельное сопротивление при топливах с малым содержанием серы наблюдается при 140—160 °С, т. е. в области наиболее типичных температур уходящих газов. Как при увеличении, так и при уменьшении температуры против указанных значений происходит довольно быстрый спад электрического сопротивления. При низкой температуре удельное сопротивление золы определяется поверхностной проводимостью, обусловленной адсорбцией из дымовых газов поверхностью золы влаги и

различных химических веществ, в первую очередь серного ангидрида. При высоких температурах удельное сопротивление золы определяется объемной проводимостью, при которой наибольшее значение имеет химический состав золы и, в частности, наличие в золе ионов щелочных металлов.

Использование правой, высокотемпературной ветви возможно при установке электрофильтров между паровым котлом и воздухоподогревателем в зоне температур 350—400 °С, что по ряду причин оказалось нерентабельным. Поэтому основное внимание уделим левой, низкотемпературной ветви.

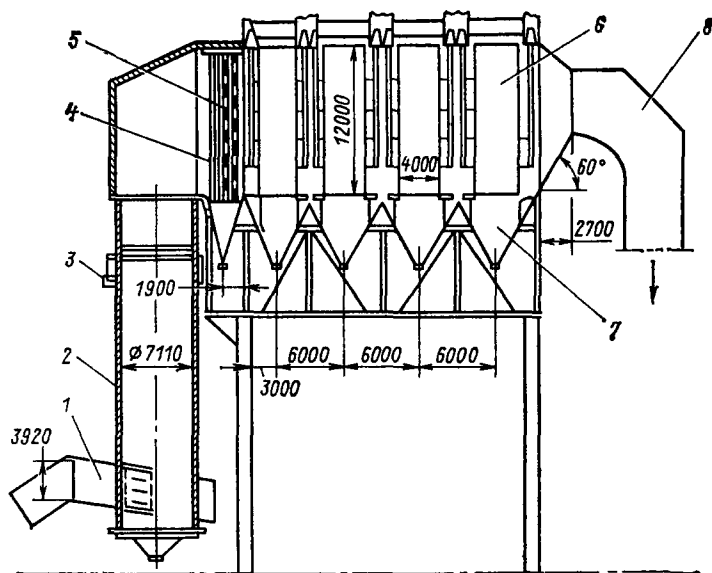
Для снижения удельного сопротивления получило практическое применение температурно-влажностное кондиционирование путем установки мокрой ступени перед электрофильтром. Значительные успехи в этой части получены на экибастузских углях, являющихся перспективным топливом для ТЭС, но обладающих неблагоприятными свойствами золы, которая отличается высоким удельным сопротивлением ($\lg \rho_v = 11$ при $\vartheta_{yx} = 140$ °С) при высокой концентрации твердых частиц на входе ($c_{vx} = 50 \div 100$ г/м³).

Электрическое сопротивление золы этого топлива падает по мере снижения температуры. Это обстоятельство сделало целесообразным снижение температуры путем подключения мокрой ступени. Как видно из рис. 10.6, а, снижение сопротивления золы приводит к увеличению скорости дрейфа, а следовательно, и степени улавливания вследствие ликвидации при температуре 80—90 °С явления обратной короны.

На рис. 10.8 показана установка комбинированного золоуловителя за котлом П-57 блока мощностью 500 МВт, работающего на экибастузском угле.

Дымовые газы с температурой 160 °С поступают в центробежные скрубберы диаметром 7 м, имеющим два пояса орошения внутренней поверхности и дополнительный пояс смыва золовой пульпы водой высокого давления (5,9 МПа). Внутренняя по-

Рис. 10.8. Двухступенчатый золоуловитель для золы топлив с высоким удельным электрическим сопротивлением:
 1 — вход запыленных газов; 2 — мокрый скруббер; 3 — подвод орошающей воды мокрого скруббера; 4 — швеллерная решетка для задержания капель; 5 — газораспределительные решетки; 6 — бункера для уловленной золы; 7 — выход очищенных и увлажненных дымовых газов



верхность скруббера футерована шамотной плиткой.

Центробежный скруббер соединен с электрофильтром с помощью камеры, в которой расположены газораспределительные решетки швеллерного типа, выравнивающие поток газов по сечению электрофильтра и сепарирующие остаточные капли влаги, выносимой из скруббера.

При увлажнении и снижении температуры газов после скруббера до 110°C общая степень золоулавливания при нагрузке котла 85 % номинальной составила 98 %.

Комбинация мокрой ступени и электрофильтра возможна при условии, что количество СаО в золе, способной к цементации при взаимодействии с водой, должно быть невысоким. Так, для канско-ачинских углей, где количество СаО в золе достигает 40 %, использование мокрой ступени перед электрофильтром оказывается невозможным.

Скорость дрейфа по формуле (10.25) следует считать для каждой фракции отдельно. Однако для упрощения расчетов рассевку золы можно характеризовать средним медианным диаметром d_{50} , приведенным для некоторых топлив в табл. 10.1.

Окончательное расчетное выражение для скорости дрейфа примет вид

$$v = 0,25 E_{3\phi}^2 d_{50}. \quad (10.27)$$

Коэффициент, характеризующий вторичный унос, учитывает ряд факторов и определяется по выражению

$$K_{\text{ун}} = K_n K_{\text{эл}} K_{\text{вс}} [1 - 0,25(u - 1)], \quad (10.28)$$

где $K_n = 7,5/H$ — коэффициент высоты электрода, он учитывает, что при большой высоте электрода H , м, часть золы не успевает осесть в бункере; $K_{\text{эл}}$ учитывает тип электродов; $K_{\text{вс}}$ учитывает влияние режима встряхивания на унос; последний член в скобках учитывает влияние скорости газов и на вторичный унос.

Работа системы встряхивания электродов осуществляется за счет периодических ударов по электродам, находящимся в одном поле, с помощью специального ударного механизма. Наибольшее распространение получили ударно-молотковые и пружинно-кулачковые механизмы (рис. 10.9).

Удаление пыли с электродов при ударно-молотковой системе производится встряхиванием их молотками, расположенными на валах механизмов встряхивания со смещением по винтовой линии. Привод валов встряхивания состоит из мотор-редуктора и цилиндрической зубчатой пары. Частота вращения выходного вала $n = 0,2$ об/мин.

Каждый осадительный электрод состоит из элементов, нижние концы которых, имеющие овалы, жестко крепятся к балке встряхивания. Балка встряхивания со-

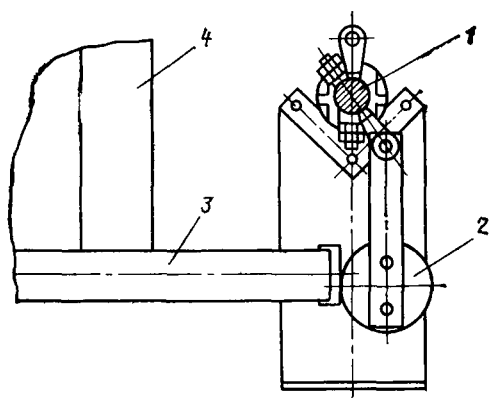


Рис. 10.9. Система встряхивания осадительных электродов (ударно-молотковая): 1 — вал встряхивающих молотков; 2 — ударный молоток; 3 — полоса встряхивания; 4 — осадительные электроды

стоит из двух полос, соединенных между собой с ударного конца наковальней, а с противоположного планкой. Удар молотка передает энергию осадительному электроду, элементы которого начинают колебаться. Эксцентрическая подвеска осадительных электродов относительно центров их тяжести позволяет вернуть осадительные электроды в исходное положение после смещения при ударе молотка.

Механизмы встряхивания осадительных электродов поставляются блоками, что сокращает время монтажа. Каждый блок состоит из вала с молотками и концевыми муфтами, подшипников, закрепленных на раме. Валы блоков между собой соединяются муфтами, а рамы крепятся к корпусу.

Эффективность удаления золы с электродов в большой степени зависит от режима встряхивания. Наихудшие результаты получаются при непрерывной системе встряхивания и когда отряхивания всех полей проводятся через одинаковые промежутки времени. Промежутки между встряхиваниями должны быть оптимизированы для каждого поля, так как в каждом последующем поле количество осаждаемой золы уменьшается и, следовательно, длительность периода встряхивания должна увеличиваться. Расчет оптимального режима встряхивания, т. е. паузы между ударами по одному и тому же осадительному электроду, мин, может быть найден по следующей зависимости:

$$\tau = 16,7 \frac{A_{\text{п}} m_0}{V c_{\text{вх.п}} \eta_{\text{п}}}, \quad (10.29)$$

где $A_{\text{п}}$ — площадь осаждения поля, м^2 ; V — количество газов, поступающее в поле, $\text{м}^3/\text{с}$; $c_{\text{вх.п}}$ — запыленность на входе в поле, $\text{г}/\text{м}^3$; $\eta_{\text{п}}$ — степень очистки поля электрофильтра.

Значение оптимальной пылеемкости, $\text{кг}/\text{м}^2$, определяется в зависимости от удельного сопротивления по эмпирическому соотношению

$$m_0 = 3 - 0,25 \lg \rho_V. \quad (10.30)$$

Степень проскока поля электрофильтра $p_{\text{п}}$ при известной степени проскока через электрофильтр в целом p определяется по соотношению

$$p_{\text{п}} = p^{1/n}, \quad (10.31)$$

откуда

$$\eta_{\text{п}} = 1 - p_{\text{п}}, \quad (10.32)$$

где n — число полей по ходу газов.

Концентрация на входе в m -е поле определяется по выражению

$$c_{\text{вх.п}} = c_{\text{вх}} p_{\text{п}}^{m-1}, \quad (10.33)$$

где $c_{\text{вх}}$ — концентрация золы при входе в первое поле электрофильтра.

Расчетные соотношения интервалов встряхивания приведены в табл. 10.6.

Таблица 10.6. Расчетные соотношения интервалов встряхивания осадительных электродов электрофильтра

Номер поля	Степень очистки газов в электрофильтре η				
	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99
Трехпольный электрофильтр					
1	1	1	1	1	1
2	1,7	2,1	2,7	3,7	4,6
3	2,9	4,6	7,4	13,6	21,5
Четырехпольный электрофильтр					
1	1	1	1	1	1
2	1,5	1,8	2,1	2,7	3,2
3	2,2	3,2	4,5	7,1	10,0
4	3,3	5,6	9,6	18,8	31,6

При непрерывном встряхивании $K_{\text{вс}} = 1$; при периодическом встряхивании, выполняемом в соответствии с рекомендациями табл. 10.6 для трехпольных электрофильтров принима-

ется $K_{вс} = 1, 3$, а для четырехпольных $K_{вс} = 1, 7$.

Для золы топлив с высоким удельным сопротивлением при $K_{\phi} > 100$ принимается скорость в сечении электрофильтра $u = 1 \div 1, 2$ м/с, для прочих топлив $u = 1, 6 \div 1, 8$ м/с. Зная объем газов перед электрофильтром V , м³/с, находим живое сечение электрофильтра по выражению

$$\omega = V/zu, \quad (10.34)$$

где z — число параллельно включенных электрофильтров, которое желательно выбирать равным числу дымоходов (обычно $z = 2$). Подобрать по табл. 10.5, 10.6 ближайший типоразмер электрофильтра $\omega_{э.ф.}$, уточняя среднюю скорость газов u . Для выбранного типа электрофильтра из этих же таблиц определяют расстояние между коронирующим и осадительным электродами t и длину поля $L_{п.}$. Числом полей n задаются предварительно в зависимости от необходимой степени улавливания обычно от 3 до 4.

После нахождения всех приведенных выше величин находят по выражению (10.21) параметр золоулавливания при равномерном поле P_p и по выражению (10.5) или графику на рис. 10.1 проскок p_p .

10.5. АЭРОДИНАМИКА ПОТОКА В ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЕ

На степень улавливания золы большое влияние оказывает равномерность потока в электрофильтре. При неравномерном поле потока газа в электрофильтре сильно возрастает проскок золы.

Представляя поперечное сечение электрофильтра состоящим из n струек со скоростью газа в них u_j и имеющим проскок, соответствующий этой скорости p_j , запишем общий проскок золы для неравномерного в активной зоне поля в форме

$$p = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} \bar{u}_j p_j, \quad (10.35)$$

где $\bar{u}_j = u_j/u_p$, причем u_p — скорость при равномерном потоке.

Проскок в каждой струйке при условии справедливости общей зависимости (10.21) запишется в форме

$$p_j = \exp\left(-\frac{P_p}{\sqrt{\bar{u}_j}}\right), \quad (10.36)$$

и общее выражение для проскока в электрофильтре при неравномерном потоке примет вид

$$p = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} \bar{u}_j \exp\left(-\frac{P_p}{\sqrt{\bar{u}_j}}\right). \quad (10.37)$$

Использование этого выражения связано с определенной затратой времени: необходимо для каждой струйки определять p_j ; для каждого значения p_p расчет приходится повторять снова.

Представим относительную скорость в некоторой струйке

$$\bar{u}_j = 1 + \Delta\bar{u}_j,$$

где $\Delta\bar{u}_j$ — отклонение относительной скорости от среднего значения. Подставляя это значение в формулу (10.37), получаем, используя разложение в ряд Тейлора-Маклорена, упрощенное выражение для влияния неравномерности на проскок:

$$p_a = (1 + R\Delta\bar{u}_{ср}^2) p_p \quad \text{или} \\ \eta_a = \eta_p - R\Delta\bar{u}_{ср}^2 p_p, \quad (10.38)$$

где

$$\Delta\bar{u}_{ср}^2 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} \Delta\bar{u}_j^2 \quad (10.39)$$

—средний квадрат отклонения скорости от среднего значения. Коэффициент R , отражающий влияние неравномерности при различных отклонениях скорости, имеет вид

$$\# = 0, 125(1 + P_p) P_p. \quad (10.40)$$

Коэффициент R возрастает для электрофильтров с высокой степенью улавливания. Так, для электрофильтра со значительным проскоком ($p_p = 0, 1$) коэффициент $R = 0, 9$, а для высокоэффективных электрофильтров с $p_p = 0, 001$ $\# = 3$. Следовательно, для электрофильтров с высокой степенью улавливания особенно важно иметь

высокую равномерность, т. е. малый средний квадрат отклонения скорости $\Delta u_{\text{ср}}^2$.

$\Delta u_{\text{ср}}^2$ можно записать через степень заполнения объема m :

$$\Delta \bar{u}_{\text{ср}}^2 = 1/m - 1.$$

Эффективное газораспределение в электрофильтре можно осуществить при условии рационального выбора и компоновки всего оборудования в тракте уходящих газов. Количество однотипного вспомогательного оборудования не должно расти по мере укрупнения блока, так как иначе снижается эффективность применения блоков большой мощности. Применительно к газоздушным трактам это требование можно сформулировать таким образом, что при любой мощности блоков в пределах 200—800 МВт на один блок следует устанавливать два регенеративных воздухоподогревателя, два корпуса электрофильтра, два вентилятора и два дымососа.

Выбор типа газораспределительного устройства определяется взаимным расположением воздухоподогревателя и электрофильтра. Все компоновки можно разделить на два типа.

1. Подвод потока дымовых газов к электрофильтру снизу, когда нижняя отметка входного фланца электро-

фильтра расположена выше плоскости выходного фланца регенеративного воздухоподогревателя не менее чем на 5—6 м.

2. Прямой подвод потока дымовых газов к электрофильтру горизонтальным диффузором.

В первом случае рекомендуется применять газораспределительное устройство МЭИ, состоящее из достаточно длинной вертикальной подъемной шахты постоянного сечения, имеющей в верхней части скос для равномерной по высоте раздачи газа, и следующих за ней одной объемной и одной или двух плоских газораспределительных решеток (рис. 10.10, а).

Ширина подъемной шахты принимается несколько меньшей или равной ширине входного фланца электрофильтра, глубина шахты определяется скоростью газов, выбранной с учетом технико-экономических соображений и из условий отсутствия золовых отложений. Высота шахты должна быть достаточной для того, чтобы поток равномерно распределялся по ее ширине.

Равномерное распределение потока по высоте электрофильтра достигается с помощью объемной решетки, устанавливаемой в месте поворота газов к электрофильтру. Объемные элементы разделяют входную камеру по

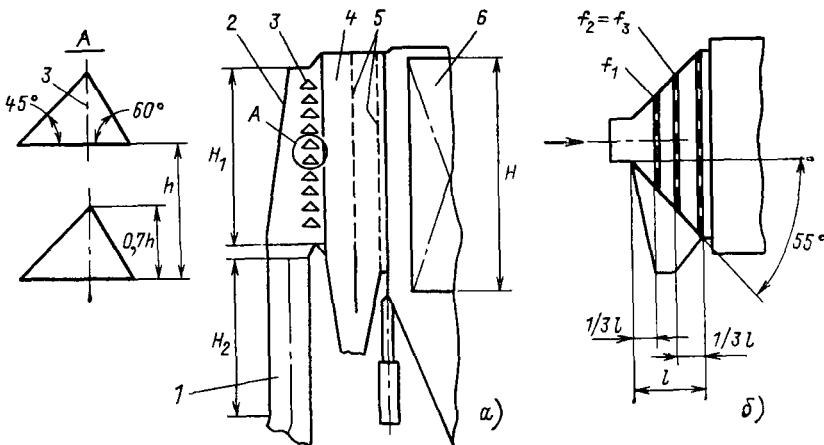


Рис. 10.10. Газораспределительные устройства:

а — газораспределительное устройство МЭИ для подводов газов снизу: 1 — подъемная шахта; 2 — скошенная часть подъемной шахты; 3 — решетка из объемных элементов; 4 — форкамера; 5 — перфорированные плоские газораспределительные решетки с живым сечением $f=0,5$; б — газораспределительное устройство с диффузором при горизонтальном подводе газов

высоте на ряд горизонтальных каналов, каждый из которых представляет собой сначала конфузор, а затем диффузор. Нижние стенки канала (боковые стороны треугольных элементов) выполнены наклонными для предотвращения отложения золы (углы при основании треугольников приняты равными на входе 45° , на выходе 60°). Верхняя стенка канала (основание объемного элемента) горизонтальна и имеет длину, достаточную для изменения направления потока; опыт показал, что она должна быть в пределах 900—1100 мм. Для того чтобы расход газов через все каналы, образованные объемными элементами, был одинаковым, верхний участок подъемной шахты выполняется со скошенной передней стенкой. Живое сечение объемной решетки f принимается равным 0,25—0,35, чтобы скорости газов в каналах решетки незначительно отличались от скорости газов в подъемной шахте. Таким образом ликвидируется диффузорный эффект в месте поворота потока к электрофильтру. Поток за объемной решеткой принимает горизонтальное направление и проходит практически по нормали к плоской газораспределительной решетке, установленной во входном фланце электрофильтра и имеющей живое сечение $f = 0,5$.

Для достижения высокой равномерности распределения потока по сечению электрофильтра рекомендуется применение газораспределительного устройства МЭИ с двумя последовательно установленными плоскими решетками живым сечением $f = 0,5$ каждая. Под плоскими решетками применяется установка золотого бункера (форкамеры).

В табл. 10.7 приведены значения среднего отклонения квадрата скорости на входе в электрофильтр $\Delta u_{вх}^2$ и среднего по объему электрофильтра значения $\Delta u_{ср}^2$. Степень неравномерности уменьшается по мере увеличения высоты шахты перед электрофильтром и роста числа полей.

Прямой подвод потока дымовых газов к электрофильтру с помощью го-

Таблица 10.7. Входные и средние по объему электрофильтра значения отклонения квадрата скорости для газораспределительного устройства с объемными элементами МЭИ

Относительная высота подъемной шахты $\bar{f} = l/H$	Количество решеток					
	1			2		
	$\Delta u_{вх}^2$	$\Delta u_{ср}^2$		$\Delta u_{вх}^2$	$\Delta u_{ср}^2$	
		плоск	4 поля		плоск	4 поля
0	0,176	0,100	0,084	0,087	0,068	0,055
0,4	0,099	0,079	0,070	0,064	0,053	0,047
0,8	0,064	0,064	0,060	0,042	0,042	0,042

ризонтального диффузора показан на рис. 10.10, б. Прямым считается такой подвод потока дымовых газов к электрофильтру, когда условия компоновки не позволяют разместить подъемную шахту достаточной высоты. В этом случае вход в электрофильтр может быть выполнен в виде симметричного диффузора с умеренным углом раскрытия с установленными в нем решетками. Как видно из табл. 10.8, равномерность потока в этом случае ухудшается по сравнению с установкой объемных элементов.

Таблица 10.8. Входные и средние по объему электрофильтра значения отклонения квадрата скорости для диффузорного газораспределительного устройства

Количество решеток	$\Delta u_{вх}^2$	$\Delta u_{ср}^2$	
		3 поля	4 поля
1	0,538	0,150	0,120
2	0,235	0,115	0,096

Снижению эффективности золоулавливания способствует движение пылегазового потока вне активных зон. Основная часть пылегазового потока движется в пространстве между коронирующими и осадительными электродами, где происходят зарядка и осаждение частиц. Однако при су-

ществующих конструкциях электрофильтров некоторая часть потока может двигаться ниже или выше обоих электродов или одного из них.

Для электрофильтра УГ-2-4-74 при высоте коронирующего электрода 7260 мм размер полуактивной зоны составляет 690 мм, т. е. $\varphi_{\text{п}} = 0,095$. Для части потока, движущейся помимо электрических полей через бункер или вверху электрофильтра над электродами (неактивные зоны), улавливание золы отсутствует полностью.

В общем случае выражение для проскока газа через электрофильтр и степени улавливания запишется по выражениям

$$p = (1 - \varphi_{\text{п}} - \varphi_{\text{н}}) p_{\text{а}} + \varphi_{\text{п}} \beta p_{\text{а}} + \varphi_{\text{н}}$$

или

$$\eta = (1 - \varphi_{\text{н}}) \eta_{\text{а}} - \varphi_{\text{п}} (\beta - 1) p_{\text{а}}, \quad (10.41)$$

где $p_{\text{а}}$, $p_{\text{п}}$ — степень проскока для потока, движущегося между электродами, и потока в ослабленном электрическом поле; $\varphi_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{н}}$ — доля пылегазового потока, движущегося в ослабленном поле, и потока вне полей.

Для потока, движущегося в ослабленном поле, принимают проскок $p_{\text{п}} = \beta p_{\text{а}}$, где $\beta = 2 \div 3$, а для потока вне полей $p_{\text{н}} = 1$.

Для расчета увеличения проскока в электрофильтре за счет потоков в ослабленных полях и вне полей необходимо найти части потока, движущиеся подобным образом. Это можно определить из выражения

$$\Phi_{\text{я}} = 1 - H_{\text{к}}/H_{\text{ос}},$$

где $H_{\text{к}}$ — высота коронирующего электрода, м; $H_{\text{ос}}$ — высота осадительного электрода, м.

Результаты исследований потоков через неактивные и бункерные зоны приведены на рис. 10.11. Бункера электрофильтров имеют пирамидальную форму с углом наклона стенок 60° (рис. 10.11, а). Наибольший переток газов имеет место в бункерах, расположенных первыми по ходу газов по сечению поток газов. На рис. 10.11, б приведены усредненные по всем бункерам перетоки. Наибольшие перетоки газов через бункера имеют место при отсутствии каких-либо перегородок в бункерах.

Установка двух вертикальных разделительных перегородок по длине бункера (одна у передней, а другая у задней стенки бункера) не дает существенного уменьшения потока газов через бункер, при этом главный поток опускается в бункер перед пер-

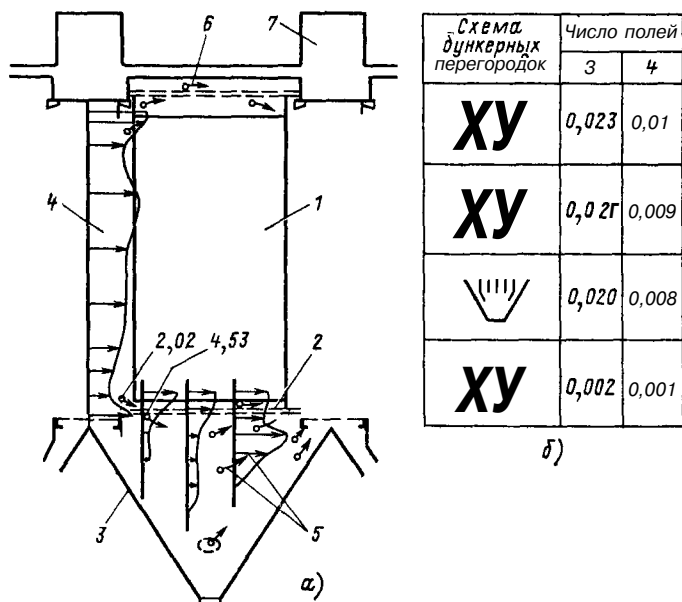


Рис. 10.11. Движение пылегазового потока через неактивные зоны:

f — движение пылегазового потока в поле электрофильтра; / — активная зона; 2 — полуактивная зона; 3 — бункер; 4 — поле скоростей в активной зоне; 5 — поля скоростей и направление движения в нижней (бункерной) неактивной зоне; 6 — движение потока в верхней неактивной зоне; 7 — изоляторные коробки; б — доля потока через бункер электрофильтра Φ в зависимости от типа и количества бункерных перегородок

вой перегородкой и поднимается между второй перегородкой и стенкой бункера. Схема с установкой пяти таких коротких перегородок, которая является типовой для электрофильтров ДГПН, позволяет уменьшить перетоки через бункера всего на 15 %, что следует считать недостаточным, особенно для электрофильтров, у которых требуется высокая (более 98 %) степень улавливания.

Таким образом, установка вертикальных перегородок в бункерах не обеспечивает достаточного снижения пылегазовых потоков помимо активных зон. Поэтому для высокоэффективных электрофильтров следует принимать специальные меры по уменьшению этих потоков — устанавливая газоотсекатели на входе и выходе из бункеров, наклонные перегородки и др. Комплекс таких мероприятий позволяет уменьшить перетоки газов через бункера примерно в 10 раз.

10.6. ПРИМЕР ВЫБОРА И РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОФИЛЬТРА

Выбрать и рассчитать электрофильтр к паровому котлу ТП-80 паропроизводительностью $D = 117$ кг/с (420 т/ч), давление пара $p = 14$ МПа, температура перегрева $t_{пе} = 560$ °С, температура питательной воды $t_{п.в} = 230$ °С, температура уходящих газов $\theta_{ух} = 150$ °С, избыток воздуха $\alpha_{ух} = 1,6$. Топливо — кузнецкий уголь марки Т, размол в мельницах ШБМ.

Степень улавливания золы $\eta \geq 0,98$ ($P \leq 0,02$).

1. Из расчета парового котла определяется объем дымовых газов, поступающих в электрофильтр: $V = 222$ м³/с.

2. По табл. 10.5 находим критерий электрофизических свойств $K_{\phi} = 170 > 100$. Выбираем скорость дымовых газов $u = 1,2$ м/с.

3. Принимая число параллельных корпусов $z = 2$, определяем по формуле (10.11) необходимое сечение корпуса электрофильтра:

$$\omega = \frac{222}{2 \cdot 1,2} = 92,6 \text{ м}^2.$$

4. Выбираем электрофильтр типа ЭГА. По табл. 10.4 данной площади поперечного сечения соответствуют четыре типоразмера электрофильтров: ЭГА 1-30-12-6-3, ЭГА 1-30-12-6-4 с высотой электрода 12 м ($\omega_{э.ф} = 97,4$ м²) и ЭГА 1-40-9-6-2, ЭГА 1-40-9-6-4 с высотой электрода 9 м ($\omega_{э.ф} =$

$= 97,9$ м²). Проведем расчет четырехпольного электрофильтра ЭГА 1-30-12-6-4.

Для этого электрофильтра длина поля $L_{п} = 3,84$ м, расстояние между осадительным коронирующим электродом $t = 0,15$ м.

Уточняем скорость газов:

$$u = \frac{222}{2 \cdot 97,4} = 1,14 \text{ м/с.}$$

5. По табл. 10.5 определяется средняя напряженность поля $E = 240$ кВ/м, коэффициент обратной короны $K_{о.к} = 0,62$. По табл. 10.1 медианный диаметр при размоле в ШБМ $d = 11 \cdot 10^{-6}$ м. По формуле 10.25 теоретическая скорость дрейфа

$$v_r = 0,25 (0,62 \cdot 240)^2 22 \cdot 10^{-6} = 0,079 \text{ м/с.}$$

6. Определяем коэффициент вторичного уноса по (10.28):

$$K_H = 7,5/12 = 0,625; \quad K_{эл} = 1; \quad K_{вс} = 1,3; \\ K_{ун} = 0,625 \cdot 1 \cdot 1,3 [1 - 0,25(1,14 - 1)] = 0,784.$$

7. Параметр P_p по (10.21) при числе полей $n = 4$ равен:

$$P_p = 0,2 \cdot 0,784 \sqrt{\frac{0,079}{1,14} \frac{4 \cdot 3,84}{0,15}} = 4,22.$$

Проскок при равномерном поле по рис. 10.1

$$p_p = 0,0147.$$

8. Принимаем к установке газораспределительное устройство МЭИ с относительной длиной шахты $\bar{l} = 0,4$ и одной решеткой. По табл. 10.7 при четырех полях $\Delta \bar{u}_{ср}^2 = 0,070$. По формуле (10.40) определяем $R = 2,80$. Проскок с учетом неравномерности по выражению (10.38)

$$p_a = (1 - 2 \cdot 2,80 \cdot 0,07) 0,0147 = 0,0177.$$

9. Определяем изменение степени улавливания за счет движения через неактивные и полуактивные зоны. Принимаем стандартную схему с тремя вертикальными перегородками в бункерах, $\Phi_H = 0,009$ (рис. 10.13, б), доля полуактивных зон $\Phi_{п} = 0,05$; возрастание проскока в полуактивной зоне $\beta = 2$.

По формуле (10.41) окончательно получаем степень улавливания:

$$\eta = (1 - 0,009) (1 - 0,0177) - 0,15 (2 - 1) 0,0177 = 0,973,$$

т. е. степень улавливания несколько ниже заданной (0,98).

Принимаем схему рис. 10.13, б с наклонными перегородками в бункерах. Тогда $\Phi_H = 0,001$, $\eta = 0,98$, $p = 0,020$, т. е. данное значение совпадает с требуемым значением. Таким образом, принимаем к уста-

новке четырехпольный электрофильтр ЭГА 1-30-12-6-4.

10. Определяем режим встряхивания. Из табл. 10.4 поверхность осаждения $A = 11,250 \text{ м}^2$, одного поля $A_{\text{п}} = 2560 \text{ м}^2$. Из табл. 10.1 $\lg \rho_V = 9,9$. По формуле (10.30)

$$m_0 = 3 - 0,25 \cdot 9,9 = 0,50;$$

$$c_{\text{вх}} = 20 \text{ г/м}^3; \quad \rho_{\text{п}} = (0,020)^{1/4} = 0,38.$$

По формуле (10.29)

$$2560 \cdot 0,50$$

$$T = 16,7 \frac{222 \cdot 20 \cdot 0,38}{2560 \cdot 0,50} = 15 \text{ мин.}$$

Из табл. 10.6 определяем расчетные интервалы времени встряхивания по полям:

$$\tau_1 = 1 \cdot 15 = 15 \text{ мин}; \quad \tau_2 = 2,7 \cdot 15 = 40 \text{ мин};$$

$$\tau_3 = 7,1 \cdot 15 = 105 \text{ мин}; \quad \tau_4 = 18,8 \cdot 15 = 280 \text{ мин.}$$

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ВНЕШНИЕ ГАЗОХОДЫ И ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

11.1. ТИПЫ ДЫМОВЫХ ТРУБ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ РАЗМЕРОВ

Внешние газоходы и дымовые трубы являются замыкающими элементами газовоздушного тракта и дымовые газы удаляются при сравнительно низких температурах (при 130—160 °С при сухих золоуловителях или без них и при 80—110 °С при мокрых или комбинированных золоуловителях). В этих условиях агрессивные компоненты, содержащиеся в удаляемых газах, — окислы серы, влага, неуловленная зола — оказывают наибольшее влияние на ограждающие конструкции и вызывают их разрушение, что может привести к выходу из строя ТЭС или ее части. Поэтому основным требованием к внешним газоходам и дымовым трубам является высокая надежность их работы в течение всего срока эксплуатации ТЭС.

Назначением дымовой трубы является рассеивание содержащихся в дымовых газах токсичных веществ, с тем чтобы их концентрация на уровне дыхания не превышала предельно допустимых концентраций (ПДК), приведенных в табл. 11.1

Максимальная разовая концентрация вредных веществ определяется по

11. Определяем мощность электроагрегата на каждое поле по выражению (10.17), принимая $j_A = 0,3 \text{ мА/м}^2$:

$$J_{\text{п}} = 0,3 \cdot 2560 = 770 \text{ мА.}$$

Выбираем агрегат АТПОМ-1000. Принимая среднее напряжение 80 кВ, получаем мощность агрегата питания электрофильтра

$$W_{\text{п}} = 0,77 \cdot 80 = 61,6 \text{ кВ} \cdot \text{А},$$

а всего на четыре поля электрофильтра

$$W = 4W_{\text{п}} = 4 \cdot 61,6 = 246 \text{ кВ} \cdot \text{А.}$$

На 1 м³ очищаемого газа потребляется мощность

$$W/V = \frac{246}{222} = 1,1 \text{ кВт/м}^3.$$

Таблица 11.1. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе населенных мест

Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м ³	
	максимальная разовая	среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Двуокись азота	0,085	0,085
Окись углерода	3,0	1,0

пробам, отобранным в течение 20 мин, среднесуточная — за сутки.

До поступления газов в дымовую трубу должны быть приняты все возможные меры для очистки газов от твердых золовых частиц и окислов серы, а также подавления образования окислов азота в процессе горения.

Выброс в атмосферу частиц золы и недожога, г/с, находится по выражению

$$G_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{32,7} \times a_{\text{ун}} B (1 - \eta), \quad (11.1)$$

где B — расход топлива на ТЭС, кг/с; $A^{\text{п}}$ — зольность топлива на рабочую

массу, %; q_4 — потери теплоты от механического недожога, %; Q_n^p — теплота сгорания низшая на рабочую массу топлива, МДж/кг; a_{yn} — доля твердых частиц, уносимых из топки (для топок с твердым шлакоудалением — 0,95, с жидким шлакоудалением при открытых и полуоткрытых топках — 0,7—0,85); η — степень улавливания твердых частиц в золоуловителях.

Количество окислов серы в пересчете на SO_2 , выбрасываемых с дымовыми газами парового или водогрейного котла в атмосферу, при отсутствии специальных сероочистных устройств, г/с, находится по выражению

$$M_{SO_2} = 20Sp B (1 - \eta'_{SO_2}) \times \times (1 - \eta''_{SO_2}), \quad (11.2)$$

где Sp — содержание серы на рабочую массу, %; η'_{SO_2} — доля окислов серы, улавливаемых летучей золой в газоходах парового котла (для углей составляет в среднем 0,1); η''_{SO_2} — доля окислов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе (0,015—0,025).

Секундный выброс NO_2 , г/с, определяется по формуле

$$M_{NO_2} = 0,034\beta k B Q_n^p (1 - -q_4/100), \quad (11.3)$$

где β — коэффициент, учитывающий влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива (содержание N^r) и способа шлакозолоудаления (принимается по табл. 11.2); k — коэффициент, характеризующий выход окислов азота на одну тонну сожженного условного топлива, кг/т.

Для котлов производительностью свыше 70 т/ч

$$k = \frac{12D}{200 + D_n}$$

где D_n и D — номинальная и фактическая паропроизводительность котла или его корпуса, т/ч.

Для котлов паропроизводительностью менее 70 т/ч

$$k = D/20.$$

Для водогрейных котлов $\beta = 1$, коэффициент k определяется по формуле

$$k = 2,5Q/(20 + Q_n),$$

Т а б л и ц а 11.2. Значения коэффициента β

Топливо	Содержание азота N^r , %	Коэффициент β	
		при твердом шлакоудалении	при жидком шлакоудалении
Природный газ Мазут	—	0,85	
	0,3—0,6	0,7—0,8	
Угли	1,0	0,55	0,8
	1—1,4	0,7	1,0
	1,4—2,0	1,0	1,4
	2,0	1,4	2,0

где Q_n и Q — соответственно номинальная и фактическая тепловая производительность котла, Гкал/ч.

В случае применения специальных мер по подавлению окислов азота в процессе сжигания их выброс может быть снижен в 1,5—2,5 раза.

Минимально допустимая высота дымовой трубы h , м, при которой обеспечивается значение c_m , равное ПДК, для нескольких дымовых труб одинаковой высоты при наличии фоновой загазованности c_ϕ от других источников вредности, рассчитывается по формуле

$$h = \sqrt{\frac{AMFm}{ПДК - c_\phi}} \sqrt{\frac{N}{VAT}}, \quad (11.4)$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосфере; принимаются следующие значения A : для субтропической зоны Средней Азии 240; для остальных районов Средней Азии, Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока 200; для Севера и Северо-Запада европейской территории СССР,

Среднего Поволжья, Урала и Украины 160; для европейской части Центра СССР 120; M — суммарное количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; для газообразных примесей $F = 1$, для пыли при степени улавливания более 90 % $F = 2$, менее 90 % $F = 2,5$, V — объем дымовых газов на ТЭС, м³/с. Безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода газовой смеси из устья источника выброса

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{F} + 0,34\sqrt[3]{V}}, \quad (11.5)$$

параметр

$$f = \frac{10 \omega_0 D_0}{h^2 \Delta T},$$

где N — число одинаковых дымовых труб; ΔT — разность между температурой выбрасываемых газов T и средней температурой воздуха $T_{в}$, °С, под которой понимается средняя температура самого жаркого месяца в 14 ч.

При выбросе сернистого ангидрида и двуокси азота учитывается их совместное действие в атмосфере. В этом случае выброс приводится к выбросу по сернистому ангидриду по выражению

$$M = M_{SO_2} + 5,88M_{NO_2}. \quad (11.6)$$

Диаметр устья дымовой трубы D_0 определяется по выражению

$$D_0 = 1,13 \sqrt{\frac{V}{\omega_0}}. \quad (11.7)$$

Скорость в устье дымовой трубы ω_0 выбирается на основании технико-экономических расчетов и зависит от высоты трубы:

Высота трубы Л, м	120	150	180	240	330
Скорость газов на выходе («о. м/с	15—25	20—30	25—35	30—40	35—45

Дымовая труба, с одной стороны, является строительным высотным сооружением, с другой стороны, — элементом технологического цикла ТЭС, связанным с выбросом нагретых и,

как правило, агрессивных дымовых газов, и состоит из газоотводящего ствола или футеровки, несущей конструкции-оболочки и фундамента.

Дымовые трубы должны обеспечить требуемую надежность работы электростанции, разрежение в газоходах и отсутствие избыточных давлений в дымовой трубе, возможность проведения осмотров, планового и аварийного ремонтов, возможность применения индустриальных методов строительства и монтажа в минимальные сроки.

Газоотводящий ствол должен противостоять воздействию температур и возникающих при этом напряжений, а также коррозии от воздействия агрессивных веществ, содержащихся в дымовых газах.

Оболочка дымовой трубы должна обеспечить высокую ее прочность как строительной высотной конструкции, подверженной воздействию ветровой нагрузки, собственного веса трубы, сейсмическим и метеорологическим воздействиям.

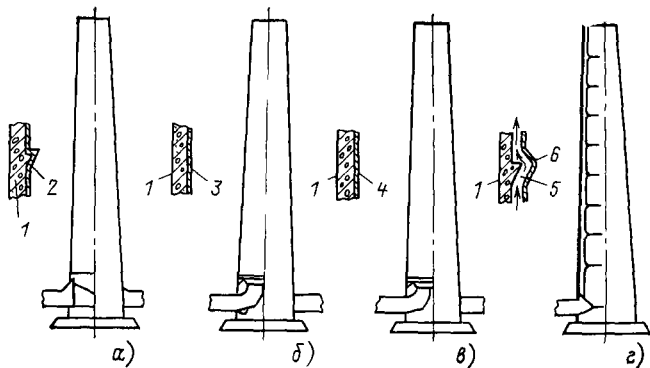
В качестве оболочки для дымовых труб современных ТЭС получила исключительное применение конструкция из монолитного железобетона, как правило, конической формы с изменяющейся по высоте толщиной стенки и степенью армирования. Угол наклона образующих конуса к вертикальной оси может изменяться — минимальный вверх и наибольший вниз. Верхняя часть трубы может на определенной части высоты выполняться цилиндрической формы. Внутренняя часть оболочек может быть либо гладкой, либо иметь уступы для укладки футеровки из кирпича.

Оболочка опирается на железобетонный фундамент, который может иметь несколько вариантов выполнения — сплошной, кольцевой и др.

Дымовые трубы по выполнению газоотводящего ствола можно разделить на две группы: без отдельных газоотводящих стволов, у которых форма ствола определяется формой оболочки (как правило, конической); с отдельным от оболочки газоотводящим стволом и проходным зазором между ними.

Рис. 11.1. Дымовые трубы без отдельных газоотводящих стволов.

a — с кирпичной прижимной футеровкой; *б* — с монолитной футеровкой из силикатполимербетона или цементполимербетона (двухслойная), *в* — покрытие плотных золowych отложений на футеровку или железобетонный ствол (самофутерующиеся), *г* — с противодавлением в зазоре; / — железобетон; 2 — кирпичная футеровка; 3 — силикатполимербетон; 4 — нанесенные золотые отложения; 5 — вентилируемый зазор, 6 — кирпичная футеровка



Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами имеют в верхней части минимальный уклон (в случае цилиндрической верхней части — нулевой), который возрастает по мере приближения к цоколю (рис. 11.1). Трубы этой группы относятся к необслуживаемым, так как осмотр и ремонт их частей, соприкасающихся с газом, невозможны в процессе эксплуатации без отключения связанных с ними паровых котлов. Наибольшее распространение имеют трубы с кирпичной футеровкой (рис. 11.1, *a*). Внутренняя поверхность железобетонного ствола покрывается изоляцией — эпоксидным лаком и стеклотканью. Футеровка выполняется из красного и кислотоупорного кирпича на кислотостойкой (диабазовой или андезитовой) замазке и опирается на железобетонные консоли несущего ствола, выполняемые через 30—50 м. Сопряжения футеровочной кладки на консолях выполняются путем укладки слезниковых кирпичей, служащих для стекания влаги, образующейся на поверхности футеровки. Для защиты верхнего обреза трубы на нем устанавливается чугунный колпак, собираемый из секций. Для установки на трубе светоградительных огней предусматривают светофорные площадки, располагаемые по высоте трубы через каждые 15 или 30 м. Для обслуживания площадок делается ходовая лестница с ограждением. Предусматривается система грозозащиты. Трубу окрашивают полосами красного цвета шириной 2—2,5 м с интервалами по высоте 15 м.

Основными недостатками дымовых труб с кирпичной футеровкой являются высокие трудозатраты на укладку кирпича и длительное время возведения (2—3 года). Поэтому получили применение трубы с монолитной футеровкой из силикатполимербетона и цементполимербетона (двухслойные), показанные на рис. 11.1, *б*. При сооружении этих труб обеспечивается возможность одновременного возведения железобетонной оболочки и футеровки.

Определенные перспективы имеют самофутерующиеся трубы (рис. 11.1, *в*). Защита газоотводящих стволов осуществляется с помощью создания плотных золowych отложений на внутренней поверхности газоотводящего ствола или футеровки методом самонапыления.

На рис. 11.1, *г* показана труба с противодавлением в зазоре. В ней между кирпичной футеровкой и железобетонной оболочкой имеется канал шириной 100—200 мм, в который подается нагретый воздух под давлением, препятствующим поступлению газов через футеровку, разрушительно действующих на железобетонную оболочку. Эти трубы более надежны, чем предыдущие конструкции, поскольку в них нет проникновения дымовых газов в железобетонную оболочку при нормальной работе воздушного зазора.

Дымовые трубы с отдельным газоотводящим стволом (рис. 11.2) имеют газоотводящий ствол цилиндрической формы, а между ним и железобетонной оболочкой устраивается про-

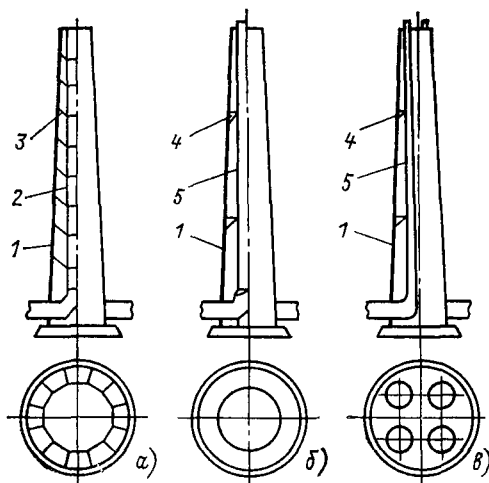


Рис. 11.2. Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами цилиндрической формы:

а — из неметаллических материалов; *б* — со стальными стволами и наружной изоляцией газоотводящего ствола; *в* — многоствольная с металлическими стволами; 1 — железобетонный ствол; 2 — ствол из коррозионно-стойкого неметаллического материала; 3 — металлические тяги; 4 — подвеска стволы; 5 — металлические стволы

ходное обслуживаемое пространство. При этом исключается возможность проникновения дымовых газов в железобетонную оболочку, обеспечивается возможность контроля, осмотра газоотводящего ствола и ремонта его с наружной стороны в процессе эксплуатации. Газоотводящий ствол у труб такого типа может выполняться стальным или из кислотоупорных материалов. С наружной стороны ствол покрывается тепловой изоляцией. Применение металлических газоотводящих стволы позволяет проводить монтаж промышленными методами, что обеспечивает быстрые сроки возведения.

Дымовые трубы с отдельными газоотводящими стволами могут выполняться как одноствольными, так и многоствольными.

Многоствольная дымовая труба (рис. 11.2, *б*) представляет собой железобетонную оболочку, внутри которой расположены металлические газоотводящие стволы с наружной теплоизоляцией. Между стволами предусматриваются лестницы и площадки для обслуживания.

11.2. ВЫБОР ЧИСЛА И ТИПА ДЫМОВЫХ ТРУБ

Для обеспечения наилучшего рассеивания вредных в атмосфере и по экономическим соображениям желательно иметь минимальное количество дымовых труб. Однако уменьшение числа труб на ТЭС приводит к увеличению длины газоходов и снижению надежности работы ТЭС при авариях и ремонтах газовых трактов. Поэтому на ГРЭС и ТЭС необходимо иметь не менее двух независимых газовых трактов. На конденсационных электростанциях обычно устанавливаются две одноствольные трубы, на ТЭС — одну (в некоторых случаях две многоствольные). На одну трубу ГРЭС рекомендуется подсоединять количество блоков, приведенное в табл. 11.3.

Таблица 11.3. Рекомендации по количеству блоков, подключаемых на одну дымовую трубу на ГРЭС

Наименование	Мощность блока, МВт		
	200—300	500—800	1200
Количество блоков при установке не-обслуживаемых труб	3—4	2—3	—
Количество блоков при установке обслуживаемых труб	4—6	3—4	2

При выборе дымовых труб для ТЭС должны быть учтены некоторые особенности по сравнению с конденсационными электростанциями: дымовые трубы должны обладать более высокой надежностью, так как отпуск теплоты обычно не резервируется; ТЭС размещаются в городах, где существует большое количество источников выбросов, создающих заметный общий фон загрязнений: на ТЭС устанавливается разнотипное котельное оборудование (энергетические и пиковые котлы), имеющие различную характеристику отводимых газов; на выбор

труб накладываются ограничения требованиями аэрофлота, архитектурными соображениями.

Этим особенностям в наибольшей мере отвечает многоствольная дымовая труба.

Для покрытия зимнего максимума тепловой нагрузки на ТЭЦ кроме энергетических котлов устанавливаются пиковые теплофикационные водогрейные котлы, отличающиеся рядом особенностей в отношении эвакуации дымовых газов. Некоторые данные о крупных пиковых теплофикационных котлах приведены в § 2.2.

На схеме рис. 11.3 приведены некоторые типичные случаи подсоединения энергетических и водогрейных котлов ТЭЦ к одноствольным и многоствольным трубам.

К числу устаревших относится схема на рис. 11.3, а, когда паровые котлы подсоединяются к железобетонной дымовой трубе, а на пиковых водогрейных котлах типа ПТВМ устанавливаются индивидуальные низкие (с

отметкой верха 60—80 м) металлические дымовые трубы, которые из-за малой высоты и маломощных газовых потоков, как правило, не удовлетворяют нормам загазованности даже при сжигании мазута умеренной сернистости. Эта схема не применима к котлам КВ-ГМ и КВ-ТК.

Установка железобетонной трубы для энергетических котлов и отдельной для всех пиковых котлов любой системы (рис. 11.3, б) отличается большей надежностью отвода дымовых газов от пиковых котлов и пониженной концентрацией вредных веществ на уровне дыхания вследствие более мощного объединенного потока и возможности сооружения более высокой дымовой трубы (обычно применяется $h = 120$ м).

Схему на рис. 11.3, б нельзя считать типичной, так как при небольшом общем числе агрегатов ее можно заменить схемой на рис. 11.3, в с одной одноствольной трубой высокой

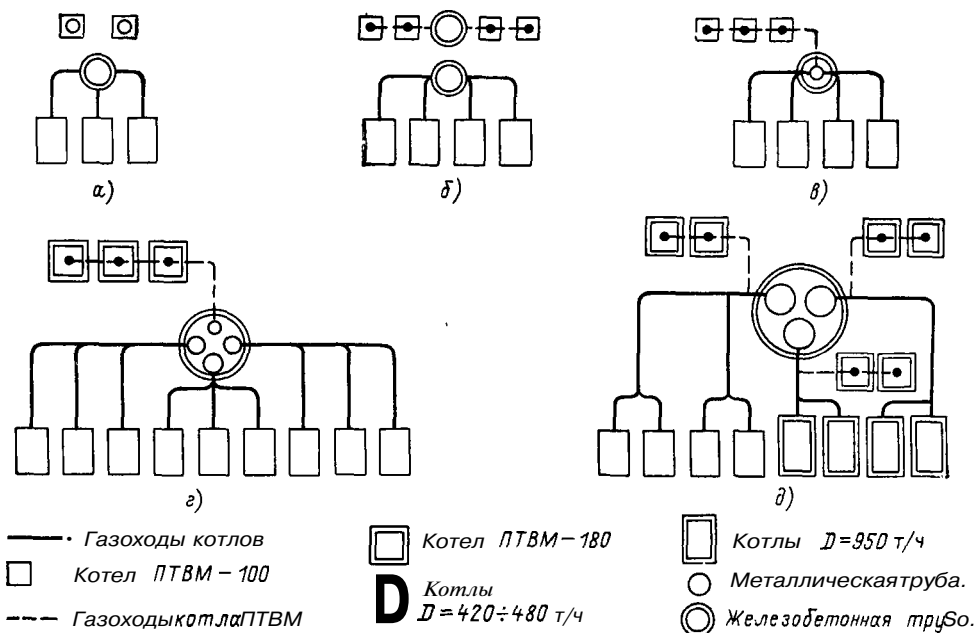


Рис. 11.3. Схемы присоединения энергетических и пиковых водогрейных котлов к дымовым трубам ТЭЦ:

а — подсоединение энергетических котлов на железобетонную трубу, а пиковых на индивидуальные металлические; б — подсоединение энергетических и пиковых котлов на самостоятельные железобетонные трубы; в — подсоединение энергетических и пиковых котлов на общую дымовую трубу высокой надежности (с проходным зазором); г — подсоединение энергетических и пиковых котлов к различным стволам многоствольной трубы; д — подсоединение энергетических и пиковых котлов к одним и тем же стволам многоствольной трубы

надежности либо при большем числе агрегатов одной многоствольной трубой.

Подсоединение энергетических и пиковых водогрейных котлов можно производить либо к одним и тем же стволам многоствольной трубы (рис. 11.3, *д*), либо пиковых к одним стволам, а энергетических к другим (рис. 11.3, *г*).

По условиям надежности энергетические и пиковые водогрейные котлы целесообразно, как правило, подключать на один газоотводящий ствол, т. е. не выделять отдельного газоотводящего ствола для пиковых котлов. В этом случае при выходе из строя одного ствола не происходит полного отключения пиковых водогрейных котлов, так как оборудование, подключенное к другим газоотводящим стволам, остается в работе.

На раздельное подключение энергетических и пиковых водогрейных котлов следует идти в том случае, если совместное подключение не проходит по условиям обеспечения самотяги пиковых водогрейных котлов ПТВМ. На пиковые водогрейные котлы с дымососами (КВ-ГМ и КВ-ТК) это ограничение не распространяется.

Рекомендации по подключению котлов к многоствольной трубе даны в табл. 11.4.

Таблица 114 Рекомендуемое количество котлоагрегатов, подключаемых к одному газоотводящему стволу многоствольной дымовой трубы, шт.

Паропроизводительность (теплопроизводительность котлоагрегата)	Раздельное подключение энергетических и пиковых котлов	Совместное подключение энергетических и пиковых котлов
$D = 400 \div 500$ т/ч	2—3	2
$D = 1000$ т/ч	1—2	1
$Q = 100$ Гкал/ч	3—6	1—3
$Q = 180$ Гкал/ч	2—4	1—2

При отсутствии возможностей строительства многоствольной дымовой трубы на ТЭЦ должно устанавли-

ваться не менее двух одноствольных труб.

Размеры дымовых труб унифицированы. Шаг по высоте принят равным 30 м, при этом стандартизованы следующие высоты дымовых труб: 180, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420 и 450 м. Диаметры устья рекомендуются при этом принимать следующими:

$$D_{\text{у}} = 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,0; 13,8.$$

Перечисленные диаметры следует рассматривать как условные диаметры устья, по которым выбираются дымовые трубы. За основу для изготовления дымовых труб принят внутренний диаметр оболочки и в зависимости от принятой конструкции — с противодавлением, двухслойной или с кирпичной футеровкой — действительный диаметр прохода D_0 получается несколько отличным от условного $D_{\text{у}}$, как это следует из табл. 11.5.

Выбор конструкции дымовой трубы зависит от агрессивности дымовых газов, их точки росы, мощности электростанции и ее типа (ТЭЦ или ГРЭС), режима работы, вида золоулавливания (мокрое или сухое), свойств золы (химический состав, склонность к отложениям и др.), высоты дымовой трубы, возможности перевода станции на другой вид сжигаемого топлива, технико-экономических соображений.

Агрессивность дымовых газов определяется сернистостью и влажностью топлива, разностью между температурой точки росы и температурой стенки газоотводящего ствола. Основными агрессивными компонентами дымовых газов тепловых электростанций являются серный и сернистый ангидриды, которые образуются из серы, содержащейся в топливе.

В качестве критерия, определяющего серноокислотную коррозию, принимается показатель

$$K = 100S^p / A^q \Sigma \text{Щ}, \quad (11.8)$$

где S^p и A^q — соответственно серо-содержание и зольность топлива, %, $\Sigma \text{Щ} = \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O}$ — суммарное содержание щелочных окислов в золе топлива, %.

Таблица 115 Унифицированные диаметры стволов и оболочек конических дымовых труб, м

Условный диаметр устья трубы D_0^y	6,0	7,2	8,4	9,6	10,8	12,0	13,8	
Внутренний диаметр оболочки, $D_0^{об}$	6,7	7,8	9,0	10,2	11,4	12,6	14,4	
Диаметр устья трубы D_0	С противодавлением	6,0	7,2	8,4	9,6	10,8	12,0	13,8
	Двухслойные и самофутерующиеся	6,2	7,4	8,6	9,8	11,0	12,2	14,0
	С кирпичной футеровкой (в полкирпича)	6,3	7,5	8,7	9,9	11,1	—	—

При сжигании на ТЭС сернистого и высоксернистого мазутов, большинства донецких и подмосковных углей образуются агрессивные дымовые газы (рис. 114). В этом случае на электростанции рекомендуется установка обслуживаемых дымовых труб (см. рис. 112) с проходным зазором и газоотводящим стволом постоянно сечения из стали или кислотоупорного материала при высоте труб более 240 м. Для дымовых труб высотой 240 м и ниже рекомендуется использование труб с противодавлением в зазоре

При использовании на ТЭС топлив, в результате сжигания которых получаются слабоагрессивные и неагрессивные газы, можно применять конструкции дымовых труб как необслуживаемых (дымовые трубы с коническим газоотводящим стволом и вентилируемым воздушным зазором или без него), так и обслуживаемых с газоотводящим стволом постоянного сечения). В слабоагрессивных и неагрессивных газах концентрация сернистого ангидрида не превышает 0,07 %, серного ангидрида — 0,0015 %, точка росы по сере лежит

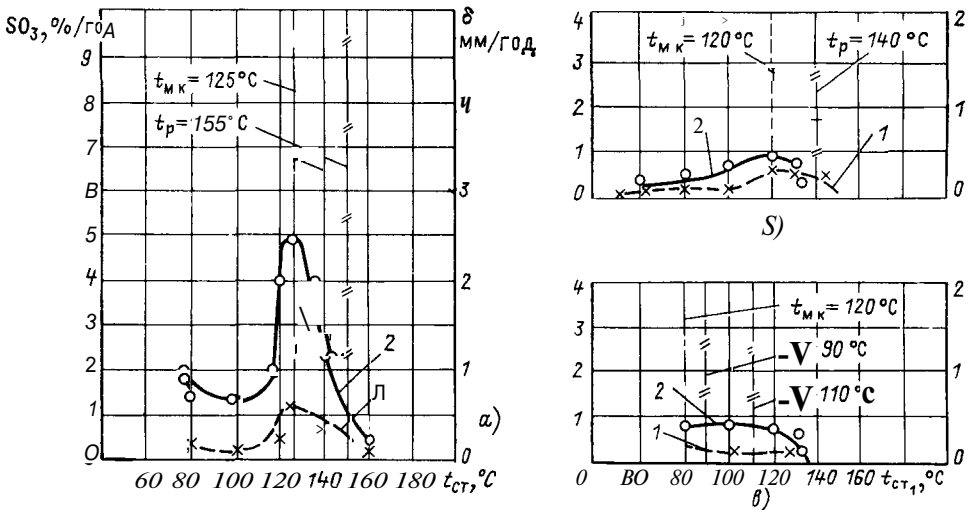


Рис 114 Зависимость скорости сульфатации раствора кладки и линейной скорости коррозии от температуры стенки футеровки при удалении продуктов сжигания различных топлив

1 — скорость сульфатации раствора кладки SO_3 , %/г; 2 — линейная скорость коррозии б мм/год. а — мазут с $S_{pp}=0,05$ % кг/МДж, б — подмосковный бурый уголь, $S_{pp}=0,245$ % кг/МДж, $R < 1$ сухая очистка газов в — экибастузский уголь $S_{pp}=0,06$ % кг/МДж $R < 1$ мокрая очистка газов

на уровне 50—80° С. К этой группе углей относятся экибастузский, кузнецкий, канско-ачинский и некоторые другие угли.

11.3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОТВОДЯЩИХ СТВолоВ

Обследования дымовых труб показали, что в них при определенных условиях развиваются процессы коррозии.

Резкое возрастание коррозии имеет место при условии, когда давление дымовых газов внутри трубы в некоторых сечениях выше, чем в окружающей атмосфере, т. е. имеются избыточные статические давления $\Delta p_{ст} > 0$,

при этом агрессивные компоненты дымовых газов могут проникать не только через газоотводящий ствол, но и через железобетонную оболочку, вызывая соответствующие разрушения.

Рассмотрим условия возникновения избыточных статических давлений и методы их ликвидации.

В дымовой трубе, рассматриваемой как тело вращения при произвольной очертании образующей, в любом сечении, отстоящим от верха трубы на расстоянии l , разность статических давлений в стволе и атмосфере, Па, (рис. 11.5, а), определится по выражению

$$\Delta p_{ст} = p_{ст} - p_a = p_{до} - p_d + \Sigma \Delta p_{тр} - g \Delta \rho l, \quad (11.9)$$

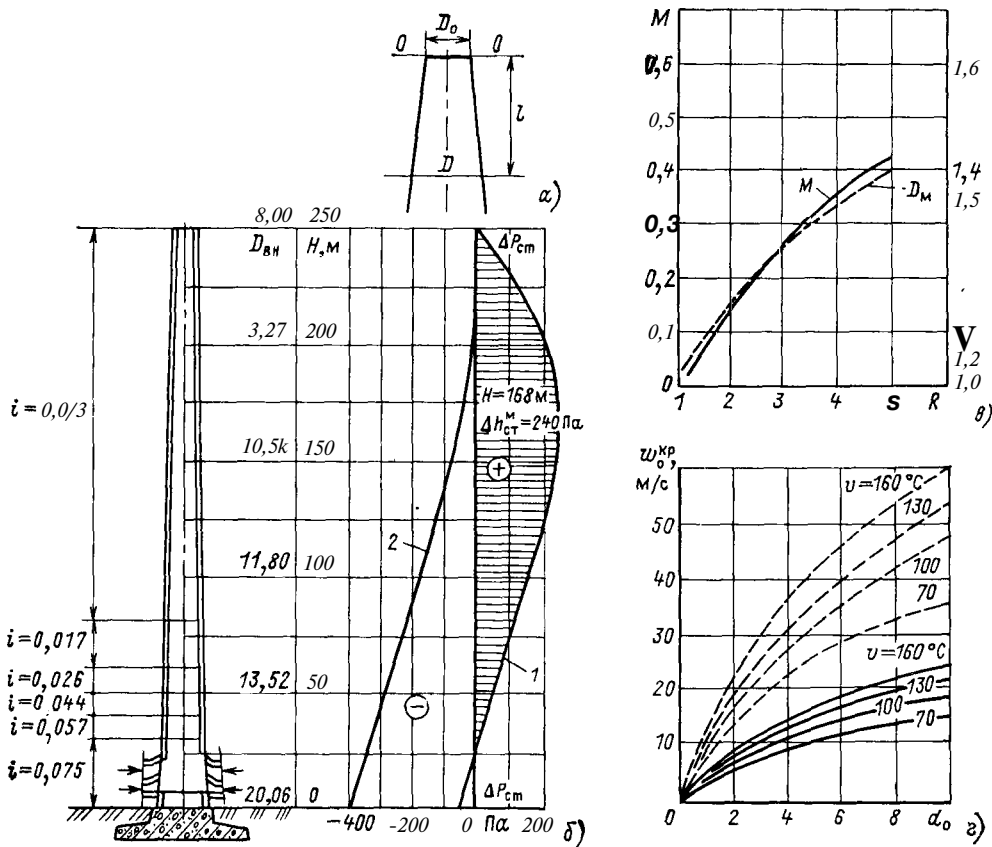


Рис. 11.5. Статические давления в коническом стволе:

а — расчетная схема; б — эпюра статических давлений в дымовой трубе высотой 250 м и диаметром устья 8 м, имеющей на большей части ствола постоянный уклон; / — четыре блока по 300 МВт при 100%-ной нагрузке; 2 — то же при нагрузке 50%; в — зависимость комплекса M и диаметра, в котором имеет место максимум статических давлений, от числа R ; г — зависимость критической скорости $\omega_{кр}$ в устье от диаметра устья D_0 и температуры газов φ при $\lambda = 0.05$ и $1 = 0.015$ для конических стволов и $\lambda = 0.02$ и $1 = 0$ для цилиндрических: — конические стволы; — цилиндрические стволы

где $p_{ст}, p_d$ — статическое и динамическое давление газов в рассматриваемом сечении, Па; $p_{дст}$ — динамическое давление газов на выходе, Па; p_a — давление атмосферы на соответствующем уровне, Па; ρ — плотность газа при соответствующей температуре, кг/м³; $\Delta p_{тр} = \rho v^2$ — потери на трение при движении газа на участке длиной l , Па; ρ_v — плотность воздуха на уровне Земли при соответствующей температуре, кг/м³.

При расчете по этому уравнению трубу разделяют по высоте на ряд участков от верха трубы вниз и определяют все стоящие в правой части величины. Разность статических давлений в верхнем сечении трубы всегда равна нулю, поскольку

$$p_d = p_{д0}; \quad \Sigma \Delta p_{тр} =$$

В уравнение (11.9) входят члены, которые увеличивают разность статических давлений по сравнению с устьем либо уменьшают. В конических трубах $p_{д0} - p_d > 0$, что способствует возрастанию статических давлений. Этому способствуют также потери на трение. Наоборот, уменьшению статических давлений способствует самотяга — чем горячее газ, тем больше разность плотностей между воздухом и дымовыми газами $D >$ и тем меньше вероятность появления избыточных статических давлений. Пример эпюры разности статических давлений для конической трубы по выражению (11.9) представлен на рис. 11.5, б.

Наличие или отсутствие в трубе избыточных статических давлений и их максимальная величина могут быть определены и без построения эпюры статических давлений по всей ее высоте. Для этого необходимо выразить общее уравнение (11.9) через геометрические и аэродинамические величины.

Потери на трение для конических дымовых труб записываются по выражению

$$\Delta p_{тр} = \lambda / 8i (p_{д0} - p_d). \quad (11.10)$$

Здесь λ — коэффициент трения. Для конических дымовых труб с выступа-

ми типа, показанного на рис. 11.1, а, $\lambda = 0,05$, для гладких $\lambda = 0,015 \div 0,020$; i — уклон образующей к вертикали.

С учетом выражения (11.10) формула (11.9) для $\Delta p_{ст}$ примет вид

$$\Delta p_{ст} = (\lambda / 8i + 1) (p_{д0} - p_d) - g \Delta \rho l. \quad (11.11)$$

Разделив на $p_{д0}$ обе части уравнения и имея в виду, что $p_{д0} / p_d = D^4$, где $D = D / D_0$, получаем выражение для расчета относительного статического давления в следующем виде:

$$\times \left(1 - \frac{1}{D^4} - 4 \frac{\bar{D} - 1}{R} \right). \quad (11.12)$$

где R — число Рихтера, определяющее надежность работы трубы:

$$R = \frac{(\lambda + 8i) p_{д0}}{g \Delta \rho D_0}. \quad (11.13)$$

Для нахождения сечения, в котором статическое давление достигает максимума, продифференцируем выражение (11.12) по \bar{D} и приравняем его нулю. После преобразований получим значение диаметра, при котором статическое давление максимально:

$$\bar{D}_m = R^{0,2}. \quad (11.14)$$

Из соотношения (11.14) следует, что максимум статических давлений в пределах конического ствола трубы будет иметь место, если $D_m > 1$, что соответствует $R > 1$. Таким образом, критерий R имеет решающее значение в вопросе о наличии или отсутствии избыточных статических давлений в трубе.

Если $R \leq 1$ вся труба находится под разрежением и проникновение агрессивных газов наружу невозможно. Если $R > 1$, то на некоторых участках трубы имеется избыточное статическое давление и возникают условия для проникновения дымовых газов через футеровку в железобетонный ствол, что может привести к разрушениям последнего.

Для определения максимума статического давления подставим выражение (11.14) в формулу (11.12):

$$\Delta \bar{p}_{ст.м} = \left(\frac{\lambda}{8i} + 1 \right) M, \quad (11.15)$$

причем

$$M = 1 - \frac{5}{R^{0.8}} + \frac{4}{R}. \quad (11.16)$$

Зависимости \bar{D}_m и M от числа R приведены на графике рис. 11.5, в.

Из условия отсутствия статических давлений ($R = 1$) можно из формулы (11.13) найти выражение для критического значения скорости на выходе:

$$w_{cr}^{кр} = \sqrt{2g \left(\frac{\rho_n}{\rho} - 1 \right) \frac{D_0}{\lambda + 8i}}, \quad (11.17)$$

или приближенно при $\rho_n = 1,20 \text{ кг/м}^3$ ($t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$w_0^{кр} = \sqrt{\frac{D_0}{100 \lambda + 8i}}, \quad (11.17a)$$

где ΔT — разность между температурами газа и окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$.

На рис. 11.5, г приведен график скоростей на выходе из дымовой трубы $w_0^{кр}$, при которых по всей трубе имеется разрежение. Допустимая скорость $w_{доп}$ растет с повышением температуры газов внутри трубы и увеличением диаметра выхода D_0 . График выполнен при $t_B = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\lambda = 0,05$ и $i = 0,015$ для конических труб и $\lambda = 0,02$ и $i = 0$ для цилиндрических.

Для применяемых в настоящее время труб с коническим газоотводящим стволом $D_0 = 6 \div 10 \text{ м}$ и температур уходящих газов $t = 100 \div 130 \text{ }^\circ\text{C}$ критическая скорость составляет всего $14\text{—}20 \text{ м/с}$.

Выше был рассмотрен случай, когда дымовая труба имеет постоянный уклон i . Однако в большинстве случаев уклон трубы i по высоте меняется — для верхнего участка минимален, для участков, расположенных ниже, происходит его возрастание.

Для выяснения наличия избыточных статических давлений и расчета их величины весь ствол разбивают на участки с постоянным уклоном

образующей и эти участки нумеруют сверху вниз, причем верхний участок обозначают индексом 0, ниже расположенные участки — 1, 2 и т. д. Для построения эпюры статических давлений каждый участок разбивают на четыре—шесть частей и рассчитывают статические давления по формуле (11.9) от устья трубы вниз.

Приведенные выше выражения относятся к трубам с газоотводящими стволами конической формы. Для гладких цилиндрических труб $i = 0$ $\lambda = 0,02$. Тогда, подставляя эти значения в уравнение (11.17а), находим предельно допустимые скорости для цилиндрических труб, показанные на рис. 11.5, г. Их значения оказываются значительно более высокими и составляют $35\text{—}50 \text{ м/с}$, и избыточные статические давления в них практически не возникают.

Число R определяется по той же формуле (11.13) при $i = 0$,

$$R_{ц} = \lambda_{ц} \rho_{до} g \Delta \rho D_0, \quad (11.18)$$

т. е. значение R для конических труб при тех же скоростях газов на выходе трубы значительно больше, чем для цилиндрических.

Эпюра статических давлений для цилиндрических труб изображается наклонной прямой

$$\Delta p_{ст.ц} = \lambda \left(1 - \frac{1}{R_{ц}} \right), \quad (11.19)$$

причем экстремальное значение находится внизу цилиндра $l = h$. Если $R_{ц} < 1$ (что обычно имеет место), $\Delta p_{ст.ц} < 0$, внизу наблюдается наибольшее разрежение.

Благоприятные аэродинамические характеристики цилиндрических стволов способствуют применению их в новых конструкциях труб.

В последнее время получают применение дымовые трубы с цилиндрической частью вверху и конической частью внизу. Такие трубы занимают среднее положение между коническими и цилиндрическими по условиям возникновения избыточных статических давлений.

Минимальная относительная длина цилиндрической части, при кото-

рой отсутствуют избыточные статические давления, определится по выражению

$$\zeta_{ц} = \frac{l_{ц}}{D_0} \sim \frac{\left(\frac{\lambda}{8\epsilon} + 1\right) M}{\lambda \left(\frac{1}{R_{ц}} - 1\right)}. \quad (11.20)$$

По условиям выполнения трубы как строительной конструкции желательно, чтобы цилиндрическая часть не превышала $1/3$ — $1/2$ ее высоты, коническая нижняя часть должна быть не менее $2/3$ — $1/2$ высоты. При этих условиях возможный расход газов на трубу с цилиндрической верхней частью может быть увеличен по сравнению с конической трубой в среднем на 50—60 %.

Для борьбы с избыточными статическими давлениями в дымовых трубах с газоотводящим стволом конической формы рекомендуется установка диффузора в верхней части (рис. 11.6, а). В этом случае нулевая разность статических давлений имеет место на выходе из диффузора, а в узкой его части, примыкающей к стволу, образуется разрежение и на эту величину уменьшается разность статических давлений газов в стволе и

атмосферного воздуха по всей высоте трубы.

Диффузоры в основном устанавливаются для снятия статических давлений в существующих дымовых трубах в случае подсоединения новых мощностей к существующей дымовой трубе, что связано с возрастанием скоростей и статических давлений в ней.

При установке диффузоров наряду с их основным назначением — снятием статических давлений — уменьшается расход энергии на транспортировку дымовых газов по тракту.

Относительный выходной диаметр диффузора, необходимый для получения заданного давления (разрежения) в узкой его части

$$\bar{D}_{диф} = \frac{1}{\sqrt[4]{1 + \Delta \bar{p}_{ст.0} - \zeta_{диф}}}, \quad (11.21)$$

$\Delta \bar{p}_{ст.0}$ является по знаку величиной отрицательной и находится из условия отсутствия избыточного статического давления в дымовой трубе:

$$\Delta \bar{p}_{ст.макс} + \Delta \bar{p}_{ст.0} \leq 0. \quad (11.22)$$

где $\Delta \bar{p}_{ст.макс}$ — максимальное избыточное статическое давление в ды-

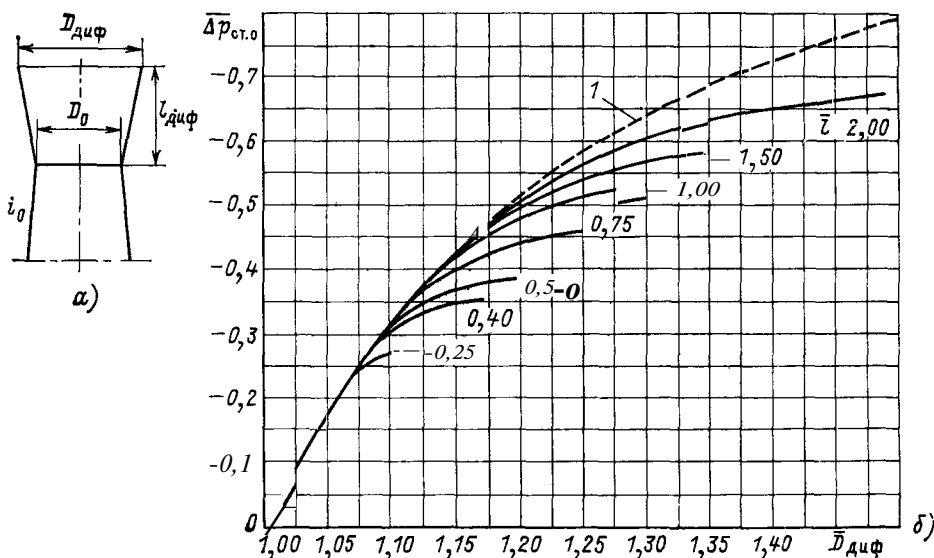


Рис. 11.6. Диффузоры дымовых труб:

а — схема диффузора над устьем дымовой трубы; б — зависимость относительного статического давления в горловине диффузора от относительных геометрических размеров; 1 — идеальный диффузор (без потерь)

мовой трубе в случае отсутствия диффузора.

Для выбора диффузоров за дымовыми трубами следует пользоваться графиком на рис. 11.6, б, полученным на основании испытаний, проведенных МЭИ.

Выбор диффузора для заданной дымовой трубы выполняется в следующей последовательности.

1. По выражению (11.15) определяется максимум статического давления в дымовой трубе при отсутствии диффузора.

2. Для ликвидации избыточных статических давлений дымовых газов в газоотводящем стволе разрежение, создаваемое диффузором, принимается равным максимальному статическому давлению в стволе дымовой трубы, т. е.

$$\Delta \bar{p}'_{ст.0} = -\Delta \bar{p}'_{ст.макс.}$$

По $\Delta \bar{p}'_{ст.0}$ с помощью рис. 11.6 подбирают диффузор, принимая $\zeta_{диф} = 0$. Если диффузор, удовлетворяющий таким условиям, отсутствует или не удовлетворяет конструктивным требованиям, то выбирают диффузор с $\zeta_{диф} = 0,05$ или $\zeta_{диф} = 0,10$.

Важным элементом дымовой трубы является цокольная часть, где происходит сопряжение ствола с газоходами.

При выполнении цокольной части дымовых труб должны быть обеспечены минимальные гидравлические потери при вводе, отсутствие золовых отложений и созданы условия для их изготовления промышленными методами.

При двухстороннем вводе газоходов в газоотводящие стволы конической формы рекомендуется устанавливать цоколь, представленный на рис. 11.7, а. В цоколе под углом 45° к оси газоходов устанавливается перегородка высотой $1,5H$, где H — высота газохода. С другой стороны перегородки имеются пандусы. Коэффициент сопротивления цоколя, отнесенный к динамическому напору в газоходе, составляет $\zeta = 0,62$.

При использовании высокозольных топлив (как, например, экибастузский уголь) и установке мокрых золоуловителей рекомендуется специальный ступенчатый цоколь с перегородкой, ориентированной к оси газоходов под углом несколько меньшим 45° , чтобы полностью исключить мертвые зоны по краям перегородки. Пандусы рекомендуется выполнять удлиненными ступенчатыми, чтобы исключить золовые отложения в газоходах в зоне ввода их в трубу (рис. 11.7, б). Коэффициент сопротивления такого цоколя, отнесенный к динами-

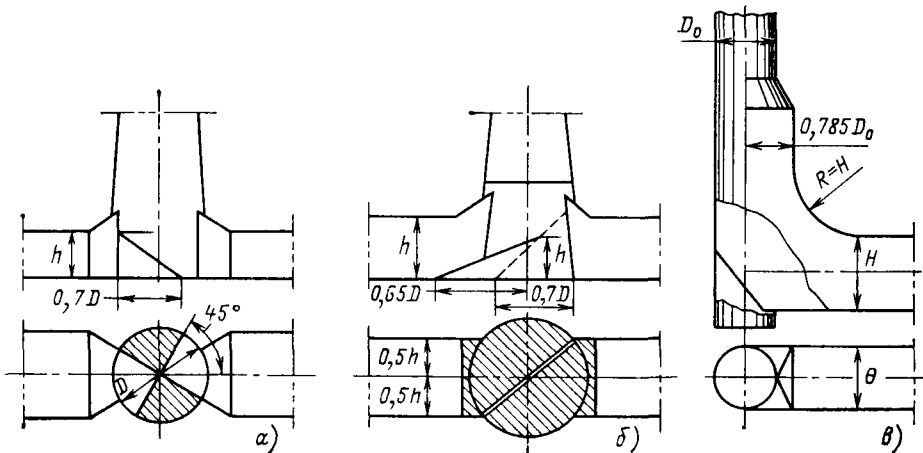


Рис 11.7 Цокольная часть железобетонных труб

а — типовой цоколь при газоотводящем стволе конической формы и двухстороннем вводе газоходов, $\zeta = 0,62$, б — цоколь при газоотводящем стволе конической формы и двухстороннем вводе для золь углей, склонной к отложениям (например, на экибастузском угле), $\zeta = 0,73$. в — цокольная часть металлических газоотводящих стволов цилиндрической формы

ческому напору в газоходе, составляет $\xi = 0,73$.

Для дымовых труб с цилиндрическими газоотводящими стволами требования к аэродинамическому выполнению цоколя повышаются, так как увеличиваются скорости в цокольной части и потери напора могут быть существенными.

Для дымовых труб с металлическими газоотводящими стволами рекомендуется цилиндрический цоколь, диаметр которого принят равным диаметру газоотводящего ствола (рис. 11.7, в). Цоколь для упрощения монтажа выполняется из металлической царги, разрезанной по образующей и двум горизонтальным плоскостям. Створки разводятся наружу, и к ним подсоединяется газоход. Такая конструкция цоколя позволяет вести его монтаж с помощью той же оснастки, что и монтаж газоотводящего ствола.

11.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СТВОЛОВ ДЫМОВЫХ ТРУБ

При выборе дымовых труб важно знать температурный режим их работы и перепад температур в железобетонной оболочке, футеровке и изоляции. От температурного режима во многом зависит надежность работы труб. Толщина футеровки должна быть рассчитана таким образом, чтобы перепад температур в железобетонной оболочке из бетона марки 300 не превышал 25 °С. Растягивающие напряжения на внутренней поверхности железобетона, МПа (кгс/см²), определяются по формуле

$$\sigma_{\text{б}} = 0,125 E_{\text{б}} \alpha_{\text{б.р}} \Delta t, \quad (11.23)$$

где $E_{\text{б}}$ — модуль упругости бетона, МПа (кгс/см²); $\alpha_{\text{б.р}}$ — коэффициент расширения бетона; Δt — разность температур, К.

Расчет теплопередачи обычно ведется как для плоской стенки. Температура внутренней поверхности обычного бетона не должна превышать 200 °С. Температура по толщине стенки дымовой трубы с прижимной футеровкой или многослойной (рис. 11.8).

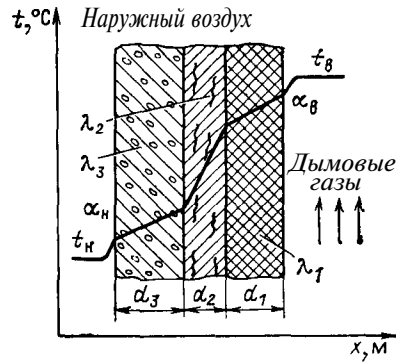


Рис. 11.8. Теплопередача через плоскую многослойную стенку применительно к расчету ствола дымовой трубы

определяется по формуле

$$t_n = t_v - \frac{t_v - t_n}{R_0} \left(R_n + \sum_1 R_i \right), \quad (11.24)$$

где общее сопротивление определяется по формуле

$$\left. \begin{aligned} R_0 &= R_n + R_1 + R_2 + \dots + R_n; \\ \text{где} \\ R_n &= 1/\alpha_n; R_n = 1/\alpha_n; \\ R_1 &= d_1/\lambda_1; R_2 = d_2/\lambda_2; R_n = \\ &= d_n/\lambda_n. \end{aligned} \right\} \quad (11.25)$$

Здесь d_1, d_2, d_n — толщина слоев из однородного материала, м; $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ — коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К); t_v — температура отводимых газов; t_n — температура наружного воздуха, С.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м²·К),

$$\alpha_n = 1,53 k_D w_r^{0,8}, \quad (11.26)$$

где w_r — скорость газов в стволе, м/с; D — средний диаметр ствола, м. Коэффициент k_D учитывает влияние диаметра газоотводящего ствола:

D	6	10	14	18	22	26
k_D	1,11	1	0,93	0,89	0,85	0,82

Коэффициент теплоотдачи от стенки к наружному воздуху принимают при преобладающих скоростях ветра от 1 до 5 м/с 10 Вт/(м²·К), от 6 до 8 м/с 14 Вт/(м²·К), 8 м/с и выше 20 Вт/(м²·К).

Теплопроводность материалов, применяемых для возведения труб, приведена в табл. 11.6.

Т а б л и ц а 11.6. Характеристика материалов, применяемых при возведении дымовых труб

Наименование материала	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м³	Теплопроводности, Вт/(м·К) при температуре, °С			
		20	50	100	200
Кладка из глиняного обыкновенного кирпича	1800	0,55	0,72	0,75	0,81
Кладка из кислотоупорного кирпича	2100	1,04	1,3а	1,39	1,45
Обычный бетон	2400	1,50	1,80	1,86	1,92
Железобетон	2500	1,68	1,97	2,03	2,09
Плиты полужесткие минераловатные	200	0,055	0,062	0,077	0,095
Жаростойкий бетон	1900	0,67	0,81	0,85	0,92
Маты минераловатные	200	0,053	0,058	0,068	0,085

11.5. РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ОБОЛОЧКИ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчетная ветровая нагрузка q , кПа, определяется как произведение нормативной ветровой нагрузки q^H и коэффициента перегрузки γ , принимаемого равным 1,4 для труб высотой до 300 м и 1,5 для более высоких труб:
 $q = \gamma q^H$. (11.27)

Нормативная ветровая нагрузка определяется по формуле

$$q^H = q_0 c k \beta D, \quad (11.28)$$

где q_0 — нормативный скоростной напор, определяемый по табл. 11.7 в зависимости от географического расположения ТЭС (ветрового района); c — коэффициент лобового сопротивления, принимаемый 0,6 до высоты труб 150 м и 0,7 для более высоких; k — поправочный коэффициент на возрастание скоростного напора ветра для высоты труб более 10 м; β — коэффициент увеличения скоростного напора за счет пульсаций скорости; величины k и β принимаются согласно табл. 11.8; D — наружный диаметр рассматриваемого участка дымовой трубы, м.

Т а б л и ц а 11.7. Определение нормативного скоростного напора

Ветровой район	I	II	III	IV	V	VI	VII
	c_0 , кПа	0,27	0,35	0,45	0,55	0,70	0,85

Т а б л и ц а 11.8. Коэффициенты k и β

Коэффициент	Высота h , м				
	20	30	40	50	60
k	1,39	1,63	1,82	1,92	2,12
β	1,84	1,81	1,77	1,72	1,67

Коэффициент	Высота L , м				
	80	100	150	200	250
k	2,35	2,52	2,86	3,11	3,30
β	1,60	1,50	1,50	1,50	1,50

Равнодействующая давления ветра R_i , МН, участка дымовой трубы высотой H_i , м, определяется по выражению

$$R_i = 10^{-3} q H_i. \quad (11.29)$$

Ветровой момент, МН·м, в расчетном сечении i

$$M = \sum_1^i R_i l_i, \quad (11.30)$$

где l_i — расстояние до середины некоторого участка, расположенного выше рассматриваемого сечения (рис. 11.9, а).

Кроме ветровой нагрузки учитывается вертикальная нагрузка от вышерасположенного объема ствола и футеровки. Плотность железобетона кирпичной футеровки принимается по табл. 11.6.

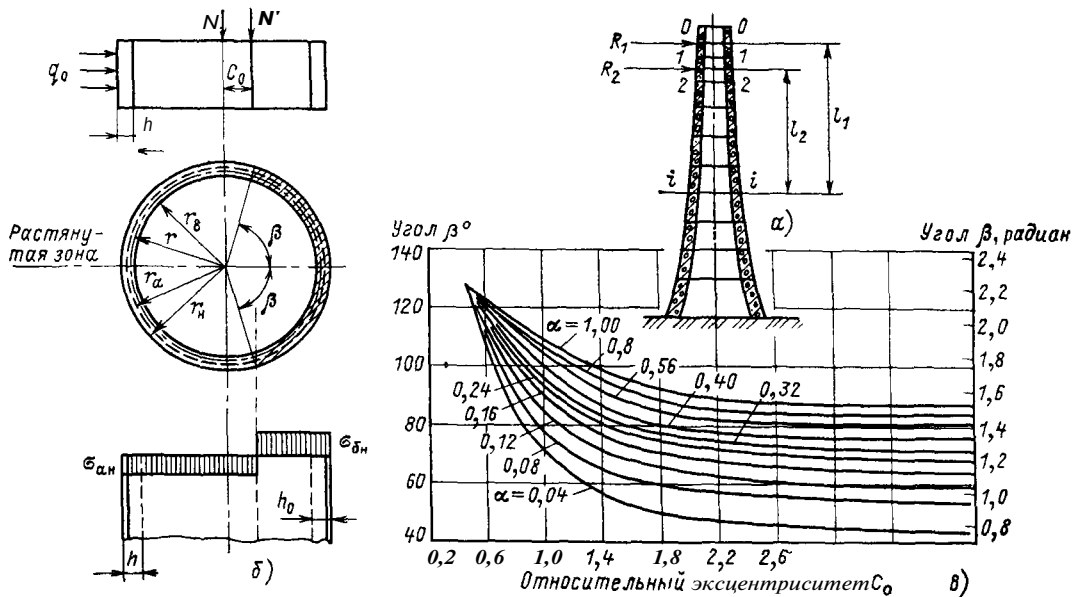


Рис. 11.9. Схемы к расчету железобетонной оболочки дымовой трубы на прочность: *а* — расчетная схема оболочки дымовой трубы на прочность; *б* — расчетная схема кольцевого элемента дымовой трубы на прочность и эпюра напряжений; *в* — зависимость угла сжатой зоны β от относительного эксцентриситета c_0 и коэффициента α

Расчет железобетонного ствола на прочность включает следующие элементы: расчет горизонтальных сечений на воздействие ветра, веса трубы и температур, расчет вертикальных сечений на воздействие температуры и расчет прогибов ствола.

Расчет горизонтальных сечений проводится в следующей последовательности: задаваясь относительной площадью сечения вертикальной арматуры по отношению к площади сечения бетона μ_i (обычно 0,005—0,007), находим характеристику железобетонного кольцевого сечения по формуле

$$\alpha_i = 23,8\mu_i. \quad (11.31)$$

Определим n_b , МПа:

$$n_b = N/2rh, \quad (11.32)$$

где N — вертикальная нагрузка, МН; $r = 0,5 (r_b + r_n)$ — средний радиус сечения, м; h — толщина кольца, м ($h = r_n - r_b$).

Относительный эксцентриситет от ветровой и весовой нагрузок опре-

деляется по формуле

$$c_0 = 1,3M/Nr. \quad (11.33)$$

По найденным α_i и c_0 и графику на рис. 11.9, в находим угол β , определяющий сжатую зону трубы (в формулы подставляем β в радианах).

После этого определяем напряжения, МПа, в бетоне сжатой зоны:

$$\sigma_{б.н} = \frac{n_b \left(\frac{\pi - \beta}{\sin \beta} + 1 \right)}{\pi (1 + \alpha_1)}, \quad (11.34)$$

и напряжения в арматуре от ветровой нагрузки, МПа

$$\sigma_{а.н} = \frac{n_b \left(c_0 \frac{\beta}{\sin \beta} - 1 \right)}{\pi \mu_i}, \quad (11.35)$$

Найденные значения напряжений сравниваем с допустимыми для принятых материалов. Расчетные сопротивления бетона и арматуры приведены в табл. 11.9, 11.10, 11.11.

Таблица 11.9. Расчетные сопротивления бетона в железобетонных конструкциях при температуре 20 °С, МПа

Вид напряженного бетона	Обозначение	Коэффициент	Марка бетона				
			150	200	250	300	400
Сжатие осевое	$R_{пр t}$	γ_B^n	3,5	4,5	6,0	7,0	9,5
Растяжение	$R_p t$	γ_B	0,58	0,72	0,88	0,10	0,12

Примечание При других температурах материала расчетное сопротивление умножается на γ_B^n .

Таблица 11.10. Расчетные сопротивления арматуры $R_{ат}$ при 20 °С, МПа

Вид арматуры	Для ствола	Для фунда-мента
Горячекатаная гладкого профиля из стали класса А-I	180	210
Горячекатаная периодического профиля из стали класса А-II	230	270
То же класса А-III	290	340

Примечание. При других температурах расчетное сопротивление умножается на γ_a .

Таблица 11.11. Значение поправок на температуру материала

Вид материала	Коэффициент	Температура материала, °С		
		20	100	200
Обычный бетон	γ_B^n	1	0,75	0,5
Сталь всех классов	γ_a	1	0,95	0,85

Расчет вертикальных сечений и прогибов ствола здесь не приводится.

11.6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Исходные данные: высота трубы $h = 120$ м, внутренний диаметр выхода $D_0 = 6$ м; объем неагрессивных отводимых газов $V = 800$ м³/с; температура 160 °С ($\rho = 0,81$ кг/м³); ветровая нагрузка по V географическому району; средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_H = -30$ °С, летняя температура $t_B = 20$ °С ($\rho_B = 1,20$ кг/м³); материал ствола — бетон марки 300; арматура — периодического профиля в верхней части из стали класса А-II, в нижней — из стали класса А-III; футеровка — из глиняно-

го кирпича, зазор между железобетонным стволом и футеровкой заполнен минераловатными полужесткими плитами.

Аэродинамический расчет газоотводящего ствола

Скорость газов на выходе трубы

$$\omega_0 = V/\omega_0 = 800/28,3 = 28,3 \text{ м/с.}$$

Динамическое давление

$$p_{до} = \rho \omega_0^2 / 2 = 0,81 \cdot 28,3^2 / 2 = 324 \text{ Па.}$$

Число Рихтера по (11.13), принимая коэффициент трения $\lambda = 0,05$, $\lambda' = 0,02$

$$R = \frac{(0,05 + 8 \cdot 0,02) 324}{9,81 (1,20 - 0,81) 6,0} = 2,96 > 1.$$

Таким образом в газоотводящем стволе возникнут избыточные статические давления. По графику рис. 11.5, в находим $\bar{D}_M = 1,24$ и $M = 0,25$. Относительные максимальные статические давления составят согласно (11.15)

$$\Delta p_{ст.м} = \left(\frac{0,05}{8 \cdot 0,02} + 1 \right) 0,25 = 0,328.$$

Абсолютная величина $\Delta p_{ст.м} = 0,328 \times X = 324 = 106$ Па в сечении с диаметром

$$D = \bar{D}_M D_0 = 1,24 \cdot 6,0 = 7,45 \text{ м.}$$

Ввиду недопустимости по условиям надежности работы трубы избыточных статических давлений предусматриваем установку в верхней части трубы диффузора, для которого

$$\Delta p_{ст.0} = -\bar{\Delta p}_{ст.м} = -0,328.$$

По графику рис. 11.6 находим основные размеры диффузора при $\xi = 0$ (без гидравлических потерь): $D_{диф} = 1,11$ и $T = 0,5$. Геометрические размеры диффузора: диаметр на выходе $D_{диф} = 1,11 \cdot 6 = 6,6$ м, длина $l = 0,5 \cdot 6 = 3$ м.

Тепловой расчет ствола дымовой трубы

Тепловой расчет ствола проведем на отметке 20 м для зимних условий ($t_H = -30$ °С). Стенка трубы состоит из трех

Таблица 11.12. Сводный расчет ветрового момента

Граница пояса, м	Середина пояса		Коэффициент		q по формуле (11.27) кПа·м	R_i по формуле (11.29) МН	Плечо l_i , м	Ветровой момент, МН·м
	отметка середины, м	наружный диаметр, м	P	k				
120								
100	110	7,0	1,5	2,60	16,1	0,322	90	29,0
80	90	7,6	1,55	2,44	17,0	0,340	70	23,8
60	70	8,2	1,63	2,25	17,7	0,354	50	17,7
40	50	9,0	1,72	1,90	17,3	0,346	30	10,4
20	30	9,7	1,80	1,63	16,8	0,336	10	3,4
Суммарный момент на отметке 20 м								84,3

слоев (рис. 11.8): футеровка из красного кирпича толщиной $d_1 = 0,12$ м, $\lambda_1 = 0,75$ Вт/(м·К); минераловатные плиты $d_2 = 0,05$ м, $\lambda_2 = 0,062$ Вт/(м·К); бетонная оболочка $d_3 = 0,26$ м, $\lambda_3 = 1,50$ Вт/(м·К) (величины λ взяты по табл. 11.6).

Диаметр внутренний газоотводящего ствола $D = 9,6$ м, скорость газов $w = 11$ м/с.

Скорость ветра для V ветрового района примем $u > 8$ м/с, $\alpha_n = 20$ Вт/(м²·К).

По выражению (11.26) при $k_p = 0,99$ находим $\alpha_b = 1,53 \cdot 0,99 \cdot 11^{0,8} = 6,81$ Вт/(м²·К).

Общее сопротивление теплопередаче стенки по выражению (11.25)

$$R_0 = \frac{1}{6,81} + \frac{0,12}{0,75} + \frac{0,05}{0,062} + \frac{0,26}{1,50} + \frac{1}{20} = 1,33.$$

Температуры в различных слоях стенки определяется по выражению (11.24)

$$t_n = 160 - \frac{160 + 30}{1,33} \left(0,146 + \sum_{i=1}^{n+1} R_i \right).$$

Получаем следующее распределение температур в стенке трубы: температуры на внутренней и наружной поверхности кирпичной футеровки 139 и 116 °С (средняя температура 127,5 °С), железобетона соответственно +1 и -23 °С (средняя температура -13 °С)

Расчет оболочки дымовой трубы на прочность

Проведем расчет бетонной оболочки на раскрытие горизонтальных швов на той же отметке 20 м. Разобьем трубу по высоте на пояса шириной $H_i = 20$ м (рис. 11.9, а). Примем $n = 1,4$, $c = 0,6$, $q_0 = 0,70$ кПа (табл. 11.7). Значения коэффициентов k и β примем по табл. 11.8. Сводные расчеты ветрового момента M , действующие на ствол дымовой трубы приведены в табл. 11.12.

Определим вертикальную нагрузку от веса части трубы, расположенной выше отметки 20 м. Объем футеровки 300 м³, объем железобетона 560 м³. Объемная масса по табл. 11.6 для футеровки 1800 кг/м³, для железобетона 2500 кг/м³. Масса этой части трубы составит 1,94·10⁶ кг. Этой массе соответствует сила веса $N = 1,94 \cdot X \cdot 9,8 = 19$ МН.

Принимаем продольную арматуру — пять проволок диаметром 0,02 м на участке периметра трубы 1 м. Тогда площадь арматуры составит

$$f_a = 5 \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

и относительная площадь при толщине бетона $h = 0,26$ м

$$\mu_i = \frac{1,57 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 0,26} = 0,006.$$

Допустимые значения для бетона на сжатие примем по табл. 11.9 — 7,0 МПа, для арматуры по табл. 11.10 — 290 МПа.

При $\mu_i = 0,006$ находим по формуле (11.31) $\alpha_i = 23,8 \cdot 0,006 = 0,143$. При среднем радиусе бетонной стенки в рассматриваемом сечении $r = 5,08$ м и толщине слоя бетона $l = 0,26$ м получаем по формуле (11.32)

$$\sigma_6 = \frac{19}{2 \cdot 5,08 \cdot 0,26} = 7,20 \text{ МПа}.$$

Относительный эксцентриситет по (11.33)

$$e_0 = 1,3 \cdot 84,3 / 19,0 \cdot 5,08 = 1,13.$$

По найденным α_i и e_0 и графику рис. 11.9, в находим угол сжатой зоны $\beta = 1,45$ (83°).

Напряжение в бетоне сжатой зоны по выражению (11.34)

$$\sigma_{б.н} = \frac{7,20 \left(1,13 \frac{\pi - 1,45}{0,99} + 1 \right)}{l (1 + 0,143)} = 5,83 < 7,0 \text{ МПа}.$$

Напряжение в арматуре по выражению (11.35)

$$\sigma_{a,н} = \frac{7,20 \left(1,13 \frac{1,45}{0,99} - 1 \right)}{\pi \cdot 0,006} = 250 < 290 \text{ МПа.}$$

Таким образом напряжения в бетоне и арматуре лежат в допустимых пределах.

11.7. ВНЕШНИЕ ГАЗОХОДЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛОВ

Внешние газоходы являются ответственной частью газового тракта и располагаются на участке между дымососами и дымовой трубой (в случае котлов под наддувом — между воздухоподогревателем и дымовой трубой).

Конструкция внешних газоходов должна отличаться высокой надежностью, плотностью, умеренными гидравлическими сопротивлениями, возможностью сооружения в короткие сроки из стандартных элементов при умеренной стоимости, отсутствием аэродинамических пульсаций и золовых отложений.

Наибольшее распространение получили внешние газоходы из сборного железобетона с футеровкой, а в некоторых случаях — из металла с внешней тепловой изоляцией. Получают применение новые материалы (полимерсиликатбетон, кремнебетон и др.).

Металлические газоходы могут выполняться как круглого, так и прямоугольного сечений. В значительной степени их форма определяется формой присоединяемых элементов. Так, на участке регенеративный воздухоподогреватель — электрофильтр применяются прямоугольные газоходы, между осевыми дымососами и дымовой трубой — круглые. Расход металла на круглые газоходы оказывается меньшим как за счет меньшего периметра при той же площади поперечного сечения, так и за счет большей жесткости. Газоходы обычно выполняются из износостойкой листовой стали ВСтЗкп2 или ВСтЗпсб и усиливаются ребрами жесткости.

Газоходы круглого сечения снабжаются поперечными ребрами жесткости с расстояниями между ними 1500 мм. При диаметрах менее 1000 мм ребра жесткости могут не ставиться.

Газоходы прямоугольного сечения имеют как поперечные, так и продольные ребра жесткости. Продольные ребра жесткости выполняются на расстоянии от 500 до 1500 мм, поперечные ребра жесткости — от 500 до 1000 мм в зависимости от давления (разрежения) и толщины стенки (3—5 мм).

На газоходах с температурой среды выше 70 °С, трассировка которых не обеспечивает самокомпенсацию, предусматриваются компенсаторы температурных удлинений. Компенсаторы устанавливаются также на газоходах перед дымососами и вентиляторами независимо от температуры.

Температурное удлинение газохода, м, определяется по выражению

$$l = 12,5 \cdot 10^{-8} t_{ст} L, \quad (11.36)$$

где $t_{ст}$ — температура стенки, °С; L — длина газохода, м.

На газоходах устанавливаются линзовые или дисковые компенсаторы (рис. 11.10). Компенсирующая способность круглых линзовых компенсаторов при температуре среды 200 °С в зависимости от диаметра приведена в табл. 11.13.

Таблица 11.13. Компенсирующая способность одной линзы круглых компенсаторов без предварительной растяжки, мм

Диаметр газохода, мм	Компенсирующая способность
200—250	15
300—400	20
500	25
600—2200	35
2400	32
2800—3200	30

Примечание. Компенсирующая способность с предварительной растяжкой увеличивается вдвое.

Газоходы покрываются тепловой изоляцией, с тем чтобы их наружная температура не превышала 50—60 °С.

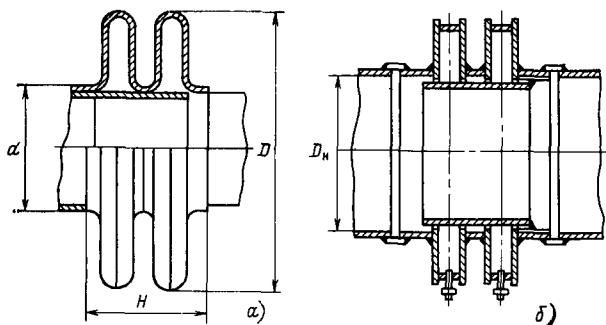


Рис. 11.10. Компенсаторы тепловых расширений газоходов:

а — линзовый компенсатор; б — дисковый компенсатор

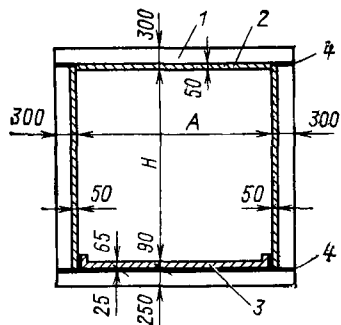


Рис. 11.11. Поперечный разрез унифицированных газоходов: 1 — панели; 2 — силикатопolyмерный слой; 3 — футеровка из кислотоупорного кирпича; 4 — кислотоустойчивый раствор

В табл. 11.14 приведена масса газохода с изоляцией и без нее.

Таблица 11.14. Примерная масса стенки газохода прямоугольного сечения с ребрами жесткости, кг на 1 м²

Характеристика газохода	Толщина стенки, мм	
	3	5
Без изоляции	40	60
С изоляцией при $t = 200^\circ\text{C}$	90	110
То же при $t = 400^\circ\text{C}$	110	130

Внешние газоходы из железобетонных плит до последнего времени выполнялись футерованными изнутри кирпичом. В настоящее время для антикоррозионной защиты и тепловой изоляции с внутренней стороны газоходы облицовываются тонким слоем (50 мм) полимерсиликатбетона (рис. 11.11). Пол защищен кислотоупорным кирпичом толщиной 90 мм. Опираие стеновых и кровельных панелей осуществляется на подливке из кислотоустойчивого раствора марки 150. Швы между панелями уплотняются минераловатным жгутом диаметром 60 и 75 мм в стеклотканевой оплетке и фторопластовой оболочке. Железобетонные плиты выполняются длиной 2980, 5980, 7480 и 8980 мм при одинаковой ширине 2980 мм и толщине 250, 300 мм. Температурные швы

толщиной 30 мм выполняются через каждые 12 м газохода. Компенсаторы тепловых расширений изготавливаются из коррозионно-стойкой стали толщиной 3 мм. Газоходы размещаются на Т- или П-образных опорах, устанавливаемых через 6 м. При этом внутренний габарит A может быть равен 2380, 3880, 5380, 8380 мм, а высота H составлять 2870, 5870, 7370, 8870 мм при любых сочетаниях размеров A и H .

Большое значение имеет аэродинамическая схема выполнения элементов и их сопряжение с дымовой трубой. На рис. 11.12 показаны два варианта подключения газоходов к дымовой трубе. Подключение металлических коробов от дымососов в варианте на рис. 11.12, а выполнено под прямым углом без скруглений внутренних и среза внешних кромок. Поворот от крайнего дымососа сопровождается резким увеличением сечения. Во внешних углах поворота образуются вихри, вызывающие высокие гидравлические потери и пульсации. Поток от дымососа, расположенного вблизи трубы, ударяет под прямым углом в поток, идущий от дальнего дымососа. Внизу дымовой трубы потоки от противоположных газоходов сталкиваются, так как перегородки в нижней части трубы нет. Все эти факторы и вызывали высокие гидравлические сопротивления, пульсацию потока и вибрацию газоходов.

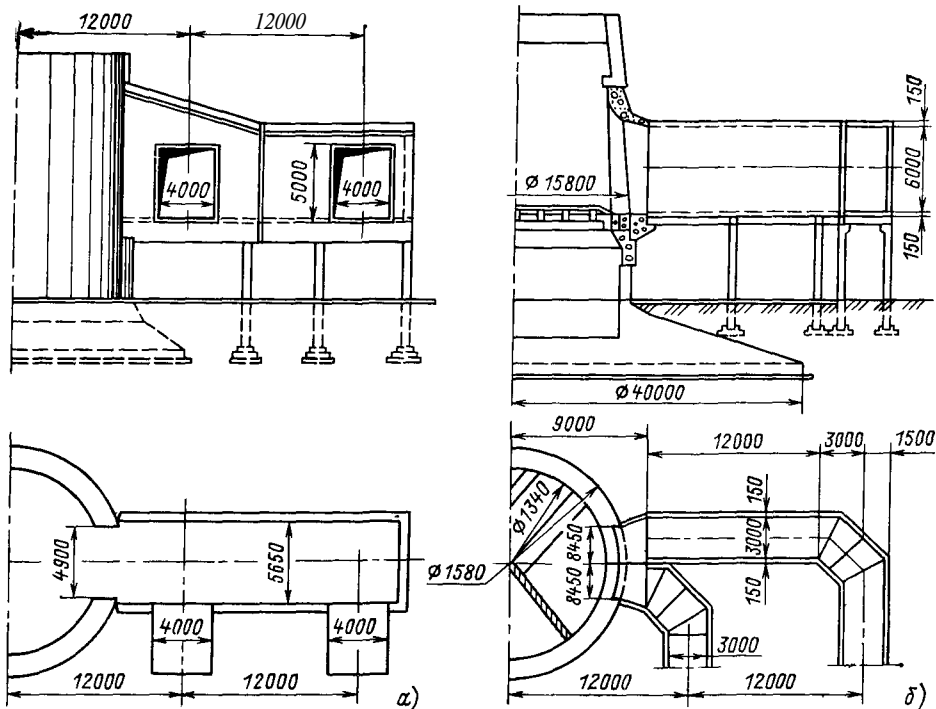


Рис. 11.12 Железобетонные газоходы от дымососов к дымовой трубе (два блока на трубу):

а — первоначальный вариант; б — рекомендуемый вариант

Рекомендуемый вариант показан на рис. 11.12,5. Газоходы выполняются из изготовленных на заводе однотипных тюбингов (звеньев) сечением 3 X 6 м и длиной 1,5 м. Каждый газоход независимо доходит до дымовой трубы, так что тройники исключены, а скорость остается неизменной по всей длине тракта. В местах поворота газохода на 90° предусмотрены сегментные участки тюбингов с таким же поперечным сечением, как и основные участки, но боковые грани их срезаны. Зоны с нулевой скоростью, где возможны золотые отложения, отсутствуют, а гидравлические сопротивления сведены к минимуму.

При подобном проектировании газоходов, когда исключаются тройники и резкие повороты, коэффициент их сопротивления оказывается малым и главное сопротивление возникает при входе газов в дымовую трубу.

Для блоков мощностью 300 МВт и выше для создания тяги применяются осевые дымососы (рис. 11.13). Оси

дымососов желательно располагать параллельно оси блока (или под небольшим углом к ней) на расстоянии от оси дымовой трубы, обеспечивающем плавный поворот в горизонтальной плоскости при подходе к трубе.

Простейшими являются газоходы, у которых низ окна в трубе находится на отметке $+0,6$ м; в этом случае газоходы и дымососы располагаются в одной плоскости, газоходы могут укладываться прямо на земле без стоек. Газоходы располагаются на отметке $+6,0$ м для обеспечения проезда под ними, если в этом есть необходимость.

При разработке газоходов следует руководствоваться следующими положениями.

1. Разработку газоходов следует выполнять для всего тракта от дымососа до дымовой трубы, включая компоновку дымососов и выбор места расположения дымовой трубы.

2. Газоходы от каждого блока (двух дымососов), как правило, следует вести независимо до самой дымо-

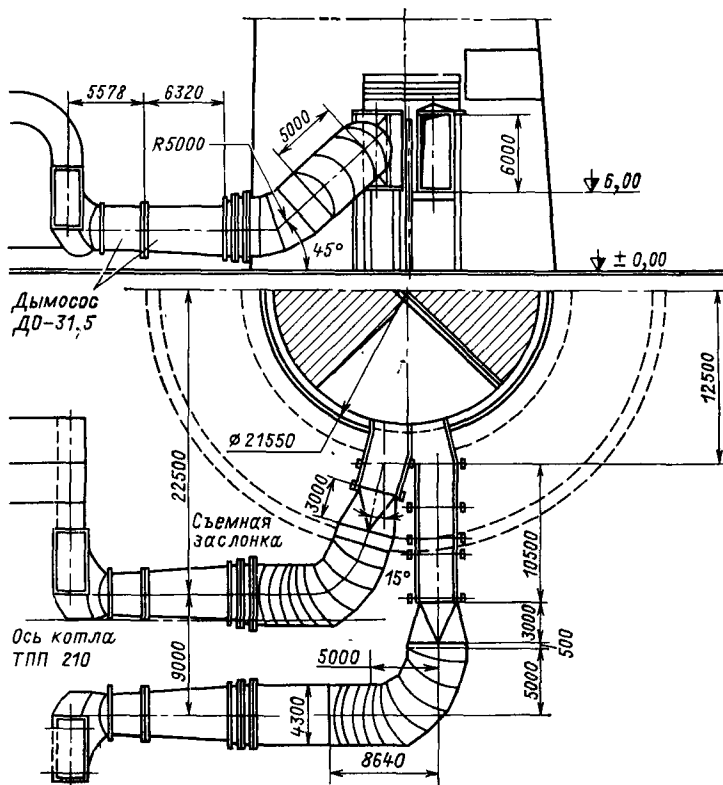


Рис. 11.13. Металлические газоходы при установке двух блоков по 300 МВт на дымовую трубу высотой 250 м (показан один блок)

вой трубы. При большем числе блоков допускается попарное объединение газоходов.

3. Газоход должен представлять собой плотную и жесткую конструкцию, способную противостоять аэродинамическим вибрациям.

4. Ширину входных окон в трубе следует выполнять такой, чтобы вводимый газоход не приходилось сужать в горизонтальной плоскости. Высота окна должна быть несколько больше высоты газохода, с тем чтобы обеспе-

чить плавный переход в верхней части.

5. После радиальных дымососов следует предусматривать достаточно длинный металлический диффузор, с тем чтобы скорости снижались до скоростей, принятых в газоходе, с минимальными потерями ($\xi \leq 0,1$).

6. Для ТЭЦ, располагаемых в районах городской застройки, следует после осевых дымососов предусматривать место для размещения шумоглушителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ермолов В. Ф., Пермяк В. А., Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. Смешивающие подогреватели паровых турбин. М.: Энергоиздат, 1982.
2. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергия, 1975.
3. Теплообменное оборудование. Каталог 18-2-76. М.: НИИЭниформэнергомаш, 1977.
4. Теплообменное оборудование (часть II) Каталог 8-78. М.: Изд. НИИЭниформэнергомаш. М., 1978.
5. Щепетильников М. И., Хлопушин В. И., Мошкарин А. В. Расчет теплообменного оборудования тепловых электрических станций. Иваново: 1979.
6. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976.
7. Елизаров Д. П. Теплоэнергетические установки электростанций. М.: Энергоиздат, 1982.
8. Стерман Л. С., Тевлин С. А., Шарков А. Т. Тепловые и атомные электростанции. М.: Энергоиздат, 1982.
9. Елизаров Д. П. Паропроводы тепловых электростанций. М.: Энергия, 1980.
10. Смешивающие подогреватели паровых турбин. М.: Энергоиздат, 1982.
11. Либерман Н. Б., Нянкoвская М. Г. Справочник по проектированию котельных установок систем центрального теплоснабжения. М.: Энергия, 1979.
12. Тепловые и атомные электрические станции/ Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982.
13. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.
14. Печеник Б. Я., Хатетовский Г. И. Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
15. Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1984.
16. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Л.: Энергия, 1977.
17. Левин И. М., Ботквич И. А. Элементы тягодутьевых машин. М.: Энергия, 1977.
18. Дымососы и вентиляторы. Каталог. М.: НИИЭниформэнергомаш. часть I — 1979, часть II — 1980.
19. Справочник по пыле- и золоулавливанию./ Под ред. А. А. Русанова. М.: Энергоатомиздат, 1983.
20. Энергетика и охрана окружающей среды. М.: Энергия, 1979.
21. Левитов В. И. и др. Дымовые электрофильтры. М.: Энергия, 1980.
22. Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. Н. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. М.: Энергоиздат, 1981.
23. Шишков И. А., Лебедев В. Г., Беляев Д. С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия, 1976.
24. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973.
25. Арматура энергетическая. Каталог 5-77. М.: НИИЭниформэнергомаш, 1977.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Акустические характеристики 159
- Арматура запорная 104
 - контрольная 114
 - предохранительная 109
 - типы 103

Б

- Батарейные циклоны 171

В

- Вентиляторы 162

Г

- Газовоздухопроводы, аэродинамическое выполнение 142
- Газовоздушные тракты, принципиальные схемы 139
- Газовоздушные тракты котлов под наддувом 140
 - разрежением 140
- Газораспределительные устройства 186
- Газоходы внешние железобетонные 205
 - компенсация тепловых расширений 206
 - металлические 208
 - типоразмеры 209

Д

- Деаэраторы атмосферные 48
 - барботажные 52
 - вакуумные 48
 - пленочные 50
 - плотность орошения 61
 - расчет массообмена 58
 - удельная поверхность 60
 - повышенного давления 48
 - расчет 58
 - струйно-барботажные 54
- Днища выпуклые полусферические 79
 - торосферические 78
 - эллиптические 77
 - плоские 77
 - расчет 77
- Доски трубные, расчет 79
- Дымовые трубы, аэродинамический расчет 198
 - коррозия 196
 - многоствольные 194
 - расчет на прочность 210

- Дымовые трубы, тепловой расчет 210
 - типы 192
- Дымососы 162

З

- Зола углей, свойства 169
- Золулавливания основы 168
 - параметр 170
 - степень 169
- Золуловители комбинированные 182
 - механические 170
 - мокрые 174
 - с трубой Вентури 174

И

- Испарители конструкция 66
 - расчет 70
 - схемы включения 67

К

- Кавитация в насосах 120, 122
- Камеры водяные подогревателей верхние 119
 - входные 39
 - нижние 37
 - «плавающие» 37
- Клапаны запорные 104
 - обратные 111
 - предохранительные 109
 - регулирующие 106
- Котлы водогрейные пиковые 36
 - гидравлические схемы 46
 - конструкции 44
 - схемы 44
 - типы 44
- Коэффициент быстроходности насосов 120
 - кавитационный 125
 - напора насоса 121
 - полезного действия насоса 117
 - гидравлический 117
 - механический 117
 - объемный 117

Н

- Направляющие аппараты 157
- Насосы классификация 114
 - конденсатные 136

Наносы осевые 115
— параметры 116
— питательные 131
— регулирующие 127
— центробежные 115
— характеристики 117
— циркуляционные 136

О

Отвод воздуха из подогревателей 8
Охладитель выпара деаэрата 56
— конденсата 6
— перегрева 6

П

Паропреобразователи 66
Подогреватели регенеративные высокого давления 16
— гидравлический расчет 25
— низкого давления поверхностные 6
— смешивающие 12
— тепловой расчет 20
— сетевые вертикальные 36
— горизонтальные 36
— поверхность нагрева 41
— тепловой баланс 43
— трубки 37
Предельно допустимые концентрации 190
Пуско-сбросные устройства 112

Р

Расчет гидравлический трубопроводов 102
— перемещений трубопроводов 100
— прочности днищ 77
— теплообменников 75
— трубопроводов 85
— цилиндрических элементов 75
— самокомпенсации трубопроводов 95
— тепловых потерь трубопроводов 103
— трубопроводов на весовую нагрузку 90
Редукционно-охладительные установки 109
— быстродействующие 111

С

Скорость дрейфа частиц 179
Скруббер мокрый 174

Т

Температурный напор в испарителях 66
— — **подогревателях** 21
Тепловой баланс испарителей 67
— — подогревателей 20
Трубопроводы, категории 100
— опоры 100
— сортамент 84
— условные проходы 84
Тягодутьевые машины, выбор 162
— износ 159
— осевые 150
— радиальные 150
— регулирование 154
— характеристики 150

У

Удельная быстроходность 153
Удельное электрическое сопротивление золы 169
Удельный диаметр 153
Уровень звукового давления 160
— звуковой мощности 160

Ф

Фракционный состав золы 169

Х

Характеристика летучей золы 169

Ц

Циклонные золоуловители 171
Цоколи дымовых труб 202

Ш

Шумоглушители 161

Э

Электрофильтры, агрегаты питания 177
• — аэродинамика потока 185
— встряхивающие устройства 183
— кондиционирование потока 182
— неактивные зоны 187

Предисловие 3

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

**ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ПАРОВОДЯНОГО ТРАКТА 5**

Глава первая. Регенеративные подогреватели 5

1.1. Типы регенеративных подогревателей 5

1.2. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления поверхностного типа 6

1.3. Конструктивные схемы подогревателей низкого давления смешивающего типа 12

1.4. Подогреватели высокого давления 16

1.5. Тепловой расчет регенеративных подогревателей 20

1.6. Определение основных геометрических характеристик поверхностных регенеративных подогревателей 24

1.7. Гидравлический расчет поверхностных регенеративных подогревателей 25

1.8. Расчет регенеративных подогревателей смешивающего типа 26

1.9. Пример теплового расчета подогревателя высокого давления 28

1.10. Пример теплового расчета подогревателя низкого давления 31

1.11. Пример теплового и гидравлического расчета подогревателя смешивающего типа 32

Глава вторая. Сетевые подогреватели и водогрейные котлы 35

2.1. Конструкции сетевых подогревателей 35

2.2. Водогрейные котлы 43

Глава третья. Деаэраторы

3.1. Классификация и типовые конструкции деаэраторов 48

3.2. Расчет деаэраторов на тепло- и массообмен 58

3.3. Пример расчета деаэратора подпиточной воды теплосети пленочного типа 64

Глава четвертая. Испарительные установки 66

4.1. Типы испарителей и их конструкции 66

4.2. Схема включения испарителей 67

4.3. Включение испарительных установок в тепловую схему ТЭЦ 69

4.4. Расчет испарителей 70

4.5. Пример расчета устройств для очистки пара 73

Глава пятая. Расчеты станционных теплообменников на прочность 74

5.1. Общие положения 74

5.2. Расчет цилиндрических элементов 75

5.3. Расчет на прочность днищ 77

5.4. Расчет трубных досок 79

Глава шестая. Трубопроводы тепловых электростанций 83

6.1. Категории, материал и сортамент трубопроводов 83

6.2. Расчет трубопроводов на прочность 85

6.3. Опоры трубопроводов и расчет на весовую нагрузку 88

6.4. Самокомпенсация температурных удлинений и температурные перемещения трубопроводов 95

6.5. Расчет гидравлических и тепловых потерь трубопроводов 102

6.6. Трубопроводная арматура 103

Глава седьмая. Насосы тепловых электростанций 114

7.1. Общие сведения 114

7.2. Основные параметры насосов и их характеристики 116

7.3. Выбор основных характеристик насосов 119

7.4. Высота всасывания и кавитация в насосах 122

7.5. Работа насосов на сеть и регулирование производительности 126

7.6. Конструкции энергетических насосов 130

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТОВ

Глава восьмая Газовоздушные тракты 139

- 8 1 Принципиальные схемы газовоздушных трактов 139
- 8 2 Газовые тракты паровых котлов под разрежением и наддувом 140
- 8 3 Аэродинамическое выполнение газовоздухопроводов 142

Глава девятая Тягодутьевые машины 150

- 9 1 Характеристики тягодутьевых машин 150
- 9 2 Переменный режим и регулирование тягодутьевых машин 154
- 9 3 Надежность работы и акустические характеристики тягодутьевых машин 159
- 9 4 Расчетные характеристики трактов и выбор тягодутьевых машин 162
- 9 5 Пример выбора дымососа 167

Глава десятая Золоуловители 168

- 10 1 Основы золоулавливания 168
- 10 2 Механические золоуловители 170
- 10 3 Устройство и работа электрофилтра 175
- 10 4 Основы расчета электрофилтра 179
- 10 5 Аэродинамика потока в электрофилтре 185
- 10 6 Пример выбора и расчета электрофилтра 189

Глава одиннадцатая Внешние газоходы и дымовые трубы 190

- 11 1 Типы дымовых труб и опрелделение их размеров 190
 - 11 2 Выбор числа и типа дымовых труб 194
 - 11 3 Аэродинамический расчет газоотводящих стволов 198
 - 11 4 Тепловой расчет стволов дымовых труб 203
 - 11 5 Расчет железобетонной оболочки на прочность 204
 - 11 6. Пример расчета дымовой трубы 206
 - 11 7 Внешние газоходы энергетических котлов 208
- Список литературы 212
Предметный указатель 213

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

ЛЕВ АЛЕКСАНДРОВИЧ РИХТЕР
 ДМИТРИЙ ПАВЛОВИЧ ЕЛИЗАРОВ
 ВАСИЛИИ МИХАИЛОВИЧ ЛАВЫГИН

Вспомогательное оборудование тепловых электростанций

Редактор Б Г Тувальбаев
 Редактор издательства А А Кузнецов
 Художественные редакторы В А Гозак Хозак
 Г И Панфилова
 Технический редактор В В Хапаева
 Корректор Н А Смирнова
 ИБ № 882

Сдано в набор 25 03 86 Подписано в печать 13 10 86 Т 21167
 Формат 70x100^{1/16} Бумага офсетная № 1 Гарнитура литературная
 Печать офсетная Усл печ л 17 55 Усл кр отт 17 55 Уч изд л 19 09
 Тираж 7700 экз Заказ 1499 Цена 95 к

Энергоатомиздат 113114 Москва М 114 Шлюзовая наб 10

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств полиграфии и книжной торговли 129041 Москва Б Переяславская 46