

Раздел I

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется устройство, в котором происходит передача теплоты от одной среды к другой. Среда, участвующая в теплообмене, называется *теплоносителями*. Теплоноситель, отдающий теплоту и имеющий более высокую температуру, называется *первичным*, а воспринимающий теплоту и имеющий более низкую температуру — *вторичным*.

Передача теплоты может осуществляться либо при непосредственном контакте обоих теплоносителей, либо через твердую поверхность, разделяющую среды. По этому признаку теплообменные аппараты соответственно подразделяются на *контактные* и *поверхностные*. Контактные аппараты в свою очередь делятся на *смешивающие*, в которых теплообмен происходит при смешении обоих теплоносителей, и *барботажные*, где один из теплоносителей прокачивается через другой без смешения. В контактных аппаратах теплообмен происходит одновременно с массообменом. В поверхностных аппаратах процесс теплопередачи включает в себя теплоотдачу от первичного теплоносителя к поверхности теплообмена, перенос теплоты через поверхность и теплоотдачу от поверхности теплообмена к вторичному теплоносителю.

Поверхностные аппараты делятся на *рекуперативные* и *регенеративные*. В рекуперативных аппаратах обе стороны поверхности теплообмена непрерывно омываются теплоносителями, при этом направление теплового потока через стенку поверхности теплообмена сохраняется неизменным. В регенеративных аппаратах поверхность теплообмена попеременно омывается то одним, то другим теплоносителем, так что направление теплового потока через стенки поверхности теплообмена периодически меняется.

По типу поверхности теплообмена различают аппараты *трубчатые* (кожухотрубные аппараты с гладкими, оребренными или профилированными трубками) и *пластинчатые*, в

которых поверхность теплообмена образована плоскими или гофрированными листами.

Теплообменные аппараты можно классифицировать и по признаку наличия или отсутствия изменения агрегатного состояния одного или обоих теплоносителей. По этому признаку можно выделить аппараты *без изменения агрегатного состояния*, а также с изменением агрегатного состояния теплоносителей — *кипением* или *конденсацией*.

Другим принципом классификации теплообменных аппаратов является их функциональное назначение, по которому аппараты подразделяются на *конденсаторы*, *подогреватели*, *охладители* и др.

Классифицировать аппараты можно и по роду протекающих через них теплоносителей на *водо-водяные*, *пароводяные*, *газовоздушные* и др. По пространственной ориентации поверхности теплообмена аппараты делятся на *горизонтальные* и *вертикальные*.

В состав энергетических установок как их неотъемлемая часть входит ряд теплообменных аппаратов (теплообменников). По большей части они поверхностные рекуперативные по принципу действия, однако в схемах энергетических установок имеются также и аппараты смешивающего типа. Функционирование таких теплообменных аппаратов непосредственно связано с термодинамикой рабочего цикла паротурбинной установки и обеспечивает необходимую эффективность и надежность ее работы. К этим аппаратам относятся, например, конденсаторы, подогреватели систем регенерации и подогрева сетевой воды паротурбинных установок. Другие теплообменные аппараты, не связанные непосредственно с термодинамическим циклом паротурбинной установки, необходимы для обеспечения работы ее вспомогательных систем (например, систем регулирования и смазки). Поверхность теплообмена кожухотрубных аппаратов паротурбинных установок образована, как правило, пучками трубок как прямых, так и другой конфигурации (U- или П-образными).

Конденсационная установка. Понижение параметров пара в проточной части паровой турбины обычно осуществляется до давления,

которое значительно ниже барометрического, для чего необходимо обеспечить конденсацию отработавшего в турбине пара. Для этой цели и служит конденсационная установка, которая кроме указанного назначения обеспечивает также получение чистого конденсата для питания парового котла (парогенератора), замыкая тем самым термодинамический цикл ПТУ.

Принципиальная схема конденсационной установки приведена на рис. 1.1. Пар, отработавший в турбине, направляется в конденсатор 1, где происходит его конденсация за счет отвода теплоты пара к охлаждающей воде, протекающей через трубки поверхности теплообмена под напором циркуляционного насоса 2. Образовавшийся конденсат стекает в конденсатосборник 3, откуда откачивается конденсатным насосом 4 и подается в тракт основного конденсата. Поступающий из турбины в конденсатор пар всегда содержит воздух, попадающий в турбину через концевые уплотнения части низкого давления и различные неплотности. Отсос паровоздушной смеси из парового пространства конденсатора осуществляется воздушным насосом (эжектором) 5.

Перекачка рабочего тела (воды) из конденсатора в котел (парогенератор) осуществляется конденсатными и питательными насосами; в ряде случаев устанавливаются сливные (дренажные) насосы для откачки конденсата после некоторых ПНД, а также после подогревателей сетевой воды. Часто устанавливают два или три конденсатных насоса — непосредственно после конденсатора перед охладителями эжекторов и системой конденсатоочистки и перед группой подогревателей низкого давления.

Понижение давления в конденсаторе при неизменных начальных параметрах пара увели-

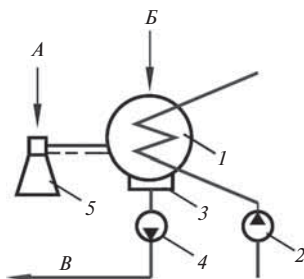


Рис. 1.1. Принципиальная схема конденсационной установки:

А — подвод рабочего тела (пара или воды); *Б* — пар из турбины; *В* — отвод в систему регенерации

чивает полезную работу и термический КПД цикла. Эффективная работа конденсатора непосредственно влияет на экономичность работы турбоустановки таким образом, что при изменении давления в конденсаторе на 1 кПа мощность паротурбинных установок ТЭС меняется примерно на 1 %, а для АЭС — на 1,5—2,0 % [1].

Кроме создания вакуума конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках или резких изменениях нагрузки, когда котел или паропроизводящая установка АЭС вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар после предварительного охлаждения направляется в конденсатор, что позволяет обойтись без выброса его в атмосферу и тем самым исключить потери дорогостоящего рабочего тела. Для принятия сбросного пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством. В конденсатор также направляется конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводится добавка химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

Система регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды (регенерация) обеспечивает повышение экономичности современных ТЭС. Регенеративный подогрев осуществляется паром, отработавшим в турбине. Греющий пар, совершив работу в турбине, конденсируется затем в *подогревателях системы регенерации ПТУ*. Выделенная при этом теплота фазового перехода возвращается в цикл, т.е. как бы восстанавливается или регенерируется. В зависимости от начальных параметров пара и числа отборов пара на регенерацию относительное повышение КПД турбоустановки за счет регенерации составляет 7—15 % [1]. Регенерацию можно рассматривать как процесс комбинированной выработки энергии с внутренним потреблением теплоты пара, отбираемого из турбины. Регенеративный подогрев воды снижает потерю теплоты с отработавшим паром в конденсаторе турбины.

Деаэратор и *питательный насос* делят схему регенеративного подогрева на две группы теплообменников: *подогревателей высокого и низкого давлений*. При наличии испарительной установки (для термического обессоливания добавочной воды) между ПНД устанавливается *конденсатор испарителя* (КИ). К группе ПНД обычно условно относятся и вспомогательные

подогреватели, использующие теплоту пара воздушных насосов (эжекторов) и уплотнений турбины. Нумерация подогревателей чаще всего осуществляется по ходу питательной воды, т.е. чем выше давление греющего пара, отбираемого в подогреватель, тем больше номер подогревателя, а нумерация отборов турбины осуществляется в обратном порядке — по ходу пара в турбине.

Система регенеративного подогрева питательной воды включает в себя тракты *основного конденсата* (от конденсатора до питательного насоса) и *питательной воды* (от питательного насоса до котла). Конденсат рабочего пара турбин последовательно проходит, подогреваясь паром регенеративных отборов, от конденсатора до котла через *охладители эжекторов, охладители пара уплотнений (сальниковые подогреватели), подогреватели низкого давления, деаэратор*, где он освобождается от растворенных газов, и группу *подогревателей высокого давления*.

Классификация теплообменных аппаратов системы регенеративного подогрева питательной воды дополнительно к изложенной выше может производиться по нижеперечисленным признакам.

По давлению нагреваемой воды аппараты подразделяются следующим образом:

группа аппаратов низкого давления (подогреватели низкого давления, сальниковые подогреватели (СП), охладители паровых эжекторов, деаэраторы), в которых нагреваемая вода находится под давлением, создаваемым конденсатными насосами (основной конденсат);

подогреватели высокого давления, в которых нагреваемая вода находится под давлением, создаваемым питательными насосами (питательная вода).

По источнику греющего пара аппараты делятся на две группы — основные и вспомогательные. *Основные аппараты*, к которым относятся ПНД, ПВД и деаэраторы в схемах ряда турбоустановок, питаются паром только из регенеративных отборов турбины.

К *вспомогательным теплообменникам* относятся аппараты, питающиеся паром от разных других источников:

сальниковые подогреватели, получающие пар из уплотнений турбины;

охладители паровых эжекторов, получающие рабочий пар, например, с головок деаэра-

тора, из редуционно-охладительной установки (РОУ), общестанционного коллектора и др.;

конденсаторы испарителей, получающие вторичный пар испарителей.

Подогреватели низкого давления предназначены для регенеративного подогрева основного конденсата за счет теплоты пара отборов в части низкого давления турбин. Для группы аппаратов низкого давления (ПНД, СП и др.) допускаются следующие максимальные рабочие давления: пара — до 0,88 МПа, основного конденсата — до 3,34 МПа.

Подогреватели высокого давления предназначены для регенеративного подогрева питательной воды за счет теплоты пара отборов турбины в части высокого и среднего давлений. Максимальное давление пара в ПВД составляет 6,5 МПа, а питательной воды — до 37,3 МПа.

Сальниковые подогреватели и охладители эжекторов уплотнений турбины представляют собой теплообменники поверхностного типа, на наружной поверхности трубок которых происходит конденсация пара или паровоздушной смеси, поступающих из уплотнений турбины. По водяной стороне эти аппараты чаще всего включены в линию основного конденсата.

Пароструйные эжекторы используются в тепловой схеме ПТУ для удаления паровоздушной смеси из парового пространства конденсаторов и концевых уплотнений турбины, а также для создания сифона в циркуляционных водоводах конденсационной установки. Необходимое разрежение достигается сочетанием последовательной работы двух или трех ступеней эжектора. Для того чтобы вторая и последующие ступени дополнительно не нагружались отработавшим в предыдущих ступенях паром, эжекторы оснащаются *охладителями*, число которых соответствует числу ступеней сжатия. Охладители основных эжекторов и охладители эжекторов уплотнений служат для сохранения и конденсации отработавшего в эжекторах пара.

Сальниковые подогреватели, ПВД и охладители эжекторов выполняются только поверхностными, ПНД могут быть как поверхностными, так и смешивающими.

Деаэрационные установки (ДУ) в системах регенеративного подогрева питательной воды ПТУ [1, 2] предназначены: для максимально возможного удаления из питательной воды коррозионно-активных газов, как находящихся в растворенном состоянии (O_2 , CO_2 и др.), так и образующихся при термическом разложении

бикарбонатов и карбонатов (NaHCO_3 , NH_4HCO_3 , Na_2CO_3 и др.); создания рабочего резерва питательной воды в баках-аккумуляторах в целях компенсации небаланса между расходами питательной воды в котел и основного конденсата турбины с учетом добавочной воды; подогрева питательной воды в регенеративной схеме турбоустановки.

Деаэратор представляет собой теплообменный аппарат смешивающего типа, в котором теплообмен осуществляется при непосредственном контакте основного конденсата с паром из отбора турбины. Основной подогрев воды и частичная ее дегазация осуществляются в пленочной или струйной ступени деаэрата паром из отбора турбины, а окончательный подогрев воды до температуры насыщения, глубокая и стабильная ее дегазация происходят в его барботажном устройстве. Скорость процесса удаления (десорбции) газов существенно зависит от площади поверхности контакта воды с паром, увеличение которой, как правило, достигается с помощью дробления (распыления) воды в виде струй или капель либо при ее стекании в виде тонкой пленки.

Подогреватели сетевой воды служат для подогрева паром из отборов турбин сетевой воды, используемой для отопления и горячего водоснабжения тепловых потребителей. Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии на ТЭС обеспечивает экономию топлива и, следовательно, более высокую экономичность по сравнению с отдельным производством электроэнергии на конденсационных электростанциях и теплоты в котельных. На государственных районных электрических станциях (ГРЭС) подогреватели сетевой воды питаются паром из нерегулируемых отборов турбин конденсационного типа, а на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) для этой цели используются регулируемые отборы теплофикационных турбин с давлением пара 0,05—0,25 МПа. Конденсат греющего пара возвращается в систему регенерации турбины, а нагреваемая сетевая вода циркулирует по замкнутому контуру: прямая сетевая вода — к потребителю, обратная — от потребителя к установке подогрева сетевой воды. Поскольку качество сетевой воды существенно хуже, чем качество конденсата греющего пара и нельзя допустить их смешения, подогреватели сетевой воды изготавливаются только поверхностными.

Установка подогрева сетевой воды ГРЭС обычно состоит из *основных* и *пиковых* подогревателей. Основной подогреватель снабжается паром давлением 0,05—0,15 МПа, пиковый — паром давлением 0,4—0,8 МПа. Основной подогреватель используется в течение всего отопительного периода, а пиковый — только в наиболее холодное время.

На современных ТЭС применяется преимущественно многоступенчатый подогрев сетевой воды, поскольку он обеспечивает максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, высокую тепловую экономичность электростанции и возможность лучше регулировать работу теплофикационной установки. Предвключенной ступенью подогрева сетевой воды служит встроенный пучок конденсатора (специально выделенная для этой цели часть поверхности теплообмена). Далее сетевая вода поступает в нижний, а затем в верхний подогреватели сетевой воды, питающиеся паром двух соседних теплофикационных отборов. Давление в нижнем отборе может поддерживаться постоянным в диапазоне 0,05—0,20 МПа, а в верхнем — в пределах 0,06—0,25 МПа в зависимости от температурного графика теплосети [3, 4].

На отопительных ТЭС и электростанциях, предназначенных для теплоснабжения городов, устанавливаются теплофикационные турбины с двумя теплофикационными отборами, один из которых (чаще верхний) является регулируемым.

Маслоохладители (обычно поверхностные аппараты трубчатого типа) предназначены для поддержания заданной температуры масла, циркулирующего в маслосистеме турбоустановки, без чего невозможна надежная эксплуатация ПТУ, а также приводимых ими устройств (генераторов или нагнетателей газа). В отличие от рассмотренных ранее аппаратов теплообмен в маслоохладителях происходит без фазовых превращений. В водяных маслоохладителях масло движется в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода — внутри трубок. Маслоохладители должны быть герметичными по масляной и водяной сторонам, так как попадание воды в масло недопустимо по условиям работы подшипников турбомашин, а утечка его во внешнюю среду через охлаждающую воду нежелательна по экологическим требованиям. Иногда в условиях дефицита охлаждающей воды маслоохладители выполняются с воздушным охлаждением.

1.2. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК

Принципиальная схема турбоустановки — это структурная схема расположения оборудования по тракту движения рабочего тела, характеризующая процессы преобразования и использования тепловой энергии, а также функциональную взаимосвязь основных элементов оборудования установок.

Наряду с основным элементом паротурбинной установки — *паровой турбиной* в нее входят также *конденсационная установка, аппараты системы регенеративного подогрева питательной воды* (подогреватели низкого и высокого давлений, деаэрагор, охладители эжекторов уплотнений и др.), *конденсатные и питательные насосы* с приводными двигателями. Кроме того, в состав ПТУ входят и некоторые специальные установки, предназначенные, например, для отпуска в том или ином виде теплоты потребителям, а также системы смазки, регулирования и защиты.

Однотипное оборудование на принципиальных схемах указывается только один раз независимо от числа параллельно включенных элементов (насосов, теплообменных аппаратов и др.). Трубопроводы также изображают одной линией независимо от числа параллельных потоков. Арматуру, входящую в состав трубопроводов или установленную на самих агрегатах, на принципиальных схемах обычно не указывают.

Тепловые схемы турбоустановок включают в себя структурную схему турбины, а также схемы конденсационного устройства, регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды и схему включения теплофикационной установки, если она имеется. На рис. 1.2—1.20 представлены тепловые схемы серийных паротурбинных установок мощностью 50—1000 МВт [5, 6].

Теплообменное оборудование, входящее в состав паротурбинной установки, приводится в табл. 1.1 [7].

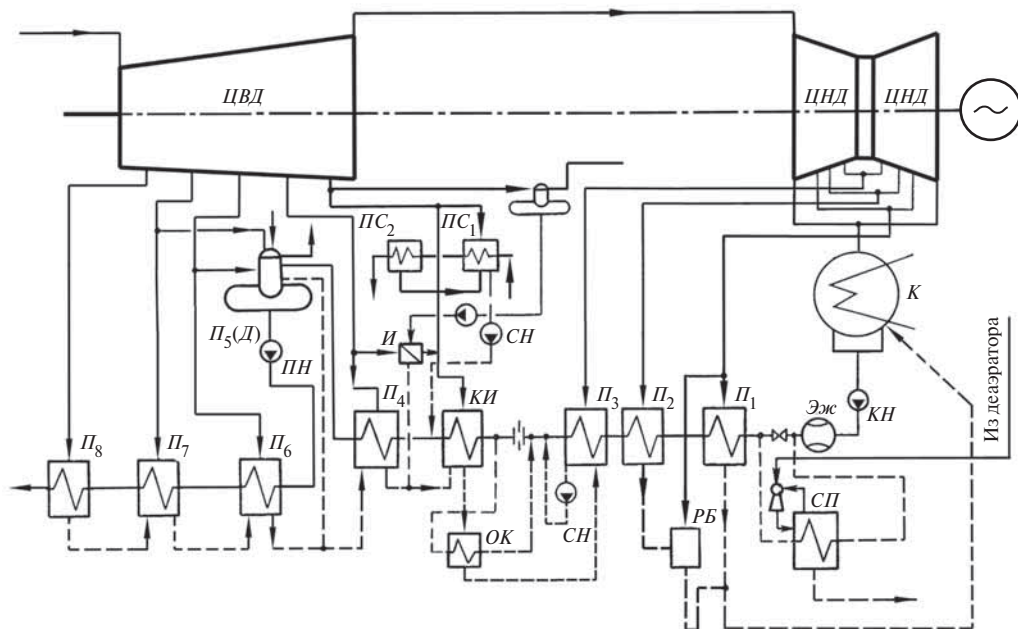


Рис. 1.2. Тепловая схема паротурбинной установки К-100-90-7 ЛМЗ:

ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; Д — деаэрагор; И — испаритель; К — конденсатор; КИ — конденсатор испарителя; КН — конденсатный насос; ОК — охладитель конденсата; П₁—П₈ — подогреватели системы регенерации; ПН — питательный насос; ПС (ПСВ) — подогреватель сетевой воды; РБ — расширительный бак; СН — сливной насос; СП — сальниковый подогреватель (охладитель эжектора уплотнений); Эж — эжекторы

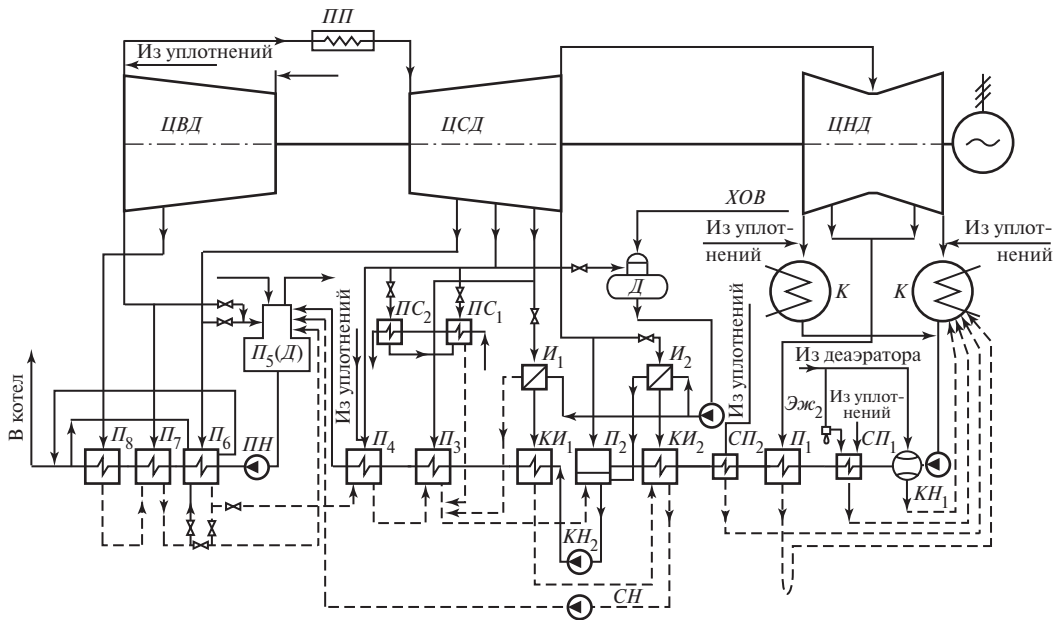


Рис. 1.3. Тепловая схема паротурбинной установки К-210-130-3(6) ЛМЗ:

ЦСД — цилиндр среднего давления; ПП — пароперегреватель; ХОВ — химически очищенная вода; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.2

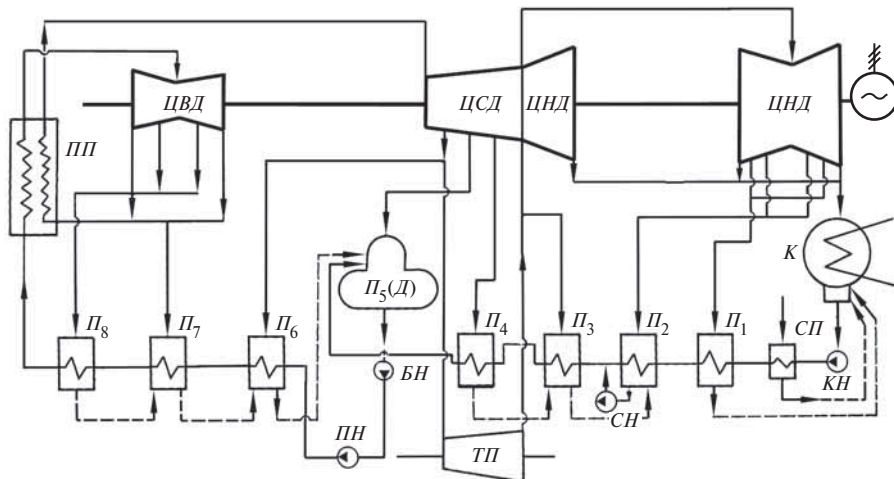


Рис. 1.4. Тепловая схема паротурбинной установки К-300-240-1 ЛМЗ:

БН — бустерный насос; ТП — турбопривод; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.3

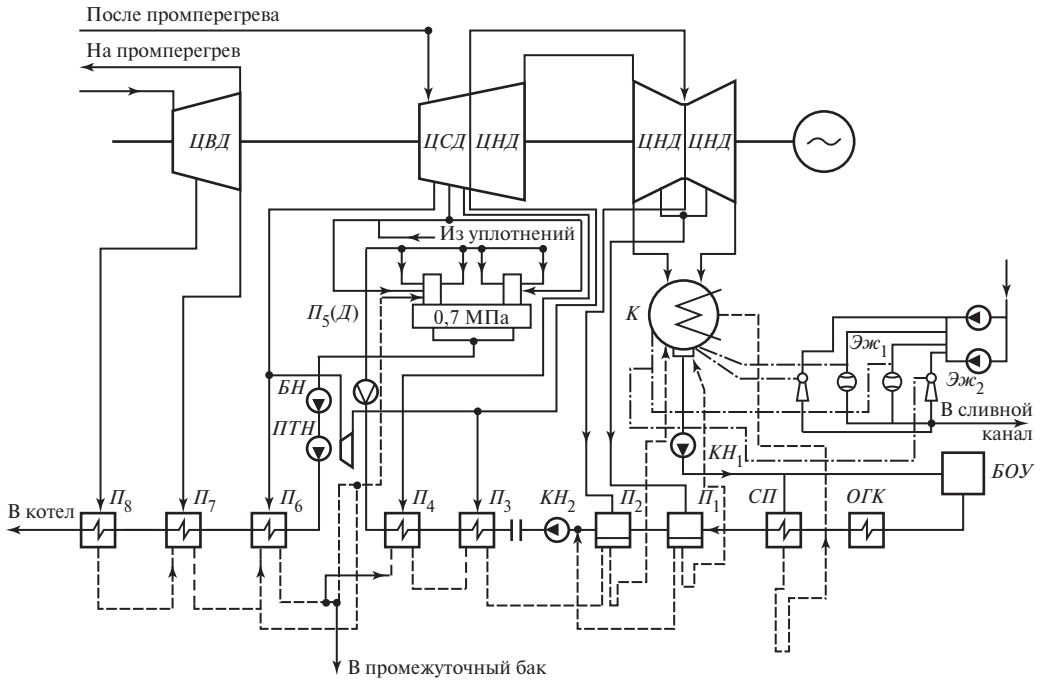


Рис. 1.5. Тепловая схема паротурбинной установки К-300-240-1 ЛМЗ с комбинированной системой регенерации: ОГК — охладитель горячего конденсата; ПТН — питательный турбонасос; БОУ — блочная обессоливающая установка; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.4

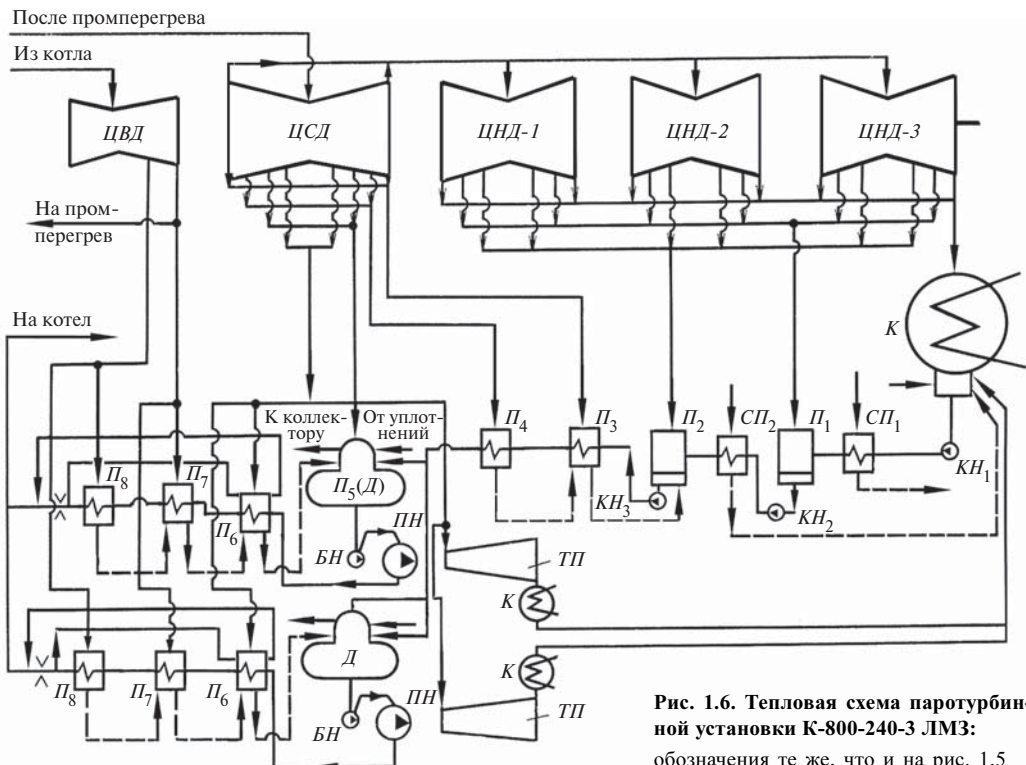


Рис. 1.6. Тепловая схема паротурбинной установки К-800-240-3 ЛМЗ: обозначения те же, что и на рис. 1.5

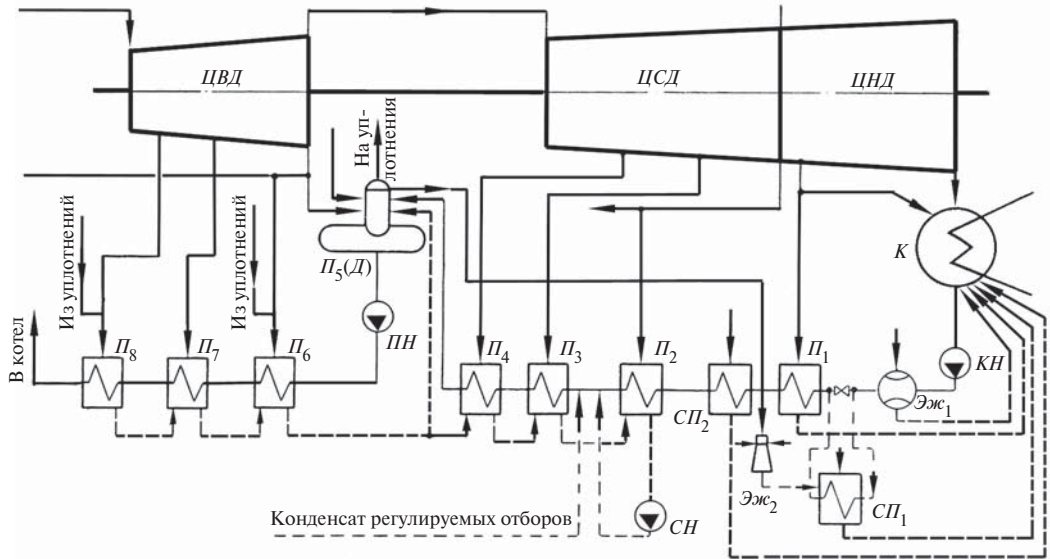


Рис. 1.7. Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ

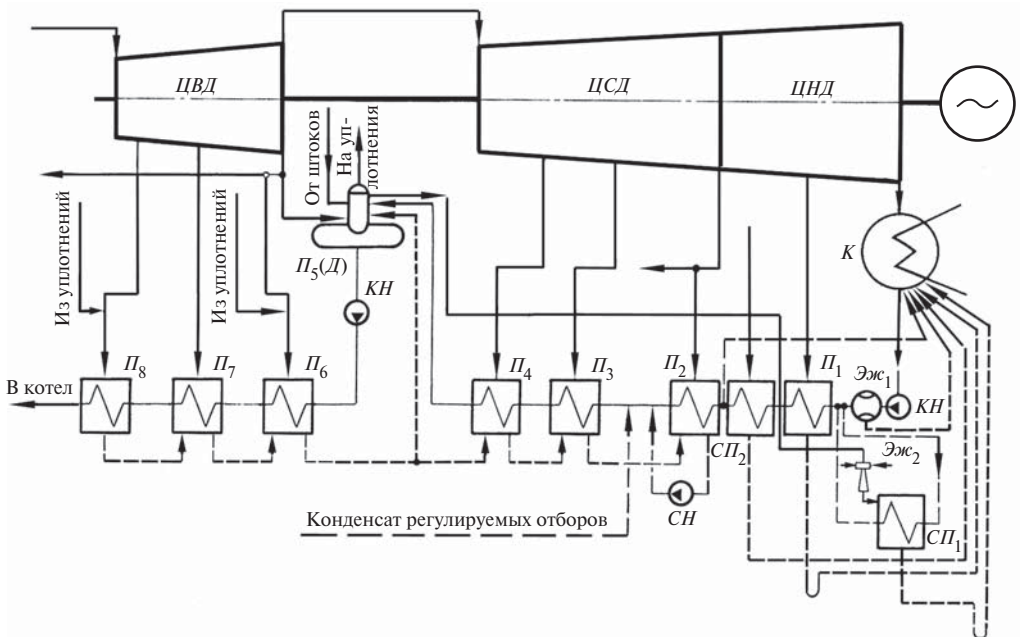


Рис. 1.8. Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-60/75-90/13 ЛМЗ

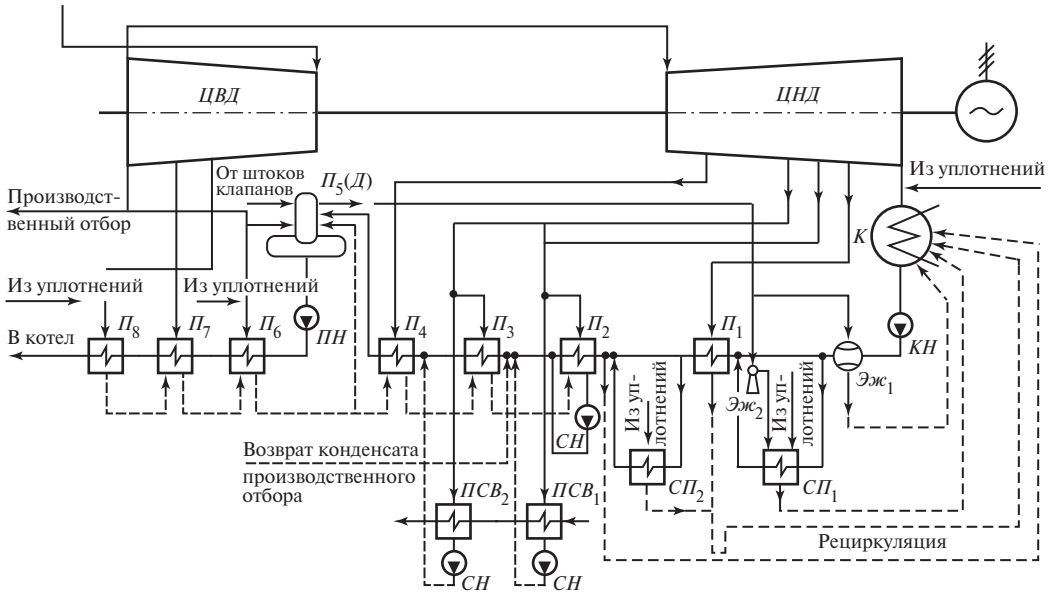


Рис. 1.9. Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ

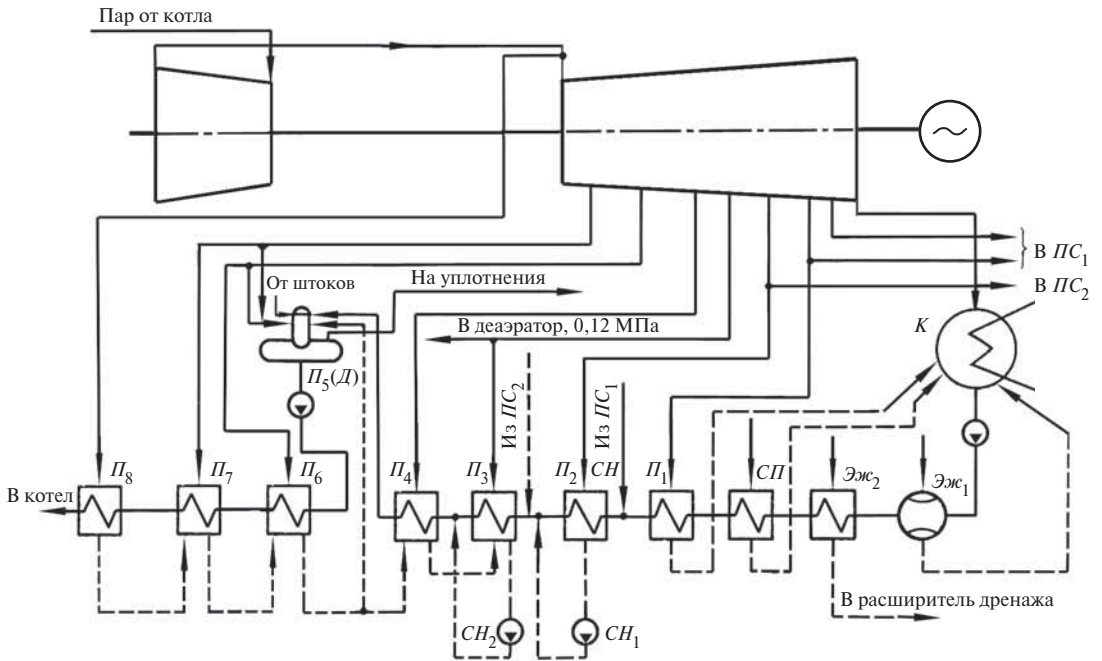


Рис. 1.10. Тепловая схема паротурбинной установки Т-50-130-6 и Т-50/60-130-6 УТЗ

Рис. 1.11. Тепловая схема паротурбинной установки Т-110/120-130-3 УТЗ:

ПЭН — питательный электронасос; остальные обозначения те же, что на рис. 1.3

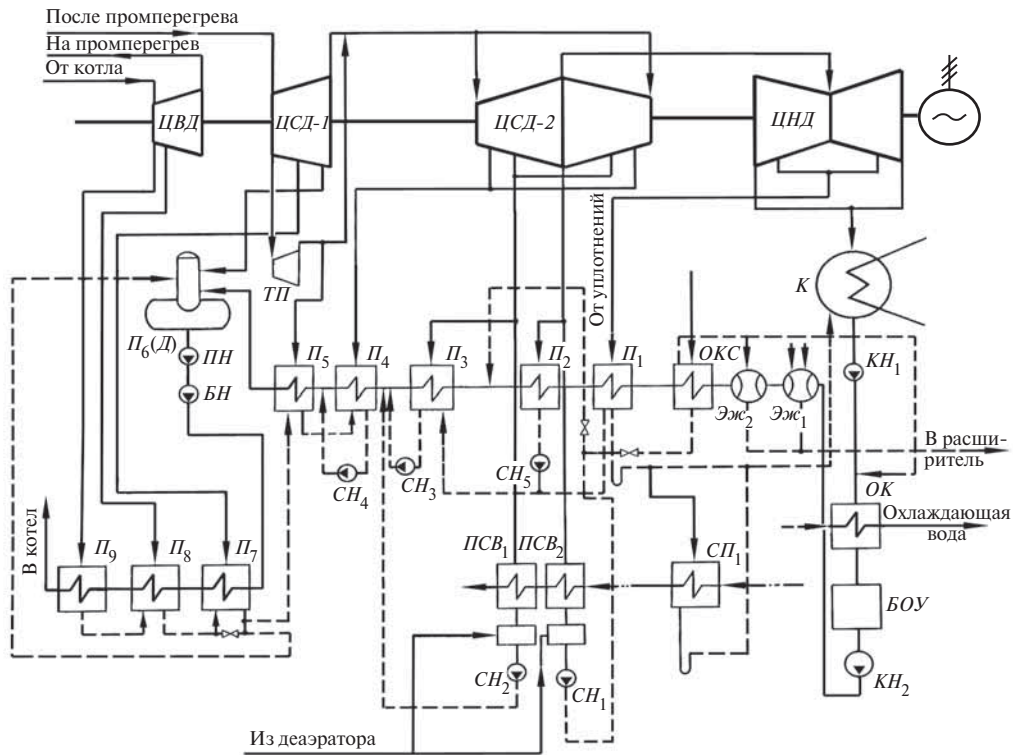
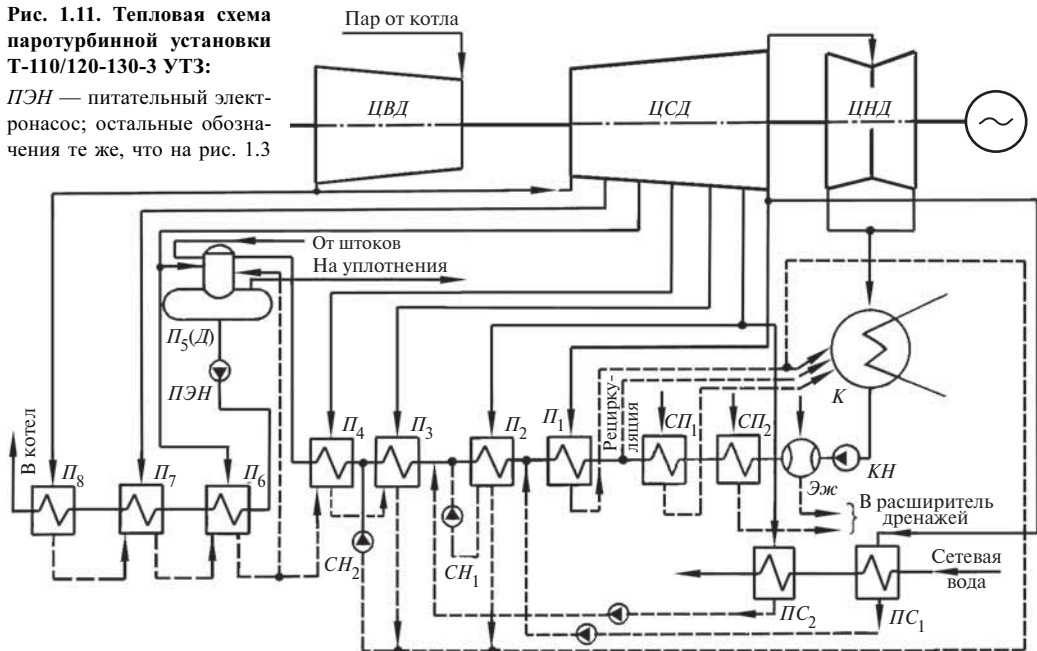


Рис. 1.12. Тепловая схема паротурбинной установки Т-250/300-240-2 УТЗ:

ОК — охладитель конденсата; ОКС — охладитель конденсата сетевых подогревателей; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.5

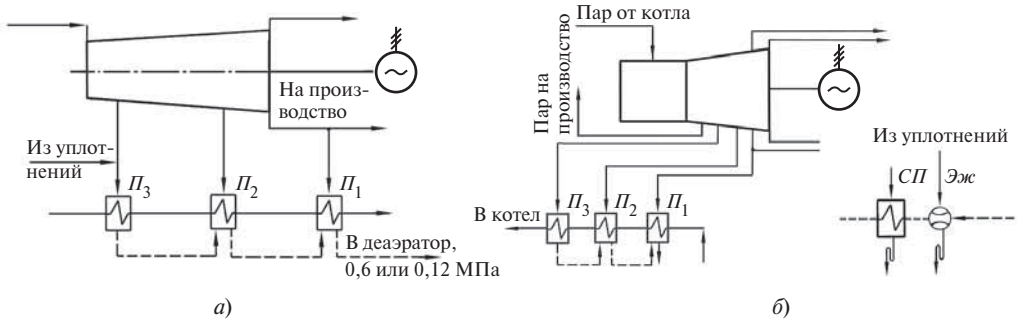


Рис. 1.13. Тепловые схемы паротурбинных установок P-50-130/13 ЛМЗ (а) и P-100-130/15 УТЗ (б)

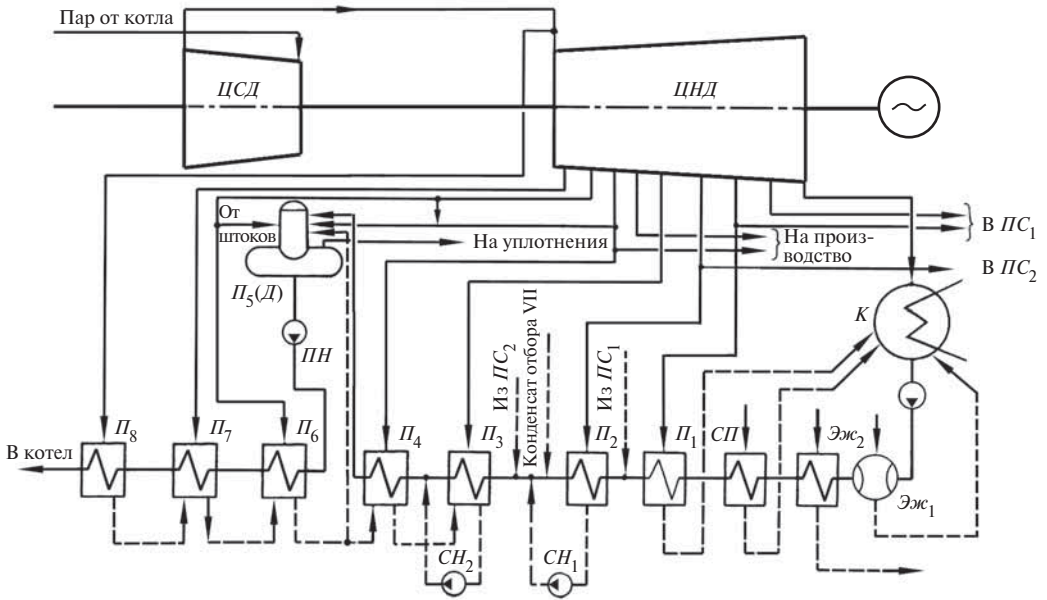


Рис. 1.14. Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-50/60-130/7 УТЗ

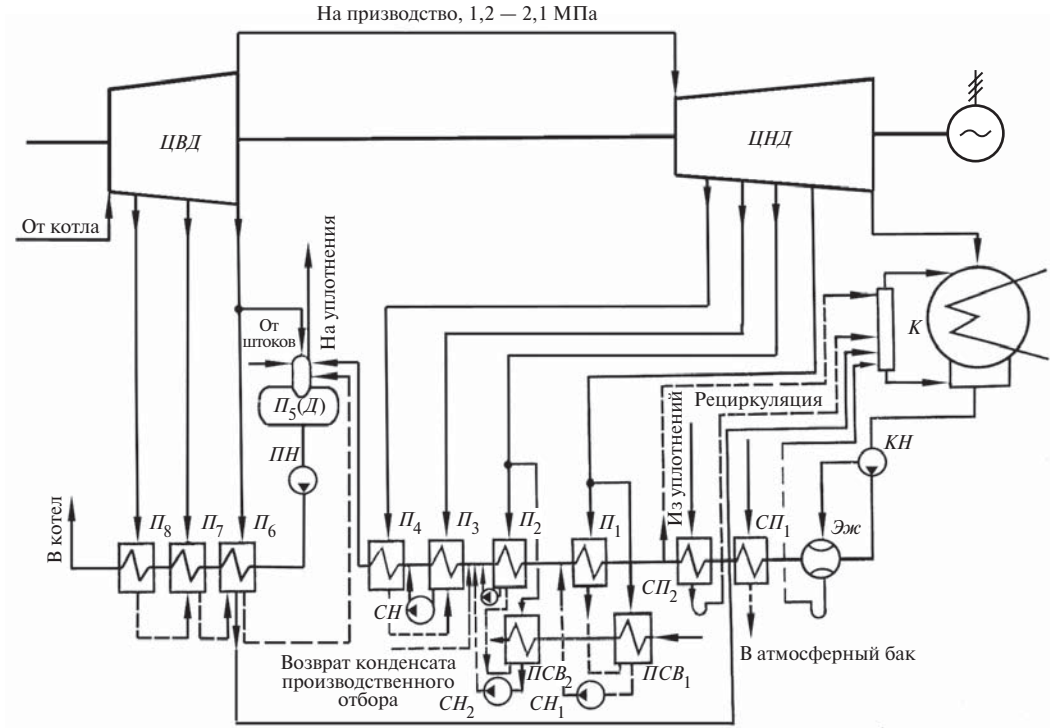


Рис. 1.15. Тепловая схема паротурбинной установки ПТ-135/165-130/15 УТЗ

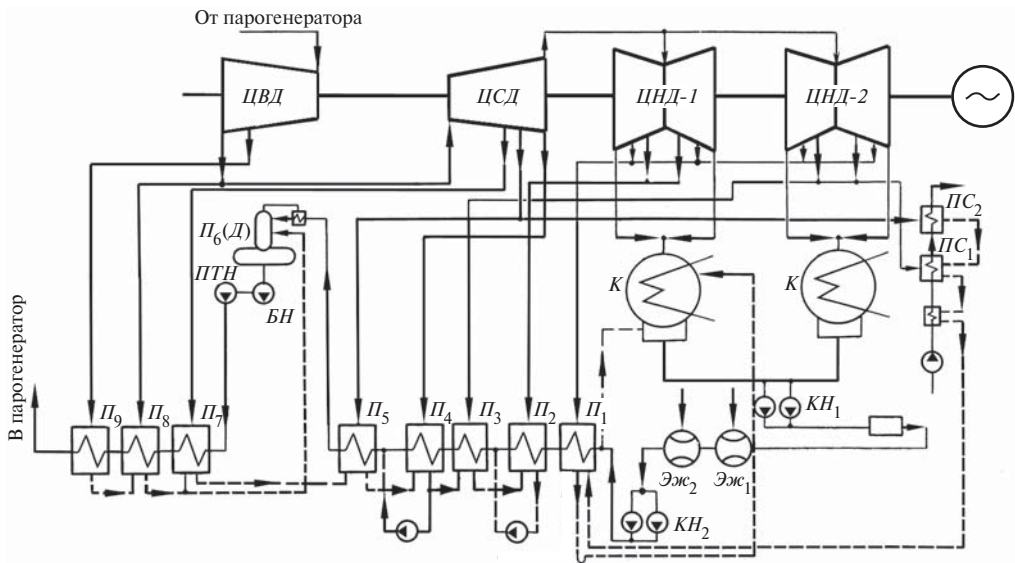


Рис. 1.16. Тепловая схема паротурбинной установки К-500-240-2 ХТЗ

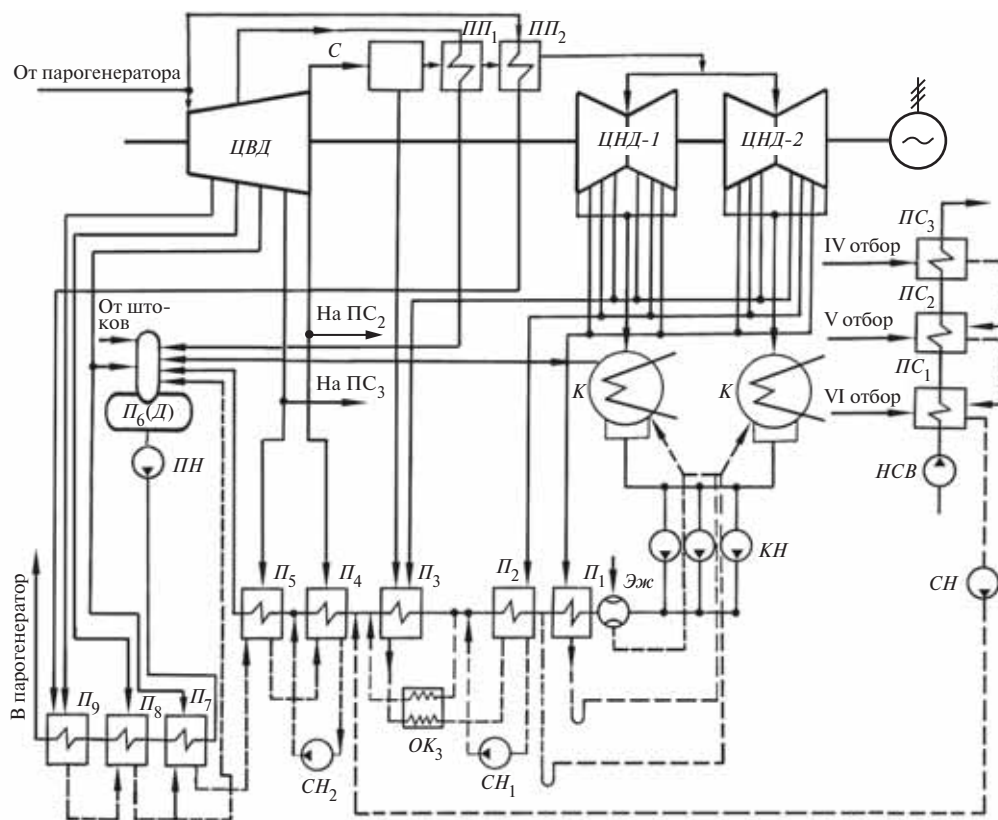


Рис. 1.17. Тепловая схема паротурбинной установки К-220/44 ХТЗ:

С — сепаратор; НСВ — насос сетевой воды

Типовое теплообменное оборудование ПТУ

Оборудование	К-100-90-7 ЛМЗ		К-210-130-3(6) ЛМЗ		К-300-240-1 ЛМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	100КЦС-4 (2 корпуса)	ЛМЗ	200КЦС-2 (2 корпуса)	ЛМЗ	300КЦС-3	ЛМЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭП-3-700-1 (2 шт.)	ЛМЗ	ЭП-3-700-1 (2 шт.)	ЛМЗ	ЭВ-4-1100 (2 шт.)	ЛМЗ
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер промежуточных камер	ПС-50-1 —	ЛМЗ —	ПС-50-1 ПН-100-16-4-III	ЛМЗ СЗЭМ	ПС-115 —	ЛМЗ —
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	Встроен в конденсатор	ЛМЗ	Встроен в конденсатор	ЛМЗ	ПН-400-26-2-IV*	СЗЭМ
ПНД-2	То же	ЛМЗ	ПН-350-16-7-III	СЗЭМ	ПН-400-26-2-III*	СЗЭМ
ПНД-3	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-350-16-7-II	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
ПНД-4	ПН-200-16-7-I	СЗЭМ	ПН-350-16-7-I	СЗЭМ	ПН-400-26-7-I	СЗЭМ
Деаэратор	ДП-500М	БКЗ	ДП-1000	БКЗ	ДП-1000	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-250-180-21-1	ТКЗ	ПВ-775-265-13	ТКЗ	ПВ-900-380-18-1	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-250-180-21-1	ТКЗ	ПВ-775-265-31	ТКЗ	ПВ-1200-380-43-1	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-250-180-33-1	ТКЗ	ПВ-775-265-45	ТКЗ	ПВ-900-380-66-1	ТКЗ
Испаритель	И-350-2-0	ТКЗ	И-350-1-0 (2 шт.)	ТКЗ	И-250-1-0	ТКЗ
Конденсатор испарителя	ПНД-4	СЗЭМ	ПН-250-16-7-II (2 шт., ПНД-2 и ПНД-3)	СЗЭМ	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
основной (нижний)	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ
пиковый (верхний)	То же	СЗЭМ	То же	СЗЭМ	То же	СЗЭМ
Маслоохладители	МБ-63-90 (2 шт.)	«Красный гидропресс»	МБ-63-90 (2 шт.)	«Красный гидропресс»	М-240-М (3 шт.)	ЛМЗ

Оборудование	К-800-240-3 ЛМЗ		К-1200-240-3 ЛМЗ		Т-180/210-130-2 ЛМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	800КЦС-2 (3 шт.)	ЛМЗ	1200КЦС-1 (4 корпуса)	ЛМЗ	180КЦС-1	ЛМЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭВ-4-1100 (3 шт.)	ЛМЗ	ЭВ-4-1100 (3 шт.)	ЛМЗ	ЭП-3-700 (2 шт.)	ЛМЗ
Охладитель эжектора уплотнений:						
концевых камер	ПС-220	ЛМЗ	ПС-340 (ЭВ-1-230, 2 шт.)	ЛМЗ	ПС-50-1 ПН-100-16-4-III	ЛМЗ СЗЭМ
промежуточных камер	ПС-300-33-0,25	ТКЗ	ПС-300-33-0,25	ТКЗ	ПСВ-90-7-15	СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	ПН-1600-32-7-IV	ТКЗ	ПН-2300-25-7-V	ТКЗ	ПН-350-16-7-III	СЗЭМ
ПНД-2	ПН-1500-32-7-III	ТКЗ	ПН-2300-25-7-IV	ТКЗ	ПН-350-16-7-III	СЗЭМ
ПНД-3	ПН-2200-32-7-II	ТКЗ	ПН-2300-25-7-III	ТКЗ	ПН-350-16-7-III	СЗЭМ
ПНД-4	ПН-2400-32-7-I	ТКЗ	ПН-2300-25-7-II	ТКЗ	ПН-350-16-7-I	СЗЭМ
ПНД-5	—	—	ПН-2300-25-7-I	ТКЗ	—	—
Деаэратор	ДП-1600М-1 (2 шт.)	БКЗ	ДП-2000-1 (2 шт.)	БКЗ	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-1600-380-17 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-2500-380-17 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-775-265-13	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-2100-380-40 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-2500-380-37 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-775-265-31	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-1600-380-66 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-2500-380-61 (2 шт.)	ТКЗ	ПВ-775-265-45	ТКЗ
Испаритель	—	—	—	—	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	—	—	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
основной (нижний)	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	ПСГ-5000-3,5-8-I	ЛМЗ
пиковый (верхний)	То же	СЗЭМ	То же	СЗЭМ	ПСГ-5000-3,5-8-I	ЛМЗ
Маслоохладители	М-540 (3 шт.)	ЛМЗ	М-540 (3 шт.)	ЛМЗ	МБ-63-90 (3 шт.)	«Красный гидропресс»

Оборудование	ПТ-60/75-90/13; ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ		ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ		Р-50-130/13 ЛМЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	50КЦС-4	ЛМЗ	80КЦС	ЛМЗ	—	—
Основной эжектор (с охладителями)	ЭП-3-700 (2 шт.)	ЛМЗ	ЭП-3-700-1 (2 шт.)	ЛМЗ	—	—
Охладитель эжектора уплотнений:						
концевых камер	ПС-50-1	ЛМЗ	ПС-50-1	ЛМЗ	ПС-50-1	ЛМЗ
промежуточных камер	ПСВ-90-7-15	СЗЭМ	ПН-130-16-9-III	СЗЭМ	—	—
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	Встроен в конденсатор	ЛМЗ	Встроен в конденсатор	ЛМЗ	—	—
ПНД-2	ПН-100-16-4-I	СЗЭМ	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	—	—
ПНД-3	ПН-130-16-9-I	СЗЭМ	ПН-200-16-7-I	СЗЭМ	—	—
ПНД-4	ПН-130-16-9-I	СЗЭМ	ПН-200-16-7-I	СЗЭМ	—	—
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	ДП-500М-2	БКЗ	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-350-230-21-I	ТКЗ	ПВ-425-230-25-I	ТКЗ	ПВ-425-230-25-I	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-350-230-36-I	ТКЗ	ПВ-425-230-37-I	ТКЗ	ПВ-425-230-37-I	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-350-230-50-I	ТКЗ	ПВ-475-230-50-I	ТКЗ	ПВ-475-230-50	ТКЗ
Испаритель	—	—	—	—	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	—	—	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
основной (нижний)	Выбирается проектантом электростанции	СЗЭМ	ПСГ-1300-3-8-I	ЛМЗ	—	—
пиковый (верхний)	То же	СЗЭМ	ПСГ-1300-3-8-I	ЛМЗ	—	—
Маслоохладители	МБ-63-90 (2 шт.)	«Красный гидропресс»	МБ-63-90 (2 шт.)	«Красный гидропресс»	МБ-63-90	«Красный гидропресс»

Оборудование	ПТ-30/35-90/10 УТЗ		Т-50/60-130-6; Т-60-65-130 УТЗ		Т-110/120-130 УТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-1700-1	УТЗ	К-3100-1	УТЗ	КГ2-6200-2	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-135	УТЗ	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ
Охладитель эжектора уплотнений:						
концевых камер	ЭПУ-0,9-900	УТЗ	ЭПУ-0,9-900	УТЗ	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ
промежуточных камер	—	—	ПН-90-16-4-III	СЗЭМ	ПН-100-16-4-IIIсв	СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	ПН-90-16-4-IIIсв	СЗЭМ	ПН-130-16-9-III	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IIIсв	СЗЭМ
ПНД-2	ПН-90-16-4-IIIсв	СЗЭМ	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ
ПНД-3	ПН-130-16-10-IIIсв	СЗЭМ	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ
ПНД-4	—	—	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ
Деаэратор	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-375-23-3,5-1	ТКЗ	ПВ-350-230-21-1	ТКЗ	ПВ-425-230-13-1	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-375-23-5,0-1	ТКЗ	ПВ-350-230-36-1	ТКЗ	ПВ-425-230-23-1	ТКЗ
ПВД-3	—	—	ПВ-350-230-50-1	ТКЗ	ПВ-425-230-35-1	ТКЗ
Испаритель	—	—	(И-120-1)	(ТКЗ)	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	(ПН-130-16-9-III)	(СЗЭМ)	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
нижнего теплофикационного отбора	ПСВ-500-3-23	СЗЭМ	ПСГ-1300-3-8-II	УТЗ	ПСГ-2300-2-8-1	УТЗ
верхнего теплофикационного отбора	—	—	ПСГ-1300-3-8-1	УТЗ	ПСГ-2300-3-8-II	УТЗ
Маслоохладители	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	УТЗ

Оборудование	Тп-100/110-90 УТЗ		Т-185/220-130 УТЗ		Т-250/300-240-2 УТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-3100-VII	УТЗ	КГ2-12000-1	УТЗ	К2-14000-1	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ	ЭПО-3-135-1 (3 шт.)	УТЗ	ЭП-3-135 (3 шт.) (ЭПО-3-200)	УТЗ
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер промежуточных камер	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ	ЭУ-120	УТЗ
	ПН-100-16-4-IIIсв	СЗЭМ	ПС-250-30-0,5	УТЗ	ПС-250-30-0,5; ПС-250-8-0,5	УТЗ
Подогреватели низкого давления: ПНД-1 ПНД-2 ПНД-3 ПНД-4 ПНД-5	ПН-250-16-7-IIIсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ	ПН-400-26-2-III	СЗЭМ
	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-8-V	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
	—	—	—	—	ПН-400-26-7-I	СЗЭМ
	—	—	—	—	—	—
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ	ДП-1000/100	БКЗ
Подогреватели высокого давления: ПВД-1 ПВД-2 ПВД-3	ПВ-425-230-13-I	ТКЗ	ПВ-760-230-14	ТКЗ	ПВ-900-380-18-I	ТКЗ
	ПВ-425-230-23-I	ТКЗ	ПВ-800-230-21	ТКЗ	ПВ-1200-380-43-I	ТКЗ
	ПВ-425-230-35-I	ТКЗ	ПВ-800-230-32	ТКЗ	ПВ-900-380-66-I	ТКЗ
Испаритель	—	—	—	—	—	
Конденсатор испарителя	—	—	—	—	—	
Подогреватели сетевой воды: нижнего теплофикационного отбора верхнего теплофикационного отбора	ПСГ-2200-2-16-I	УТЗ	ПСГ-5000-2,5-8-I (ПСГ-4900-3,1-11,4-II)	УТЗ	ПСГ-5000-3,5-8-I	УТЗ
	ПСГ-2200-3-16-I	УТЗ	ПСГ-5000-3,5-8-I (ПСГ-4900-3,3-11,4-IV)	УТЗ	ПСГ-5000-3,5-8-I	УТЗ
Маслоохладители	Встроены в маслобак	УТЗ	М-240М (3 шт.)	УТЗ	М-240М (3 шт.)	УТЗ

Оборудование	Р-100-130/15 УТЗ		ПТ-50/60-130/7 УТЗ		ПТ-90/125-130/10-1 УТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	—	—	К2-3000-1	УТЗ	К2-3000-III	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	—	—	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ
Охладитель эжектора уплотнений:						
концевых камер	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ	ЭПУ-0,9-900	УТЗ	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ
промежуточных камер	ПС-100-3	УТЗ	ПН-90-16-4 (ПНД-1)	СЗЭМ	ПН-100-16-4-III	СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	—	—	ПН-130-16-9-III	СЗЭМ	ПН-250-16-7-III _{св}	СЗЭМ
ПНД-2	—	—	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IV _{св}	СЗЭМ
ПНД-3	—	—	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IV _{св}	СЗЭМ
ПНД-4	—	—	ПН-130-16-10-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-IV _{св}	СЗЭМ
Деаэратор	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ	ДП-225-7	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-425-230-25-1 (ПВ-760-230-14)	ТКЗ	ПВ-350-230-21-1	ТКЗ	ПВ-425-230-13-1	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-425-230-37-1 (ПВ-800-230-21)	ТКЗ	ПВ-350-230-36-1	ТКЗ	ПВ-425-230-23-1	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-475-230-50 (ПВ-800-230-32)	ТКЗ	ПВ-350-230-50-1	ТКЗ	ПВ-425-230-35-1	ТКЗ
Испаритель	—	—	—	—	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	—	—	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
нижнего теплофикационного отбора	—	—	ПСГ-800-3-8-1	УТЗ	ПСГ-1300-3-8-II	УТЗ
верхнего теплофикационного отбора	—	—	ПСГ-800-3-8-1	УТЗ	ПСГ-1300-3-8-II	УТЗ
Маслоохладители	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	УТЗ

Продолжение табл. 1.1

Оборудование	ПТ-90/125-130/10-2 УТЗ		ПТ-140/165-130/15 УТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-6000-I	УТЗ	К2-6000-1	УТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭПО-3-200 (2 шт.)	УТЗ	ЭП-3-200 (2 шт.)	УТЗ
Охладитель эжектора уплотнений:				
концевых камер	ЭПУ-0,9-1900	УТЗ	ЭУ-120-1	УТЗ
промежуточных камер	ПН-250-16-7-II	СЗЭМ	ПН-250-16-7-II (ПНД-1)	СЗЭМ
Подогреватели низкого давления:				
ПНД-1	ПН-250-16-7-IIIсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
ПНД-2	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ
ПНД-3	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-8-V	СЗЭМ
ПНД-4	ПН-250-16-7-IVсв	СЗЭМ	ПН-400-26-8-V	СЗЭМ
Деаэратор	ДП-225-7	БКЗ	ДП-500М-2	БКЗ
Подогреватели высокого давления:				
ПВД-1	ПВ-425-230-13-I	ТКЗ	ПВ-760-230-14	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-425-230-23-I	ТКЗ	ПВ-800-230-421	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-425-230-35-I	ТКЗ	ПВ-800-230-32	ТКЗ
Испаритель	—	—	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	—	—
Подогреватели сетевой воды:				
нижнего теплофикационного отбора	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ
верхнего теплофикационного отбора	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ	ПСГ-1300-3-8-II (ПСГ-1250-3-11,4-IA)	УТЗ
Маслоохладители	Встроены в маслобак	УТЗ	Встроены в маслобак	УТЗ

Оборудование	К-220-44 ХТЗ		К-300-240-2 ХТЗ		К-500-240-2 ХТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-10120 (К-8170, 2 корпуса)	ХТЗ	К-15240	ХТЗ	К-11520	ХТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭП-3-25/75 (3 шт.)	ХТЗ	ЭП-3-25/75 (2 шт.)	ХТЗ	ЭП-3-50/150 (2 шт.)	ХТЗ
Охладитель эжектора уплотнений: концевых камер	ЭУ-12	ХТЗ	ЭУ-8М	ХТЗ	ЭУ-16	ХТЗ
промежуточных камер	—	—	—	—	—	—
Подогреватели низкого давления:						
ПНД-1	ПН-800-29-7-IA	СЗЭМ	ПН-400-26-2-IV	СЗЭМ	ПН-700-29-7-III	ТКЗ
ПНД-2	ПН-800-29-7-IIA	СЗЭМ	ПН-400-25-7-II	СЗЭМ	ПН-1000-29-7-II	ТКЗ
ПНД-3	ПН-800-29-7-IIIA	СЗЭМ	ПН-400-25-7-II	СЗЭМ	ПН-700-29-7-I	ТКЗ
ПНД-4	ПН-800-29-7-IVA	СЗЭМ	ПН-400-26-8-V	СЗЭМ	ПН-1000-29-7-III	ТКЗ
ПНД-5	ПН-800-29-7-VA	СЗЭМ	ПН-400-26-7-I	СЗЭМ	ПН-900-29-7-I	ТКЗ
Деаэраатор	ДП-1000	БКЗ	ДП-1000	БКЗ	ДП-2000-1	БКЗ
Подогреватели высокого давления:						
ПВД-1	ПВ-1600-92-15-I	ТКЗ	ПВ-900-380-18-I	ТКЗ	ПВ-2100-380-17	ТКЗ
ПВД-2	ПВ-1600-92-20-I	ТКЗ	ПВ-1200-380-43-I	ТКЗ	ПВ-1900-380-44	ТКЗ
ПВД-3	ПВ-1600-92-30-I	ТКЗ	ПВ-900-380-66-I	ТКЗ	ПВ-2100-380-61	ТКЗ
Испаритель	—	—	И-250-1-0	ТКЗ	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	ПН-400-26-7-II	СЗЭМ	—	—
Подогреватели сетевой воды:						
основной (нижний)	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ
пиковый (верхний)	То же	СЗЭМ	То же	СЗЭМ	То же	СЗЭМ
Маслоохладители	МБ-90-135 (4 шт.)	ХТЗ	МБ-50-75 (5 шт.)	«Красный гидропресс»	МБ-190-250 (4 шт.)	ХТЗ

Оборудование	К-500-65/3000-2 ХТЗ		К-1000-60/1500 ХТЗ	
	Типоразмер	Завод-изготовитель	Типоразмер	Завод-изготовитель
Конденсатор	К-10120 (4 корпуса)	ХТЗ	К-45600 (3 корпуса)	ХТЗ
Основной эжектор (с охладителями)	ЭП-3-55/150 (3 шт.)	ХТЗ	ЭПО-3-150 (3 шт.)	ХТЗ
Охладитель эжектора уплотнений:				
концевых камер	ЭУ-15-2	ХТЗ	ЭУ-15М	ХТЗ
промежуточных камер	—	—	—	—
Подогреватели низкого давления:				
ПНД-1	ПН-950-42-8А (2 шт.)	ТКЗ	ПН-1200-25-6-1А (3 шт.)	ТКЗ
ПНД-2	ПН-1800-42-8-1А	ТКЗ	ПН-1200-25-6-1А (3 шт.)	ТКЗ
ПНД-3	ПН-1800-42-8-1А	ТКЗ	ПН-3000-25-16-1А	ТКЗ
ПНД-4	ПН-1800-42-8-1А	ТКЗ	ПН-3000-25-16-1А	ТКЗ
ПНД-5	ПН-1800-42-8-1А	ТКЗ	—	—
Деаэратор	ДП-800 (2 шт.)	БКЗ	Выбирается проектантом электростанции	БКЗ
Подогреватели высокого давления:				
ПВД-1	—	—	ПВ-2500-97-10А (2 шт.)	ТКЗ
ПВД-2	—	—	ПВ-2500-97-18А (2 шт.)	ТКЗ
ПВД-3	—	—	ПВ-2500-97-28А (2 шт.)	ТКЗ
Испаритель	И-250-2-1-П (2 шт.)	ТКЗ	—	—
Конденсатор испарителя	—	—	—	—
Подогреватели сетевой воды:				
основной (нижний)	Выбираются проектантом электростанции	СЗЭМ	ПСВ-500-3-23	СЗЭМ
пиковый (верхний)	То же	СЗЭМ	ПСВ-500-14-23	СЗЭМ
Маслоохладители	МБ-90-135 (6 шт.)	ХТЗ	МБ-380-500 (3 шт.)	ХТЗ

* Для турбоустановок с комбинированной системой регенерации типоразмеры первых двух ПНД (смешивающих) ПНС-800-0,2-1 и ПНС-800-0,2-2.

Примечание. В скобках указаны возможные варианты комплектации тепловой схемы.

1.3. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И ИХ СВОЙСТВА

Теплоносители, используемые в теплообменных аппаратах ПТУ, *по агрегатному состоянию* подразделяются на жидкие (циркуляционная, сетевая и питательная вода, конденсат, масло) и газообразные (водяной пар, воздух, паровоздушная смесь и др.). Они должны удовлетворять следующим требованиям:

обеспечивать высокий уровень интенсивности теплообмена в аппарате при возможно меньших затратах на перекачку;

обладать стабильностью состава и малой химической активностью для уменьшения опасности коррозионного воздействия на конструкционные материалы, из которых изготавливаются аппараты;

иметь термодинамические характеристики, обеспечивающие высокий КПД цикла;

быть доступными и удобными в условиях кондиционирования, транспортировки и хранения.

Наиболее важные при проектировании и расчете теплообменников свойства теплоносителей — плотность, удельная теплоемкость, теплопроводность, вязкость. Все эти характеристики зависят от температуры, а у пара, кроме того, и от давления. Для эффективной теплопередачи теплоносители должны обладать большими плотностью, теплоемкостью и теплопроводностью. Наилучшее сочетание этих свойств имеет место у жидких металлов, а из числа «обычных» теплоносителей — у воды.

Вода является наиболее распространенным теплоносителем и в достаточной мере удовлетворяет указанным требованиям. К ее достоинствам следует отнести высокие значения плотности и теплоемкости, малую химическую активность и низкую стоимость, а также экологическую безопасность. Основные ее недостатки: высокое давление пара при сравнительно небольшой температуре, что вызывает дополнительные трудности при создании паросиловых установок высокой экономичности, и присутствие в воде растворенных солей, что требует дополнительных затрат на их удаление. Приходится также считаться с коррозионной активностью воды по отношению к конструкционным материалам. Данные по теплофизическим свойствам воды и водяного пара содержатся в [8, 9]. Необходимые для проведения расчетов теплообменных аппаратов зависимости для определе-

ния теплофизических свойств водяного пара и воды приводятся в табл. 1.2—1.5 [1].

Таблица 1.2

Теплофизические характеристики воды
на линии насыщения

Параметр	Расчетная зависимость	Расчетная температура
Энтальпия h_v , кДж/кг	$4,186t_n + 10\,060/(375 - t_n) - 42,74$	$t_n = 50 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$
Удельный объем v_v , м ³ /кг	$1/[1005 - 0,0025(t_n + 37)]^2$ $1/(530 + 27,4\sqrt{345 - t_n})$	$t_n = 5 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 40 \dots 330 \text{ }^\circ\text{C}$
Динамическая вязкость μ_v , Па · с	$(28\,000/t_n) \cdot 10^{-6}$ $[58\,860/(t_n + 30) - 186,4] \cdot 10^{-6}$	$t_n = 50 \dots 370 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 0 \dots 70 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплопроводность λ_v , Вт/(м · К)	$[68,73 - 0,0006(t_n - 140)^2] \cdot 10^{-2}$	$t_n = 15 \dots 355 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплоемкость c_{pv} , кДж/(кг · К)	$4,19 + 1,05 \cdot 10^{-10} \times (t_n + 35)^2$	$t_n = 20 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$
Число Прандтля Pr_v	$175/t_n$ $200/(t_n + 5,5) - 0,15$ $0,83 + 0,00004 \times (t_n - 240)^2$	$t_n = 80 \dots 180 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 27 \dots 175 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 130 \dots 330 \text{ }^\circ\text{C}$

Таблица 1.3

Теплофизические характеристики пара
на линии насыщения

Параметр	Расчетная зависимость	Расчетная температура
Энтальпия h_n , кДж/кг	$2807 - 0,0105(t_n - 230)^2$	$t_n = 180 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$
Удельный объем v_n , м ³ /кг	$1/[8/(98 - t_n) - 0,086]$ $1/[150/(191 - t_n) - 1,04]$ $1/[3000/(340 - t_n) - 13,5]$ $1/[9000/(410 - t_n) - 36]$	$t_n = 20 \dots 70 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 70 \dots 153 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 153 \dots 270 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_n = 270 \dots 370 \text{ }^\circ\text{C}$
Динамическая вязкость μ_n , Па · с	$(29,23 - 1,079 \times \sqrt{355 - t_n}) \cdot 10^{-6}$	$t_n = 80 \dots 350 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплопроводность λ_n , Вт/(м · К)	$[698/(400 - t_n) - 0,233] \cdot 10^{-2}$	$t_n = 100 \dots 345 \text{ }^\circ\text{C}$
Число Прандтля Pr_n	$0,64 + 110/(403 - t_n)$	$t_n = 100 \dots 340 \text{ }^\circ\text{C}$

Таблица 1.4

Теплофизические характеристики воды

Параметр	Расчетная зависимость	Расчетные параметры
Энтальпия h_B , кДж/кг	$4,186t_B - \frac{183,72p_B}{390 - t_B} + \frac{10\,056}{375 - t_B} + 1,407p_B - 42,74$ $4,23t_B$	$t_B = 130 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < 40 \text{ МПа}$ $t_B = 10 \dots 200 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < 3,5 \text{ МПа}$
Плотность ρ_B , кг/м ³	$1005 - 0,0025(t_B + 37)^2 + 0,03p_B \left(1 + \frac{37t_B}{10^5}\right)$	$t_B = 5 \dots 300 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < 40 \text{ МПа}$
Динамическая вязкость μ_B , Па·с	$(27\,958/t_B + 0,055p_B) \cdot 10^{-6}$	$t_B = 15 \dots 355 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < p_H$
Теплопроводность λ_B , Вт/(м·К)	$0,687 - 5,185 \cdot 10^{-6}(t_B - 140)^2 + 5,93 \cdot 10^{-4}p_B [1 + 5 \cdot 10^{-5}(t_B - 115)^2]$	$p_B < 40 \text{ МПа}$ $v_B < 0,002 \text{ м}^3/\text{кг}$
Теплоемкость c_{pB} , кДж/(кг·К)	$\left[0,10475(t_B + 35)^4 + 154p_B t_B^2 \left(1 - \frac{t_B}{t_H}\right)^{0,25}\right] \cdot 10^{-9} + 4,19$	$t_B = 90 \dots 270 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < 14,7 \text{ МПа}$
Число Прандтля Pr_B	$\frac{175}{t_H} - 0,3p_B \cdot 10^{-7}(t_B - 180)^2$	$t_B = 27 \dots 330 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_B < 40 \text{ МПа}$

Примечание. t_B — температура воды; p_B — давление пара.

Таблица 1.5

Теплофизические характеристики перегретого водяного пара

Параметр	Расчетная зависимость	Расчетные параметры
Энтальпия h_n , кДж/кг	$1809,6 + 1,4T_n + 3,79 \cdot 10^{-4}T_n^2 + 46,2 \ln T_n - \frac{3503,1p_n}{(T_n/100)^{2,82}} - \frac{65,46 \cdot 10^6 p_n}{(T_n/100)^{14}}$	$t_n < 700 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_n < 60 \text{ МПа}$
Удельный объем v_n , м ³ /кг	$\frac{0,004706T_n}{p_n} - \frac{0,9172}{(T_n/100)^{2,82}} - \frac{1,31 \cdot 10^4 p_n^2}{(T_n/100)^{14}}$	$t_n < 700 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_n < 60 \text{ МПа}$
Динамическая вязкость μ_n , Па·с	$9,81 \cdot 10^{-9}T_n^{1,2} + 4,228 \cdot 10^{-9}/v_n^{1,48}$	$t_n < 500 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_n < 40 \text{ МПа}$
Теплопроводность λ_n , Вт/(м·К)	$4,443 \cdot 10^{-6}T_n^{1,45} + 1,547 \cdot 10^{-4}/v_n^{1,48}$	$p_n < 40 \text{ МПа}$ $v_n < 0,005 \text{ м}^3/\text{кг}$
Теплоемкость c_{pn} , кДж/(кг·К)	$1,48 + 7,58 \cdot 10^{-4}T_n + 4,6195 \frac{T_n + 5}{T_n - 5} + 98,71 \cdot 10^{-4} \frac{p_n}{(T_n/100)^{3,82}} + \frac{8,99 \cdot 10^{-7}}{(T_n/100)^{15}}$	$t_n < 700 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_n < 60 \text{ МПа}$
Число Прандтля Pr_n	$0,079 + \frac{4,9}{t_n - 323 + 10\,000/(p_n + 23)}$	$t_n = 50 \dots 600 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_n = 0,015 \dots 8 \text{ МПа}$

Примечание. t_n — температура пара, °С; T_n — то же, К; p_n — давление пара, МПа.

Турбинное масло — продукт переработки нефти. После отгонки из нефти легкокипящих бензиновых, керосиновых и газойлевых фракций образуется остаток — мазут, продуктом вакуумной перегонки которого являются масляные дистилляты. Турбинное масло получается в результате специальной очистки указанных дистиллятов в целях удаления тех компонентов, которые ухудшают стабильность масла, повышают коррозионную активность, снижают текучесть. Эксплуатационные свойства масел улучшаются добавлением различных присадок. Способ очистки дистиллятов в значительной мере влияет на качество турбинного масла, поэтому часто в его названии указывают и промышленную технологию очистки.

В отечественной практике принята следующая маркировка турбинных масел: Т-22, Т-30, Т-46, Т-57, где цифры указывают кинематическую вязкость в сантистоксах ($1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) при температуре $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Выпускаются также масла Тп-22, Тп-22СУ, Тп-22С, ТСП-22, ТСП-22Г и др. Физические свойства турбинных масел и технологические требования к ним регламентируются ГОСТ 32—74 и ГОСТ 9972—74 и приводятся в табл. 1.6—1.10 и на рис. 1.21—1.23 [10, 11]. В настоящее время на ТЭС и АЭС поставляется в основном турбинное масло Тп-22С селективной очистки с последующей гидроочисткой по ТУ 38.101821—83.

Таблица 1.6

Нормативные характеристики турбинных масел по ГОСТ 32—74 и ГОСТ 9972—74

Характеристика	Марка			
	Тп-22/Т-22	Тп-30/Т-30	Тп-46/Т-46	Т-57
Вязкость кинематическая при $50 \text{ }^\circ\text{C}$, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	20—23	28—32	44—48	55—59
Вязкость условная при $50 \text{ }^\circ\text{C}$, $^\circ\text{ВУ}$	2,9—3,3	4,0—4,5	6,0—6,5	7,5—8,0
Кислотное число (содержание КОН в 1 г масла), мг, не более	0,05/0,02	0,05/0,02	0,05/0,02	0,02
Температура вспышки в открытом тигле, $^\circ\text{C}$, не ниже	186/180	190/180	195/195	195
Температура застывания, $^\circ\text{C}$, не выше	—15	—10	—10	—
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005/0,010	0,030
Число деэмульсации, мин, не более	3,0/5,0	3,5/5,0	3,0/5,0	5,0
Нагровая проба, баллы, не более	—/2	—/2	—/2	2
Стабильность:				
доля осадка после окисления, %, не более	0,005/0,100	0,005/0,100	0,008/0,100	—
кислотное число после окисления, мг, не более	0,10/0,35	0,60/0,35	0,70/0,35	—
Массовая доля серы, %, не более	0,3/—	0,3/—	0,3/—	—
Прозрачность при $0 \text{ }^\circ\text{C}$	Прозрачно			

Примечание. Масла марок Тп содержат присадки.

Таблица 1.7

Теплофизические свойства масла Т-46

Температура, $^\circ\text{C}$	Плотность ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$	Теплоемкость c_p , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	Теплопроводность λ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	Температуропроводность $a \cdot 10^4$, $\text{м}^2/\text{ч}$	Число Прандтля Pr
5	886,8	1,801	0,1304	1000,0	3,03	14 150,0
10	883,8	1,818	0,1301	650,0	3,17	8220,0
15	880,9	1,835	0,1297	415,0	3,30	5900,0
20	877,9	1,851	0,1294	280,0	3,43	3590,0
25	875,0	1,868	0,1289	195,0	3,59	2560,0
30	871,1	1,889	0,1286	140,0	3,72	1820,0

Окончание табл. 1.7

Температура, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость c_p , кДж/(кг · К)	Теплопроводность λ , Вт/(м · К)	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Температуропроводность $a \cdot 10^4$, м ² /ч	Число Прандтля Pr
35	868,1	1,906	0,1282	99,0	3,85	1340,0
40	865,2	1,923	0,1279	75,0	3,97	995,0
45	862,2	1,939	0,1275	57,0	4,10	785,0
50	859,3	1,956	0,1272	45,0	4,22	602,0
55	855,4	1,977	0,1268	35,0	4,37	485,0
60	852,4	1,994	0,1265	28,4	4,49	388,0
65	846,0	2,011	0,1261	23,5	4,62	323,0
70	843,9	2,027	0,1258	19,5	4,74	271,0
75	841,8	2,044	0,1254	16,5	4,85	232,0
80	839,7	2,065	0,1251	14,0	4,97	198,0
85	836,7	2,082	0,1247	12,0	5,09	168,0
90	833,8	2,099	0,1244	10,0	5,24	146,0
95	830,9	2,120	0,1240	8,3	5,35	129,0
100	827,9	2,136	0,1237	7,0	5,46	113,4

Таблица 1.8

Теплофизические свойства масла Т-22

Температура, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость c_p , кДж/(кг · К)	Теплопроводность λ , Вт/(м · К)	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Температуропроводность $a \cdot 10^4$, м ² /ч	Число Прандтля Pr
5	887,9	1,796	0,130	—	2,89	3800
10	884,7	1,814	0,130	210,0	2,86	2840
15	881,5	1,832	0,129	135,0	2,83	2600
20	878,3	1,851	0,129	96,0	2,80	1250
25	874,9	1,870	0,128	70,0	2,78	940
30	871,6	1,890	0,128	53,80	2,76	695
35	868,6	1,905	0,128	45,0	2,73	550
40	865,7	1,923	0,128	36,0	2,71	432
45	862,2	1,959	0,128	26,9	2,68	343
50	858,8	1,965	0,127	21,4	2,66	288
55	855,7	1,974	0,127	17,7	2,64	234
60	852,9	1,998	0,127	14,7	2,62	200
65	849,7	2,015	0,126	12,6	2,60	175
70	846,6	2,032	0,126	10,5	2,58	150
75	843,4	2,049	0,125	9,0	2,56	133
80	840,2	2,066	0,124	7,9	2,55	116
85	837,0	2,082	0,124	6,9	2,53	99
90	833,8	2,099	0,124	6,0	2,50	91
95	830,6	2,119	0,123	5,0	2,48	82
100	827,5	2,140	0,123	4,8	2,46	72

Таблица 1.9

Теплофизические свойства масла Тп-22

Температура, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость c_p , кДж/(кг · К)	Теплопроводность λ , Вт/(м · К)	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Температуропроводность $a \cdot 10^4$, м ² /ч	Число Прандтля Pr
5	905,0	1,796	13,0	300,0	331,50	3754
10	901,8	1,814	13,0	210,0	179,30	2644
15	898,5	1,832	12,9	135,0	132,00	1724
20	895,3	1,850	12,9	96,0	85,80	1233
25	891,8	1,870	12,9	70,0	66,70	905
30	888,4	1,890	12,8	53,8	47,48	706
35	885,4	1,905	12,8	45,0	39,63	593
40	882,4	1,923	12,8	36,0	31,78	477
45	878,8	1,939	12,8	26,9	26,26	362
50	875,4	1,959	12,7	21,4	18,74	288
55	872,2	1,974	12,7	17,7	15,74	240
60	869,4	1,998	12,7	14,7	12,75	201
65	866,1	2,015	12,6	12,6	10,92	174
70	862,9	2,032	12,6	10,5	9,06	146
75	859,7	2,049	12,5	9,0	7,91	126
80	856,4	2,066	12,4	7,9	6,77	113
90	849,9	2,099	12,4	6,0	5,14	86
100	843,5	2,140	12,3	4,8	4,00	70

Таблица 1.10

Теплофизические свойства огнестойкого масла ОМТИ

Температура, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Теплоемкость c_p , кДж/(кг · К)	Теплопроводность λ , Вт/(м · К)	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Температуропроводность $a \cdot 10^4$, м ² /ч	Число Прандтля Pr
5	1154	1,523	13,55	500,0	7,70	6493
10	1150	1,531	13,50	310,0	7,65	4047
15	1146	1,540	13,46	210,0	7,62	2756
20	1143	1,548	13,42	142,3	7,58	1877
25	1139	1,556	13,38	88,4	7,55	1170
30	1135	1,565	13,34	62,3	7,51	829
35	1131	1,573	13,30	46,2	7,47	618
40	1128	1,581	13,26	36,2	7,43	487
45	1124	1,590	13,22	29,2	7,39	395
50	1120	1,598	13,18	23,0	7,36	312
55	1117	1,607	13,14	18,2	7,32	248
60	1113	1,616	13,10	14,8	7,28	203
65	1110	1,628	13,05	12,3	7,22	170
70	1106	1,640	13,00	10,2	7,16	142
75	1102	1,652	12,95	8,8	7,11	124
80	1098	1,666	12,90	7,6	7,05	108
90	1091	1,690	12,80	5,5	6,94	79
100	1084	1,715	12,70	4,6	6,83	67

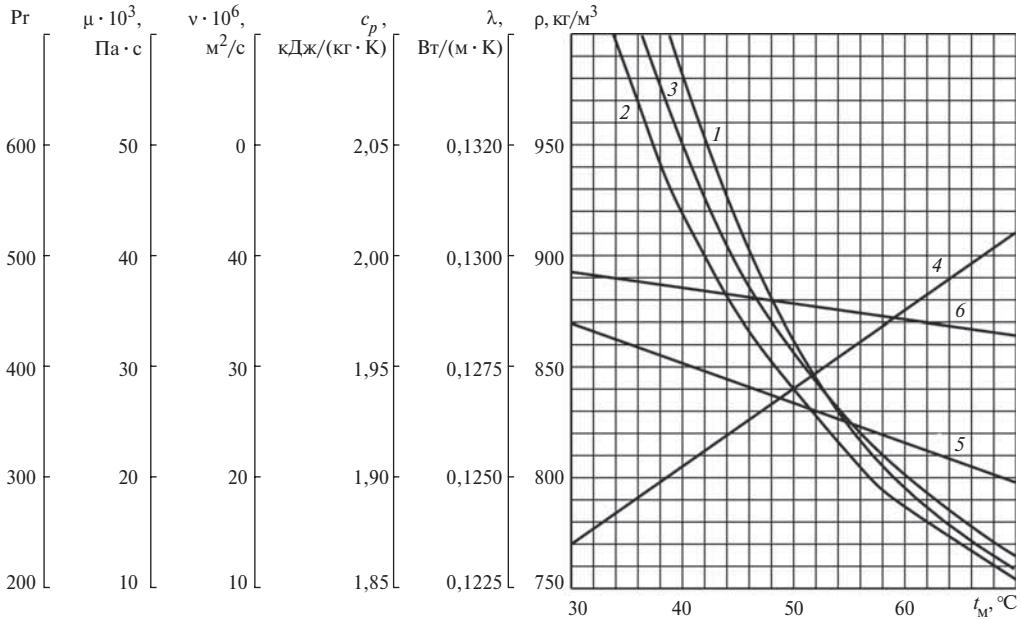


Рис. 1.21. Зависимость физических свойств масла Т-30 от температуры:

1 — число Прандтля Pr ; 2 — динамическая вязкость μ ; 3 — кинематическая вязкость ν ; 4 — удельная теплоемкость c_p ; 5 — теплопроводность λ ; 6 — плотность ρ

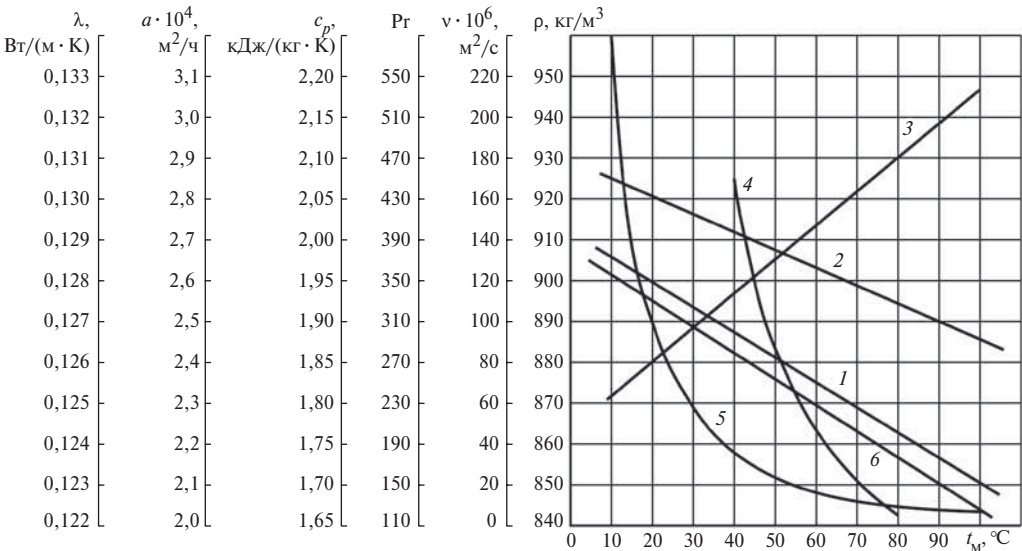


Рис. 1.22. Зависимость физических свойств масла Т-22 турбинного от температуры:

1 — теплопроводность λ ; 2 — температуропроводность a ; 3 — удельная теплоемкость c_p ; 4 — число Прандтля Pr ; 5 — кинематическая вязкость ν ; 6 — плотность ρ

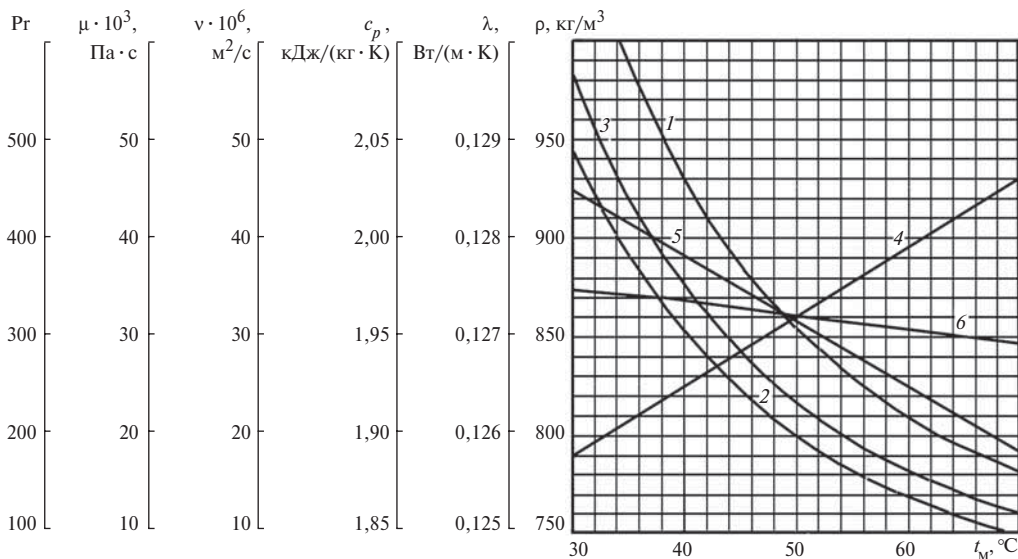


Рис. 1.23. Зависимость физических свойств масла Т-22 от температуры: обозначения те же, что и на рис. 1.22

Газообразные теплоносители в теплообменных аппаратах ПТУ чаще всего представляют собой смесь водяного пара с воздухом и углекислым газом. В теплообменных аппаратах АЭС в паре присутствуют также газообразные продукты радиолитического распада воды. Наличие в паре примесей неконденсирующихся газов ухудшает характеристики теплообмена в аппарате и усиливает агрессивное воздействие водяного пара на конструкционные материалы.

1.4. ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕЧЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В АППАРАТАХ

Тепловые процессы в теплообменных аппаратах протекают при взаимодействии по крайней мере двух теплоносителей с различными температурами, причем теплота переносится от первичного теплоносителя с большей температурой к вторичному теплоносителю с меньшей температурой.

При проектировании кожухотрубных теплообменных аппаратов возникает проблема выбора схемы течения теплоносителей по отношению к поверхностям теплообмена — внутри трубок или в межтрубном пространстве. Обоснованное решение этой проблемы требует учета

факторов тепловой эффективности, надежности, экономичности работы аппарата, а также минимизации его массогабаритных и стоимостных характеристик. Выбор конкретной схемы течения теплоносителей определяется взаимным влиянием следующих факторов: стоимости материалов и изготовления аппарата (капитальных затрат); эксплуатационных расходов (особенно расходов на прокачку теплоносителей); возможности очистки аппарата; склонности материалов к коррозии; разности рабочих давлений сред; опасности утечки теплоносителя; рабочего диапазона температур; возможности возникновения термических напряжений вследствие различного удлинения элементов конструкции аппарата, вибрации трубок и появления усталостных напряжений и др.

Особенность пароводяных кожухотрубных теплообменных аппаратов состоит в том, что проходное сечение межтрубного пространства во много раз больше проходного сечения трубок, и это предполагает движение газообразного теплоносителя с меньшим давлением и, следовательно, с большим удельным объемом в межтрубном пространстве аппарата. Соответственно охлаждающая или нагреваемая вода направляется в трубки поверхности теплообмена.

Такая схема течения теплоносителей не только позволяет поддерживать высокую тепло-

вую эффективность аппаратов с конденсацией пара и упрощает поддержание их герметичности, но и расширяет возможности применения более простых типов конструкций и более дешевых конструкционных материалов, так как при этом допускаются меньшие толщины стенок корпуса аппарата.

В конденсаторах паровых турбин принята схема течения теплоносителей (насыщенный пар — в межтрубном пространстве, циркуляционная вода — внутри трубок) обеспечивает гравитационную сепарацию пара и образующегося конденсата, позволяет организовать развитый фронт натекания пара на трубный пучок, уменьшить среднюю толщину пленки конденсата на поверхности трубок и повысить тем самым интенсивность теплообмена, упрощает отвод неконденсирующихся газов из парового пространства, а также облегчает очистку внутренней поверхности трубок от загрязнений, вносимых охлаждающей водой.

В теплообменниках типа «жидкость—жидкость» целесообразно направлять более вязкую жидкость, для которой значение числа Рейнольдса ниже, по межтрубному пространству, а менее вязкую жидкость с более высокими числами Рейнольдса — по трубкам. Так можно обеспечить более высокий коэффициент теплоотдачи вследствие турбулизации потока, обусловленной поперечным обтеканием пучков трубок, и сблизить уровни теплоотдачи теплоносителей с внутренней и наружной сторон поверхности теплообмена.

Во всех случаях для повышения уровня теплоотдачи выгодно увеличивать длину пути и скорость движения теплоносителей, для чего в межтрубном пространстве аппаратов устанавливаются перегородки, а внутритрубный теплоноситель направляется по нескольким последовательным ходам, если при этом соблюдаются допустимые потери давления.

Одними из основных характеристик конструкции теплообменного аппарата являются тип относительного движения потоков теплоносителей и схема их взаимного движения. По направлению преимущественного движения теплоносителей следует различать *противоточные* и *прямоточные* аппараты, аппараты с *перекрестным током*, как *однократным*, так и *многократным*, *одно-* и *противоположно направленным*, а также аппараты со *смешанными схемами течения* (рис. 1.24).

Если в теплообменном аппарате первичный (горячий) и вторичный (холодный) теплоносители протекают параллельно в одном направлении (рис. 1.24, а), то такая схема движения называется *прямотоком*. Если теплоносители протекают параллельно, но в противоположных направлениях (рис. 1.24, б), то такая схема движения называется *противотоком*. Если среды протекают во взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 1.24, в), то схема их движения называется *перекрестным током*. Помимо таких простых схем движения в реальных теплообменных аппаратах реализуются и более сложные: *смешанная схема*, объединяющая принципы прямотока и противотока (рис. 1.24, з), а также *многократный перекрестный ток* (рис. 1.24, д).

Рассмотренные схемы различаются степенью использования температурного потенциала теплоносителей, т.е. разницы их температур. С этой позиции наиболее выгоден чистый противоток, поэтому в теплообменных аппаратах любой конструкции, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей, для получения наименьшей поверхности теплообмена при прочих равных условиях необходимо применять принцип противоточного движения теплоносителей. Если выдержать принцип чистого противотока невозможно по конструктивным или компоновочным соображениям, то следует организовать перекрестный ток теплоносителей с соблюдением общего противоточного течения. При изменении агрегатного

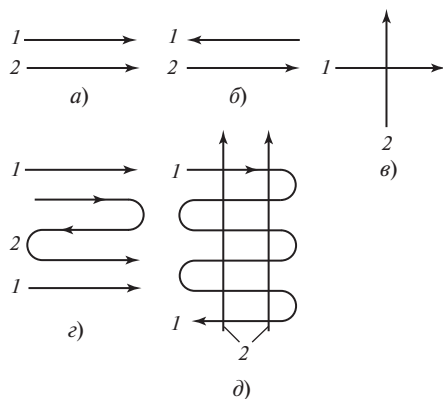


Рис. 1.24. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах:

а — прямоток; б — противоток; в — перекрестный ток; г — смешанная схема; д — многократный перекрестный ток; 1 — первый теплоноситель; 2 — второй теплоноситель

состояния хотя бы одного из теплоносителей любые схемы движения принципиально равноценны [12, 13].

Определение температур теплоносителей.

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой их взаимного движения и соотношением произведений массовых расходов теплоносителей и их теплоемкостей (водяных эквивалентов): $W = Gc_p$. На рис. 1.25 показан характер изменения температур теплоносителей для прямотока (рис. 1.25, а, б) и противотока (рис. 1.25, в, з). По оси абсцисс условно отложена площадь поверхности теплообмена F , по оси ординат — температуры теплоносителей. Как видно, в соответствии с уравнением теплового баланса отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их массовых расходов теплоемкостей (водяных эквивалентов):

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{W_2}{W_1}.$$

Для расчета теплообмена в аппарате необходимо знать среднюю разность температур теплоносителей. Расчетная среднелогарифмическая разность температур для прямоточной и противо-

точной схем движения теплоносителей в общем случае определяется по формуле [1, 12—14]

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \tag{1.1}$$

где $\Delta t_6, \Delta t_m$ — бóльшая и меньшая разности температур теплоносителей на входе в соответствующую зону поверхности теплообменного аппарата и выходе из нее, °С.

Если $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 2$, то средний температурный напор может определяться как среднearифметическая величина:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \tag{1.2}$$

Для схем движения теплоносителей, отличных от противоточной и прямоточной, средний температурный напор определяется следующим образом:

1) вычисляется среднелогарифмическая разность температур по формуле (1.1);

2) находятся вспомогательные величины

$$P = \frac{t_{2\text{вых}} - t_{2\text{вх}}}{t_{1\text{вх}} - t_{2\text{вх}}} \text{ и } R = \frac{t_{1\text{вх}} - t_{1\text{вых}}}{t_{2\text{вых}} - t_{2\text{вх}}} \text{ (см. рис. 1.25);}$$

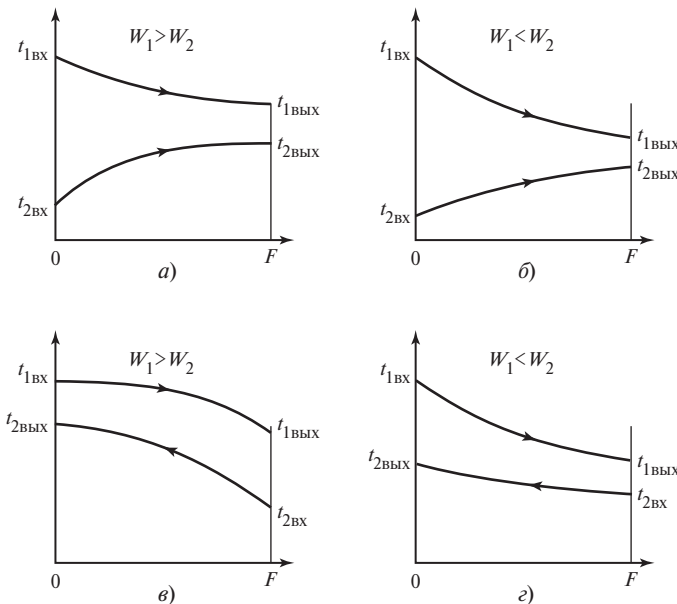


Рис. 1.25. Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке и противотоке в зависимости от соотношения водяных эквивалентов

3) по значениям P и R с помощью вспомогательного графика для соответствующей схемы взаимного течения теплоносителей (рис. 1.26) определяется поправка $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$;

4) средний температурный напор для конкретного случая определяется как произведение $\overline{\Delta t} \epsilon_{\Delta t}$.

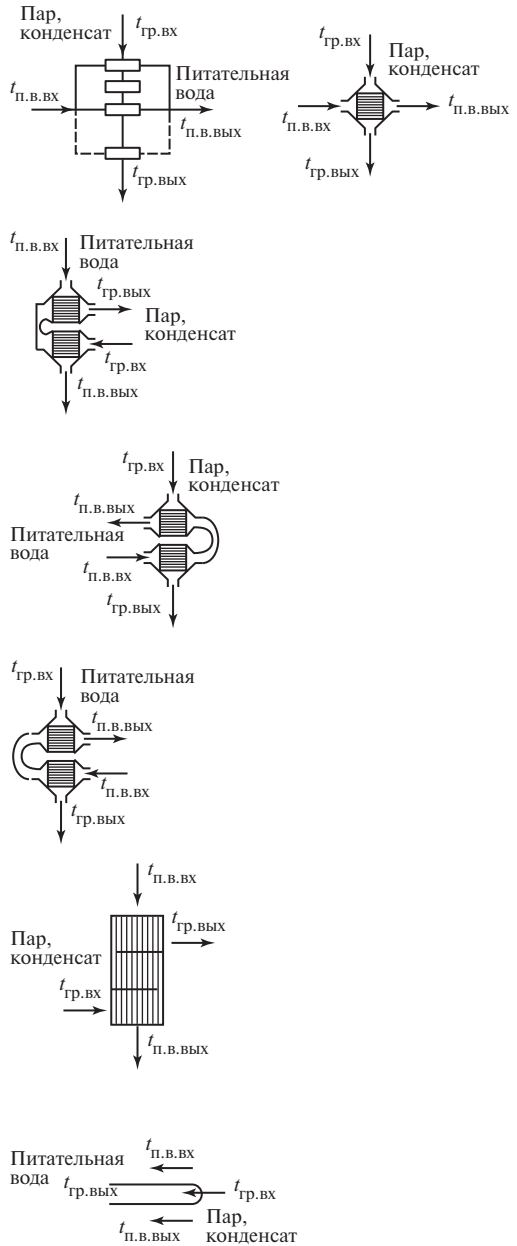
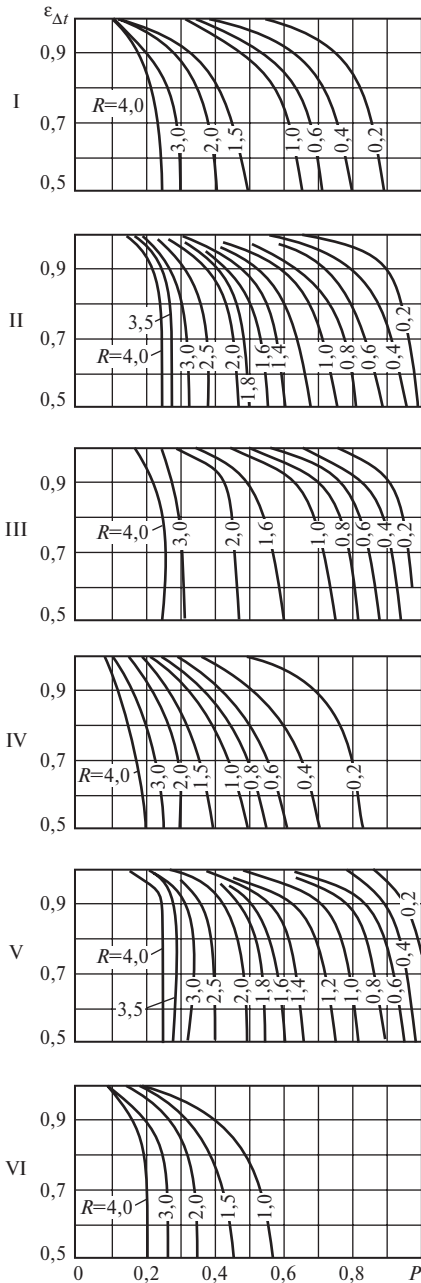


Рис. 1.26. (Начало)

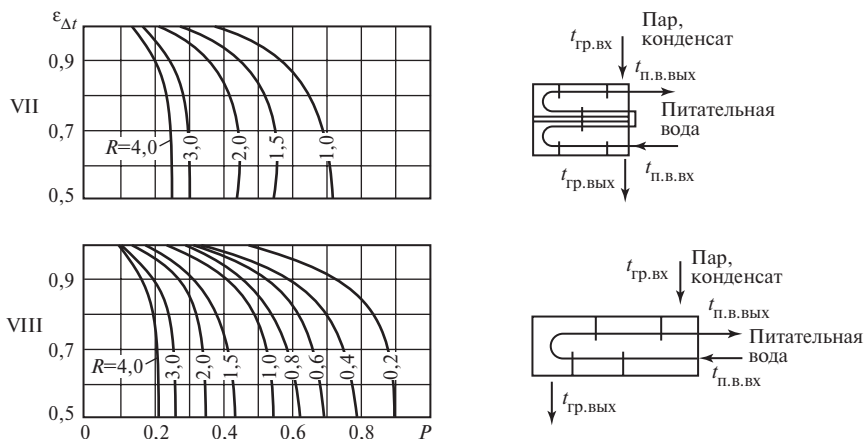


Рис. 1.26. Поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для различных схем течения теплоносителей

Если выполняется условие $\overline{\Delta t}_{\text{пм}} \geq 0,9 \overline{\Delta t}_{\text{пт}}$, то средний температурный напор для любой схемы взаимного направления потоков теплоносителей определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\overline{\Delta t}_{\text{пм}} + \overline{\Delta t}_{\text{пт}}}{2}, \quad (1.3)$$

где индексы «пм» и «пт» обозначают проток и противоток.

Среднегарифмический температурный напор в зоне конденсации пара с достаточной для практических целей точностью рассчитывается по формуле

$$\Delta t = (t_{2в} - t_{1в}) / \ln \frac{t_{\text{н}} - t_{1в}}{t_{\text{н}} - t_{2в}}, \quad (1.4)$$

где $t_{1в}$, $t_{2в}$ — температуры воды на входе в зону конденсации и выходе из нее; $t_{\text{н}}$ — температура насыщения.

Во многих случаях при расчете теплообменных аппаратов возникает необходимость *определения конечных температур* теплоносителей по известным значениям их температур на входе в аппарат. В общем случае для решения этой задачи приходится производить полный тепловой расчет аппарата. При незначительном изменении температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена ($\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,2$) можно принять линейный закон их изменения по длине поверхности при любых схемах движе-

ния потоков. Конечные температуры теплоносителей тогда определяются по зависимостям [1, 12—14]:

$$\begin{aligned} t_{1\text{вых}} &= t_{1\text{вх}} - Q/W_1; \\ t_{2\text{вых}} &= t_{2\text{вх}} - Q/W_2, \end{aligned} \quad (1.5)$$

где $Q = \frac{t_{1\text{вх}} - t_{2\text{вх}}}{\frac{1}{KF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}}$ — тепловая нагрузка

в отдельной зоне аппарата, Вт; $W_1 = G_1 c_{p1}$, $W_2 = G_2 c_{p2}$ — массовые расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) горячего и холодного теплоносителя соответственно, Вт/К; K — коэффициент теплопередачи в соответствующей зоне аппарата, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); F — площадь поверхности теплообмена соответствующей зоны, м^2 .

Приведенная методика является приближенной, поэтому пригодна только для оценочных расчетов. В общем случае характер изменения температур не линейный, а зависит от схемы движения, соотношения W_1 и W_2 , а также площади поверхности теплообмена.

1.5. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ КОЖУХОТРУБНЫХ АППАРАТОВ

Конструкция теплообменного аппарата должна обеспечивать проектный уровень тепловой эффективности и при этом быть технологичной, надежной в течение предусмотренного проектом срока службы, безопасной при изгото-

Таблица 1.11

Типы, основные параметры и размеры кожухотрубных теплообменных аппаратов по ГОСТ 9929—82

Параметр	Тип аппарата			
	С неподвижными трубными досками	С температурным компенсатором на корпусе	С плавающей водяной камерой	С U- и П-образными трубками
Площадь поверхности теплообмена, м ²	1—5000		10—1250	10—1400
Условное давление в межтрубном пространстве и внутри трубок, МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0	
Диаметр кожуха наружный (из труб), внутренний (из листовой стали), мм	159; 273; 325; 426; 530; 630 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800; 3000		325; 426; 530; 630 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800	
Наружный диаметр теплообменных трубок, мм	16; 20; 25; 38; 57		16; 20; 25; 38; 57	
Длина прямого участка теплообменных трубок, мм	1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 8000; 9000		1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 8000; 9000	

товлении, монтаже и эксплуатации, а также предусматривать возможность осмотра, очистки и ремонта.

Эффективность, надежность и длительная работоспособность теплообменных аппаратов турбин в значительной степени определяются правильным выбором конструкционных материалов, к которым предъявляются следующие основные требования:

стабильность прочностных и пластических свойств в условиях контакта с рабочими телами при высоких температурах и давлениях, при наличии значительных тепловых потоков и резких теплосмен;

необходимый уровень механических свойств в рабочих условиях;

высокая стойкость по отношению ко всем видам коррозии и эрозии;

большая теплопроводность и небольшой температурный коэффициент линейного расширения;

хорошая свариваемость с обеспечением свойств сварных соединений на уровне, соответствующем свойствам основного металла;

приемлемые характеристики механической обработки.

Основу конструкции кожухотрубных теплообменных аппаратов составляют трубки обычно круглого сечения, заключенные в кожух таким образом, что оси трубок и корпуса параллельны.

Важнейшими элементами конструкции теплообменных аппаратов являются трубные пучки, корпуса, входные, выходные и поворотные камеры, а также патрубки, по которым осуществляется подвод теплоносителей в аппарат и отвод из него. Размеры элементов конструкции теплообменного аппарата зависят от режима и параметров его работы. В табл. 1.11 приводятся основные размерные и рабочие характеристики теплообменных аппаратов в соответствии с ГОСТ 9929—82.

1.5.1. Корпуса, патрубки и опоры

Корпус теплообменного аппарата представляет собой оболочку, вмещающую взаимодействующие между собой теплоносители в контактных (смешивающих) аппаратах, а также трубный пучок в поверхностных аппаратах.

Проектирование корпусов аппаратов, работающих в условиях повышенного давления, производится в соответствии с требованиями ОСТ 26291—94.

Форма корпуса определяется функциональным назначением аппарата, конструктивными и технологическими требованиями и может быть цилиндрической, коробчатой и др. Корпуса многих теплообменников имеют вид цилиндра, внутри которого размещены трубки поверхности теплообмена и циркулирует теплоноситель. Цилиндрические обечайки получили

широкое распространение, поскольку отличаются простотой изготовления и рациональным расходом материала. Обечайка корпуса выполняется из стальной листовой заготовки соответствующего размера, края которой соединяются продольным сварным швом. Кожух малого размера (диаметром до 600 мм) можно изготовить из цельной трубы соответствующей длины. Корпуса конденсаторов, маслоохладителей и охладителей эжекторов изготавливаются из плоских стальных листов. Форма поперечного сечения корпуса аппарата определяется прежде всего принятой компоновкой трубного пучка. С учетом условий работы аппаратов все элементы корпусов обычно выполняются из качественной углеродистой стали марок 20К и Ст3сп (ГОСТ 380—94), а фланцы корпуса и водяных камер — из стали марок 20К и 22К (ГОСТ 5520—79). В подогревателях низкого давления, выпускаемых Саратовским заводом энергетического машиностроения, фланцы корпуса изготавливаются из стали марки 20К, обечайки, днища и другие элементы конструкции — из листовой стали марки Ст3сп. В табл. 1.12 и 1.13 приводятся длины и толщины стальных листовых

Таблица 1.12

Толщина стального листа (ГОСТ 5520—79)

Марка стали	Толщина, мм
15К, 16К, 18К, 20К	4—60
22К	25—70
09Г2С, 16ГС	4—160
10Г2С1	4—160
17ГС, 17Г1С	4—50
12Х1МФ	4—40
12ХМ	4—160
10Х2М	8—50
14ХГС	4—10

заготовок, применяемых для изготовления корпусов теплообменных аппаратов.

Корпуса теплообменников могут испытывать воздействие термических напряжений, возникающих вследствие различных температурных удлинений трубного пучка и корпуса. Для уменьшения этих напряжений на корпусе устанавливаются линзовые компенсаторы. Тол-

Таблица 1.13

Минимальная и максимальная длины листов, мм (ГОСТ 19903—74)

Толщина листа, мм	Ширина листа, мм											
	1000	1250	1500	1800	2000	2300	2500	2800	3000	3200	3600	3800
4,0—5,5	2000	2000	2000	2000	—	—	—	—	—	—	—	—
	6000	6000	6000	6000	—	—	—	—	—	—	—	—
6,0—7,5	2000	2000	2000	2000	2000	—	—	—	—	—	—	—
	7000	7000	7000	7000	7000	—	—	—	—	—	—	—
8,0—10,5	2000	2000	2000	3000	3000	3000	4000	—	—	—	—	—
	8000	8000	12 000	12 000	12 000	12 000	12 000	—	—	—	—	—
11,0—12,5	2000	2000	2000	3000	3000	3000	4000	—	—	—	—	—
	6000	8000	12 000	12 000	10 000	10 000	9000	—	—	—	—	—
13,0—25,5	2500	2500	3000	3200	3200	3200	3200	3200	—	—	—	—
	6500	12 000	12 000	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000	—	—	—	—
26,0—40,0	—	2500	3000	3200	3200	3200	3200	3200	3000	3200	3600	—
	—	12 000	12 000	12 000	12 000	12 000	11 000	10 000	9500	9500	9500	—
42,0—160,0	—	2500	3000	3500	3500	3500	3500	3500	3000	3200	3600	3600
	—	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	9000	8000	7000

щина стенок корпуса рассчитывается исходя из допускаемых напряжений, а также из условия устойчивости формы. Для придания жесткости корпуса больших размеров усиливаются приварными ребрами.

Патрубки. Патрубки подвода и отвода теплоносителей обычно изготавливаются из стандартных труб, которые привариваются к кожуху. Там, где требуются равномерное распределение теплоносителя по длине или периметру корпуса, а также защита трубок от динамического воздействия потока, применяются специальные конструктивные элементы — концентрические рассекатели, пароотбойные щиты, паровые рубашки и др. Патрубки могут иметь фланцы для присоединения подводящих и отводящих трубопроводов, и изготавливаются они из тех же материалов, что и корпуса аппаратов. Паровые трубы ПВД в случае повышенной температуры греющего пара выполняются из легированной стали марки 12Х1МФ (ГОСТ 20072—74).

Опоры. Корпуса теплообменных аппаратов монтируются на различных опорах в зависимости от пространственной ориентации аппарата, его массы и габаритных размеров, а также от места в компоновке турбоустановки.

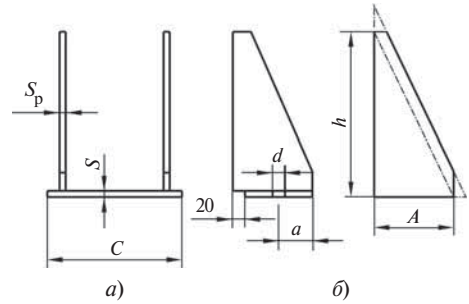


Рис. 1.27. Приварные опоры вертикального аппарата:

a — вид опоры; *б* — расчетная схема

Аппараты с плоским дном могут устанавливаться непосредственно на фундамент. Вертикальные аппараты чаще всего имеют в качестве опор отдельные лапы (не менее двух), которые жестко соединены с корпусом и опираются на специальные конструкции, так что аппарат находится в подвешенном состоянии (рис. 1.27).

Горизонтальные аппараты устанавливаются на сварные седловые опоры (рис. 1.28), которые размещаются в нижней части корпуса и могут быть как отъемными, так и жестко соединенными с аппаратом.

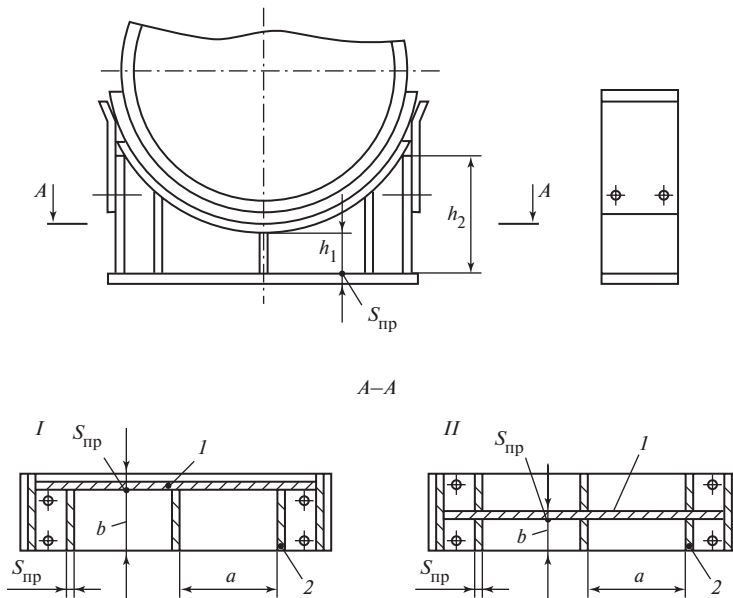


Рис. 1.28. Седловая опора и ее конструктивные элементы:

I — с поперечными ребрами 2, расположенными по одну сторону продольного ребра 1; *II* — с поперечными ребрами 2, расположенными симметрично по обе стороны продольного ребра 1

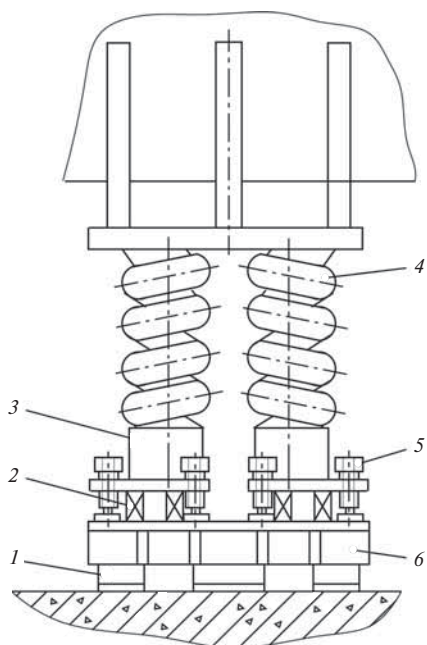


Рис. 1.29. Пружинная опора конденсатора:

1 — подкладка; 2 — опорная планка; 3 — стакан; 4 — пружина; 5 — установочный болт; 6 — рама

Конденсаторы ПТУ устанавливаются на специальные пружинные опоры, воспринимающие вес аппарата и передающие усилие от него на фундамент (рис. 1.29).

1.5.2. Водяные камеры

Водяные камеры предназначены для подвода и отвода охлаждающей (нагреваемой) воды, а также распределения ее по трубкам поверхности теплообмена аппарата. Водяные камеры изготавливаются из стали марок 20К и 22К и присоединяются к корпусам аппаратов с помощью сварного или фланцевого соединения. Форма поперечного сечения водяных камер определяется компоновкой трубного пучка и размерами корпуса аппарата и должна обеспечивать минимальные напряжения в металле, а также возможно более низкие гидравлические сопротивления. В зависимости от числа ходов воды в аппарате водяные камеры разделяются глухими перегородками на необходимое число отсеков.

Водяные камеры теплообменников достаточно часто выполняются сварными, составляю-

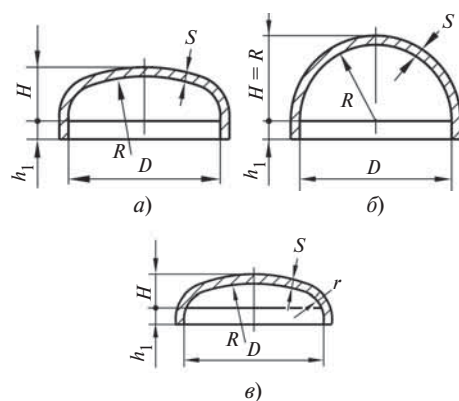


Рис. 1.30. Формы и основные размеры выпуклых днищ:

а — эллиптическое; б — полусферическое; в — торосферическое

щими единое целое с корпусом, что позволяет сохранять высокую герметичность аппарата. В этом случае крышки водяных камер обычно выполняются съемными.

Для аппаратов с цилиндрическими корпусами применяются днища-крышки, стандартизованные и унифицированные по диаметрам обечаек, эллиптические, полусферические, торосферические и плоские, отбортованные для обеспечения высококачественного соединения с корпусом. Толщина стенки выпуклой части днища обычно принимается равной толщине цилиндрической части днища для того, чтобы напряжения в обеих частях днища были одинаковыми. Тип и основные размеры днищ выбираются в соответствии с ГОСТ 6533—78. На рис. 1.30 и в табл. 1.14 представлены формы и основные размеры выпуклых днищ.

Наименьшую расчетную толщину имеют сферические днища. Однако стоимость их изготовления наиболее высока. Эллиптические днища лучше всего сопротивляются внутреннему давлению, если их меридиональное сечение представляет собой половину эллипса с большой осью, равной диаметру обечайки корпуса, и малой осью, равной удвоенной высоте выпуклой части.

На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления воды. Чтобы уменьшить толщину стенки днищ, в водяных камерах устанавливаются анкерные связи, служащие также и для уменьшения прогиба трубной доски.

Таблица 1.14

Основные размеры эллиптических днищ теплообменных аппаратов

Внутренний диаметр днища D , мм	Высота эллиптической части H , мм	Высота цилиндрической части h_1 , мм	Толщина стенки S , мм	Площадь поверхности F , м ²
500	125	25	14; 16; 18; 20	0,31
		40	22; 25; 28; 30; 32; 36	0,33
600	150	25	4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16	0,44
		40	18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40	0,47
700	175	25	4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16	0,59
		40	18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36	0,62
		60	40	0,66
800	200	25	4; 5; 6; 8; 10; 12	0,76
		40	14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32	0,79
		60	34; 36; 38; 40; 45; 50	0,84
900	225	25	5; 6; 8; 10	0,95
		40	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28	0,99
		60	30; 32	1,05
1000	250	25	5; 6; 8; 10	1,16
		40	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25	1,21
		60	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 45; 50; 55	1,27
		80	60; 65; 70; 80	1,34
1200	300	25	6; 8	1,65
		40	10; 12; 14; 16; 18; 20	1,71
		60	22; 25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 45	1,79
		80	50; 55; 60; 65; 70; 80	1,86
		100	90; 100	1,94
1400	350	25	6	2,23
		40	8; 10; 12; 14; 16; 18	2,30
		60	20; 22; 25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40	2,39
		80	45; 50; 55; 60; 65; 70	2,48
		100	80; 90; 100	2,56
1600	400	25	6	2,90
		40	8; 10; 12; 14; 16	2,98
		60	18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 34; 36	3,08
		80	38; 40; 45; 50; 55; 60	3,18
		100	65; 70; 80; 90; 100	3,28
		120	110	3,38
1800	450	40	6; 8; 10; 12; 14	3,74
		60	16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32	3,85
		80	34; 36; 38; 40; 45; 50; 55	3,96
		100	60; 65; 70; 80; 90	4,08
		120	100	4,19
2000	500	40	6; 8; 10; 12; 14	4,59
		60	16; 18; 20; 22; 25; 28	4,71
		80	30; 32; 34; 36; 38; 40; 45; 50	4,84
		100	55; 60; 65; 70; 80	4,96
		120	90; 100; 110; 120	5,09
2200	550	40	8; 10	5,52
		60	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25	5,66
		80	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 45	5,80

Окончание табл. 1.14

Внутренний диаметр днища D , мм	Высота эллиптической части H , мм	Высота цилиндрической части h_1 , мм	Толщина стенки S , мм	Площадь поверхности F , м ²
2200	550	100	50; 55; 60; 65; 70	5,94
		120	80; 90; 100; 110; 120	6,08
2400	600	40	8; 10	6,54
		60	12; 14; 16; 18; 20; 22	6,70
		80	25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40	6,85
		100	45; 50; 55; 60; 65	7,00
		120	70; 80; 90; 100; 110; 120	7,15
2500	625	40	8; 10	7,09
		60	12; 14; 16; 18; 20; 22	7,25
		80	25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40	7,40
		100	45; 50; 55; 60	7,56
		120	65; 80; 90; 100	7,72
2600	650	40	8	7,65
		60	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22	7,82
		80	25; 28; 30; 32; 34; 36; 38	7,98
		100	40; 45; 50; 55; 60	8,14
		120	65; 80; 90; 100	8,31
2800	700	40	8	8,85
		60	10; 12; 14; 16; 18	9,03
		80	20; 22; 25; 28; 30; 32; 34; 36	9,20
		100	38; 40; 45; 50; 55	9,38
		120	60; 65; 80; 90; 100	9,55
3000	750	40	8	10,13
		60	10; 12; 14; 16; 18	10,32
		80	20; 22; 25; 28; 30; 32; 34	10,51
		100	36; 38; 40; 45; 50	10,70
		120	55; 60; 65; 80; 90; 100	10,89
3200	800	60	10; 12; 14; 16; 18	11,70
		80	20; 22; 25; 28; 30; 32	11,90
		100	34; 36; 38; 40; 45; 50	12,10
		120	55; 60; 65; 80; 90; 100	12,30
3400	850	60	12; 14; 16	13,17
		80	18; 20; 22; 25; 28; 30	13,38
		100	32; 34; 36; 38; 40; 45	13,60
		120	50; 55; 60; 65; 80; 90; 100; 120	13,81
3600	900	60	12; 14; 16	14,73
		80	28; 20; 22; 25; 28	14,95
		100	30; 32; 34; 36; 38; 40	15,18
		120	45; 50; 55; 60; 65; 80; 90; 100; 120	15,40
3800	950	60	14	16,37
		80	16; 18; 20; 22; 25	16,61
		100	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40	16,84
		120	45; 50; 55; 60; 65; 80; 90; 100	17,08
4000	1000	80	16; 18; 20; 22; 25	18,35
		100	28; 30; 32; 34; 36; 38; 40	18,60
		120	45; 50; 55; 60; 65; 80; 90	18,85
4500	1125	80	16; 18; 20; 22	23,08
		100	25; 28; 30; 32; 34; 36	23,36

1.5.3. Трубные доски и промежуточные перегородки

Трубные доски теплообменных аппаратов предназначены для крепления трубок поверхности теплообмена и объединения их в трубный пучок. Трубная доска представляет собой пластину, форма которой соответствует форме поперечного сечения корпуса аппарата и его водяных камер. Число и расположение отверстий под трубки поверхности теплообмена определяются принятой компоновкой трубного пучка. Крепление трубной доски к корпусу аппарата производится либо приваркой к корпусу, либо зажатием ее между стальными фланцами крышки и корпуса с прокладками для герметизации (рис. 1.31).

Трубные доски испытывают действие нагрузки от разности давлений теплоносителей в водяных камерах и межтрубном пространстве. Упругим основанием для трубной доски являются фланцы корпуса и трубки поверхности теплообмена аппарата. Кроме того, трубная доска часто имеет служащие для ее разгрузки анкерные связи, опирающиеся на крышки водяных камер. Толщина трубной доски определяется из условия прочности на изгиб с учетом ослабления расчетного поперечного сечения пластины отверстиями под трубки и с учетом укрепления трубной доски анкерными связями.

Промежуточные перегородки обеспечивают необходимый способ наружного обтекания теплоносителем трубного пучка, повышают скорость движения межтрубного теплоносителя, препятствуют провисанию и повышенной вибрации трубок, ужесточают корпус аппарата, а в вертикальных аппаратах с конденсацией пара способствуют отводу конденсата и уменьшению

средней толщины конденсатной пленки на трубках, что, в свою очередь, позволяет повысить интенсивность теплообмена.

В конструкции теплообменных аппаратов турбоустановок применяются сегментные промежуточные перегородки, а также перегородки типа «диск—кольцо». Выбор системы расстановки промежуточных перегородок, т.е. определение расстояния между соседними перегородками и их взаимного положения по отношению к частям трубного пучка, проводится с учетом вибрационных характеристик трубного пучка, а также из условия получения одинаковой скорости теплоносителя по тракту его движения в трубном пучке и в зазорах между трубным пучком и корпусом.

Толщина промежуточных перегородок обычно находится в пределах 8—25 мм в зависимости от типа аппарата и вибрационных характеристик трубок в пучке. Размещение отверстий в промежуточных перегородках, через которые проходят трубки, такое же, как и на трубной доске. Отверстия должны иметь диаметр, как правило, на 0,2—0,4 мм больший, чем наружный диаметр трубок. Края отверстий должны скругляться галтелью для снижения интенсивности износа трубок при трении их в отверстиях перегородки. В местах, не занятых трубками, в перегородках иногда выполняются окна для выравнивания распределения теплоносителя в межтрубном пространстве по длине аппарата.

Поперечные перегородки просты в изготовлении и удобны при монтаже. Крепление их к корпусу теплообменного аппарата производится сваркой в нескольких точках по периметру прилегания. Трубные доски и промежуточные перегородки изготавливаются из стали марок 20К и 22К (ГОСТ 5520—79).

1.5.4. Трубки и способы их крепления

Трубки поверхности теплообмена являются одним из наиболее ответственных элементов теплообменных аппаратов. Большинство теплообменных аппаратов различного назначения оснащаются цельнотянутыми бесшовными трубками наружным диаметром 12—30 мм, изготовленными как из цветных металлов (латуни и других медно-никелевых сплавов), так и из нержавеющей стали. Толщина стенки трубок составляет в основном 1,0—1,5 мм, реже применяются трубки с толщиной стенки 0,75 мм, а в

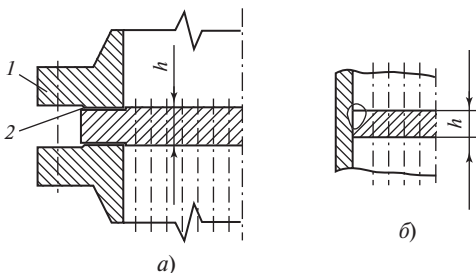


Рис. 1.31. Крепление трубной доски к корпусу аппарата:

a — зажатие между фланцами; *б* — приварка к корпусу; 1 — фланец; 2 — прокладка

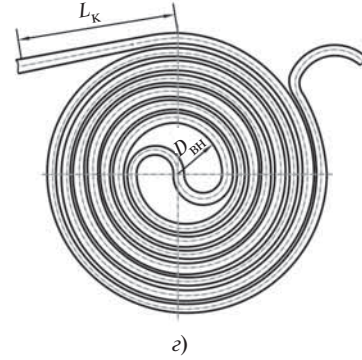
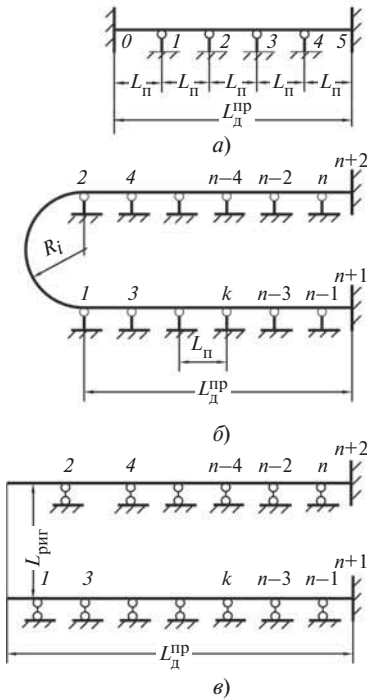


Рис. 1.32. Расчетные схемы для определения длины трубок:

a — прямая трубка; *б* — U-образная трубка; *в* — П-образная трубка; *з* — спиральная трубка; 0 — $n + 2$ — номера опор

периферийных рядах трубных пучков со стороны входа пара иногда устанавливаются трубки с толщиной стенки 1,5—2,0 мм, обладающие большим запасом прочности и износостойкости.

Трубки меньших диаметров не находят практического применения несмотря на то, что компактность аппаратов с уменьшением диаметра трубок возрастает. Это связано с увеличением трудоемкости изготовления и сборки, а также усложнением очистки аппаратов в условиях эксплуатации.

Длина заготовок трубок, выпускаемых отечественными заводами, достигает в настоящее время 9—12 м. В теплообменных аппаратах ПТУ применяются прямые, U- и П-образные трубки, а также плоские трубные спирали ПВД.

Полная длина прямой трубки теплообменника с двумя трубными досками (рис. 1.32, *a*) определяется в виде

$$L_{\text{полн}} = L_{\text{д}}^{\text{пр}} + n_{\text{п}} \delta_{\text{п}} + 2L_{\text{тр}}, \quad (1.6)$$

где $L_{\text{д}}^{\text{пр}}$ — расчетная (активная) длина трубки, равная сумме расстояний между соседними перегородками, м; $n_{\text{п}}$ — число промежуточных перегородок; $\delta_{\text{п}}$ — толщина промежуточной

перегородки, м; $L_{\text{тр}}$ — участок трубки в трубной доске, равный толщине трубной доски, м.

Полная длина U-образной трубки включает в себя два прямых участка и гиб (рис. 1.32, *б*):

$$L_{\text{полн}} = 2L_{\text{д}}^{\text{пр}} + \pi R_i + n_{\text{п}} \delta_{\text{п}} + 2L_{\text{тр}}, \quad (1.7)$$

где $L_{\text{д}}^{\text{пр}}$ — длина прямых участков трубки, м; R_i — радиус U-образногогиба, м.

Полная длина П-образной трубки включает в себя длину двух прямых участков и длину поперечного ригеля $L_{\text{риг}}$ (рис. 1.32, *в*):

$$L_{\text{полн}} = 2L_{\text{д}}^{\text{пр}} + L_{\text{риг}} + n_{\text{п}} \delta_{\text{п}} + 2L_{\text{тр}}. \quad (1.8)$$

Полная длина плоской спиральной трубки ПВД (рис. 1.32, *з*) определяется по формуле

$$L_{\text{полн}} = L_{\text{к}} + L_{\text{сп}} = L_{\text{к}} + 2\pi n_{\text{в}} \left(D_{\text{вн}} + \frac{(2n_{\text{в}} - 1)(d_{\text{н}} + 0,004)}{2} \right). \quad (1.9)$$

Здесь $L_{\text{к}}$ — суммарная длина соединительных концов (от спирали до коллектора), м; $L_{\text{сп}}$ — развернутая длина спирального участка трубы, м; $n_{\text{в}}$ — число витков в одной плоскости зме-

евика; $D_{\text{вн}}$ — минимальный диаметр спирали змеевика, который принимается равным не менее 0,2 м; $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр спиральной трубы, м.

К длине трубки, определенной по формулам (1.6)—(1.9), следует прибавить 2—4 мм на подрезку или обварку трубок.

Размеры трубок, выпускаемых в промышленности (наружный диаметр и толщина стенки), должны удовлетворять требованиям стандарта. Длина трубок находится в пределах 4—12 м. В табл. 1.15—1.20 приведены некоторые характеристики трубок из различных материалов, указанные в соответствующих стандартах.

Таблица 1.15

Теоретическая линейная плотность (масса 1 м погонной длины) трубок, кг/м, из латуни марок Л68, ЛМш68-0,05, ЛАМш77-2-0,05 (ГОСТ 21646—76)

Наружный диаметр теплообменных трубок, мм	Толщина стенки, мм					
	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
12	0,242	0,297	0,425	—	—	—
13	0,264	0,324	0,465	—	—	—
14	0,285	0,351	0,506	—	—	—
15	0,307	0,378	0,546	—	—	—
16	0,329	0,405	0,588	0,755	—	—
17	0,346	0,432	0,628	0,810	—	—
18	0,371	0,459	0,669	0,864	—	—
19	0,398	0,486	0,709	0,918	—	—
20	0,415	0,513	0,750	0,972	—	—
21	—	0,546	—	—	—	—
22	0,458	0,567	0,831	1,081	—	—
23	0,480	0,594	0,871	1,135	—	—
24	0,502	0,621	0,912	1,188	1,452	1,701
25	0,523	0,648	0,952	1,242	1,519	1,782
26	—	0,675	0,995	1,296	1,586	1,864
28	—	0,729	1,073	1,404	1,797	2,026
29	—	0,756	1,127	—	—	—
30	—	0,783	1,154	1,512	1,857	2,187
32	—	0,837	1,235	1,316	1,993	2,350
33	—	—	1,291	—	—	—
35	—	0,918	1,357	1,782	2,195	2,592
36	—	0,946	1,398	1,837	2,262	2,673
38	—	1,000	1,478	1,945	2,397	2,835
40	—	1,053	1,560	2,052	2,531	2,999
45	—	—	—	2,322	2,870	3,403
50	—	—	—	2,592	3,206	3,807

Примечания: 1. Поправочный коэффициент на теоретическую линейную плотность трубок из латуни марок Л070-1 и ЛОМш70-1-0,05 составляет 1,009.

2. Прочерк в графе означает, что трубки этого диаметра не изготавливаются с данной толщиной стенки.

Таблица 1.16

Теоретическая линейная плотность трубок, кг/м, из латуни Л96 (ГОСТ 617—90)

Наружный диаметр теплообменных трубок, мм	Толщина стенки, мм					
	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
12	0,250	0,307	0,440	0,559	—	—
13	—	0,335	0,482	0,615	0,734	0,838
14	—	0,363	0,524	0,671	0,803	0,992
15	—	0,391	0,566	—	0,873	—
16	0,340	0,419	0,608	0,782	—	1,090
17	—	0,447	—	0,838	—	—
18	—	0,475	0,692	0,894	—	1,258
19	—	0,503	0,734	0,950	—	—
20	—	0,531	0,776	1,006	1,223	1,425
21	—	—	—	—	—	1,510
22	—	0,587	0,859	1,118	1,362	1,593
23	—	—	0,901	—	—	—
24	—	0,643	0,943	1,230	1,502	1,761
25	—	0,671	0,985	1,286	1,572	1,844
26	—	0,699	1,026	1,341	1,642	1,928
28	—	0,755	1,111	1,453	—	2,096
30	—	0,810	1,198	1,565	1,921	2,264
32	—	0,866	1,279	1,677	2,061	2,431
33	—	—	—	—	—	2,516
35	—	0,950	1,404	—	2,271	—
36	—	—	1,446	1,900	2,340	2,767
38	—	1,034	1,530	—	2,480	2,934
40	—	1,090	1,614	2,123	2,620	3,102
45	—	1,230	1,823	2,403	2,969	3,521
50	—	1,368	2,033	2,683	3,319	3,940

Таблица 1.17

Теоретическая линейная плотность трубок, кг/м, из медно-никелевого сплава МНЖ5-1 (ГОСТ 17217—79)

Наружный диаметр теплообменных трубок, мм	Толщина стенки, мм				
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
12	0,310	0,440	0,560	—	—
14	0,360	0,520	0,670	0,800	—
15	0,380	0,570	—	—	—
16	0,420	0,610	0,780	0,940	—
18	0,480	0,690	0,900	—	—
19	0,500	0,730	0,950	—	—
20	0,530	0,780	1,010	1,220	1,430
21	0,560	0,820	1,060	—	—
22	0,590	0,860	1,120	1,360	1,600
23	0,620	0,900	1,180	—	—