

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»**

М.А. Закиров, Э.Ш. Теляков, Э.В. Осипов

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Учебное пособие

**Казань,
Издательство Академии наук РТ
2021**

УДК 66.045.1

З-18

Печатается по решению редакционно-издательского совета Казанского национального исследовательского технологического университета

Рецензенты:

*д-р тех. наук, зав. кафедрой ФГБОУ ВО КГЭУ А.В. Дмитриев
канд. техн. наук, зам. нач. отдела ПАО «Нижнекамскнефтехим». А.А. Якупов*

Закиров, М.А., Теляков, Э.Ш., Осипов, Э.В.

З-18 Теплообменные аппараты: учебное пособие/ Составители: М.А. Закиров, Э.Ш. Теляков, Э.В. Осипов; Минобрнауки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. – Казань: Изд-во АН РТ, 2021. – 196 с.

ISBN 978-5-9690-0882-3

Учебное пособие посвящено описанию конструкции и основам проектирования и расчета теплообменного оборудования, широко применяемого в современных химических и нефтегазоперерабатывающих предприятиях.

Приведены устройство, принцип действия, достоинства и недостатки конструкций, наиболее распространенных кожухотрубчатых теплообменников; проанализированы основные принципы и практические приемы компенсации тепловых деформаций в аппаратах жесткой, полужесткой и нежесткой конструкций. Рассмотрены методы повышения эффективности теплообмена за счет использования оребренных труб, а также создания развитой поверхности теплообмена в типовых и перспективных конструкциях теплообменных аппаратов, изготовленных из листовых и неметаллических материалов.

Учебное пособие предназначено для обучающихся по направлениям подготовки бакалавров 18.03.02 и 15.03.02, а также по программам подготовки магистров по направлениям 15.04.02, учебными планами которых предусмотрено изучение темы «Теплообменное оборудование».

Работа подготовлена на кафедре машин и аппаратов химических производств Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВО «КНИТУ».

ISBN 978-5-9690-0882-3

© Закиров М.А. Теляков Э.Ш.,
Осипов Э.В., 2020
© КНИТУ, 2021

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменное оборудование находит широкое применение в химической и нефтехимической промышленности. Так теплообменные аппараты используют для нагрева и охлаждения жидкостей и газов, испарения жидкостей, конденсации паров, выпаривания (концентрирования растворов за счет испарения части растворителя). Для организации и проведения тепловых процессов нагрева и охлаждения с максимальной эффективностью, т.е. при минимальных затратах материальных и энергетических ресурсов разработаны и используются множество различных конструкций теплообменных аппаратов. С помощью теплообменных устройств, кроме того, поддерживают температурный режим химических реакторов, массообменных аппаратов (ректификационных и абсорбционных колонн, сушилок, кристаллизаторов и т.д.).

Регулирование температуры – один из распространенных методов управления химико-технологическими процессами. Например, путем подвода тепла можно ускорить эндотермические процессы, протекающие с поглощением тепла, а при отводе тепла тормозятся экзотермические процессы, протекающие с выделением тепла. Изменяя температуру, можно сдвигать состояние равновесия обратимых процессов в желаемом направлении и подавить побочные процессы. Таким образом, подвод или отвод тепловой энергии и регулирование температуры с помощью теплоносителей в теплообменных аппаратах позволяет влиять как на кинетику, так и на термодинамику процессов, используемых в химической технологии.

С учетом ведущего места и определяющей роли теплообменного оборудования на современных химических и нефтегазоперерабатывающих производствах возникает необходимость изучения будущими специалистами устройства, принципов действия теплообменных аппаратов, оптимизации конструкции и режимов работы, а также освоения методов их конструирования и расчета.

1. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1.1. Назначение теплообменных аппаратов

Технологические процессы нефтяной и нефтехимической промышленности связаны с нагревом и охлаждением участвующих в них продуктов. В одних случаях тепло приходится подводить извне, в других случаях, наоборот, требуется отводить выделяемое в процессе тепло. Например, нефтепродукты, перед подачей в ректификационную колонну, нагревают до температуры кипения, обычно за счет теплоты отводимых с колонны кубовых продуктов, а полученный продукт ректификации – дистиллят, – конденсируют и охлаждают, для получения жидкого орошения – флегмы.

Аппараты, в которых происходит процесс теплопередачи от одной рабочей среды (продукта) к другой, называют **теплообменниками (теплообменными аппаратами)**.

Продукты, участвующие в процессе теплообмена, принято называть **теплоносителями**. Теплоноситель, имеющий более высокую температуру, называют **нагревающим агентом** (горячим теплоносителем). Наиболее распространенным нагревающим агентом в промышленных теплообменниках является острый водяной пар, легко отдающий тепло при его конденсации с максимальным коэффициентом теплоотдачи. В качестве горячего теплоносителя в ряде случаев применяют дымовые газы, но серьезным недостатком последних является их пожарная опасность и низкие коэффициенты теплоотдачи со стороны газообразных рабочих сред.

Теплоносители, имеющие более низкую рабочую температуру, называют **охлаждающим агентом** или **хладоносителем**. Наиболее часто охлаждающим агентом в промышленных теплообменниках используют воду (оборотную, захлаженную и др.), а в аппаратах воздушного охлаждения используют воздух из окружающей атмосферы.

Согласно законам термодинамики, процесс теплопередачи в теплообменниках происходит от более нагретого теплоносителя к менее нагретому. Движущей силой процесса теплообмена является **разность температур Δt** (температурный напор) теплоносителей. Рекомендации по выбору движущей силы для различных случаев теплообмена приведены в разделе 2 данной работы.

1.2. Область применения теплообменников

Теплообменный аппарат в общем случае может выполнять одну из *следующих функций*:

– служит в качестве обязательного аппарата для проведения технологического процесса; например, теплообменник-подогреватель для нагрева катализатора до температуры активности; кубовый кипятильник-испаритель для нагрева и испарения кубовой жидкости в исчерпывающей части, или дефлегматор для конденсации паров в верхней укрепляющей части ректификационной колонны;

– используется в качестве дополнительного аппарата, удешевляющего проводимый технологический процесс; например, котел-утилизатор установок конверсии углерода, используемый для утилизации теплоты отходящих дымовых газов за счет образования дополнительного вторичного водяного пара; целесообразность установки такого теплообменника должна быть обоснована соответствующим технико-экономическим расчетом.

На химических и нефтехимических отраслях промышленности теплообменники чрезвычайно распространены, ибо практически ни один процесс получения целевых химических продуктов не обходится без тепловой обработки жидких, газообразных и твердых рабочих сред. Достаточно отметить, что на долю теплообменных аппаратов приходится примерно 1/3 всей нефтяной и 1/4 часть химической аппаратуры.

1.3. Требования к теплообменной аппаратуре

Современные теплообменные аппараты должны обладать:

– небольшими габаритными размерами и массой при высокой тепловой нагрузке Q ;

– высокой эффективностью теплообмена, обусловленной максимальными значениями коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи K при минимальных гидравлических сопротивлениях со стороны обоих теплоносителей;

– герметичностью конструкции при возможности легкой разборки и сборки для проведения операций осмотра и чистки;

– технологичностью конструкции, и соответственно, низкой стоимостью изготовления;

– низкими эксплуатационными затратами, связанными с удобством монтажа, обслуживания и ремонта;

- удовлетворять требованиям технической эстетики, т.е. иметь приятный внешний вид и пропорции;
- удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к химической аппаратуре, включающим:
 - механическую прочность, обеспечивающей безопасные условия эксплуатации для обслуживающего персонала и окружающей среды;
 - устойчивость к действию используемых рабочих сред;
 - надежность и долговечность конструкции.

1.4. Классификация теплообменных аппаратов

Изготовление теплообменников является одной из развитых отраслей химического машино- и аппаратостроения, в которой широко применяются прогрессивные методы производства, а ее продукция, несмотря на большой ассортимент и номенклатуру, – практически вся нормализована и стандартизована. Для удобства изучения, сравнения, выбора оптимального варианта и улучшения конструкций необходима классификация теплообменников по ряду показателей.

1. *По конструктивному исполнению* в технологической установке теплообменники подразделяются на 2 класса: встроенные и выносные.

Встроенные теплообменники (рис. 1.1) выполнены заодно с технологической установкой, например, цилиндрический змеевик (*а*) или рубашка (*б*) в реакционном аппарате; встроенный в куб ректификационной колонны испаритель-кипятильник (*в*) в виде лежака. В ряде случаев с целью сокращения длины и сопротивления шлемовой линии от верха колонны до дефлегматора-конденсатора, последний устанавливается разъемно на фланцах непосредственно в верхней части ректификационной колонны (*г*).

Выносные теплообменники выполнены отдельно от технологической установки, т.е. являются индивидуальными теплообменными аппаратами.

2. *По принципу действия*, т.е. по способу передачи тепла различают 2 группы теплообменников: аппараты смешения и поверхностные аппараты.

Аппараты смешения более просты, так как теплоноситель при этом подается непосредственно в рабочий объем аппарата, например, водяной пар на обогрев высококипящего кубового продукта подается

непосредственно в кубовую часть ректификационной колонны смешения.

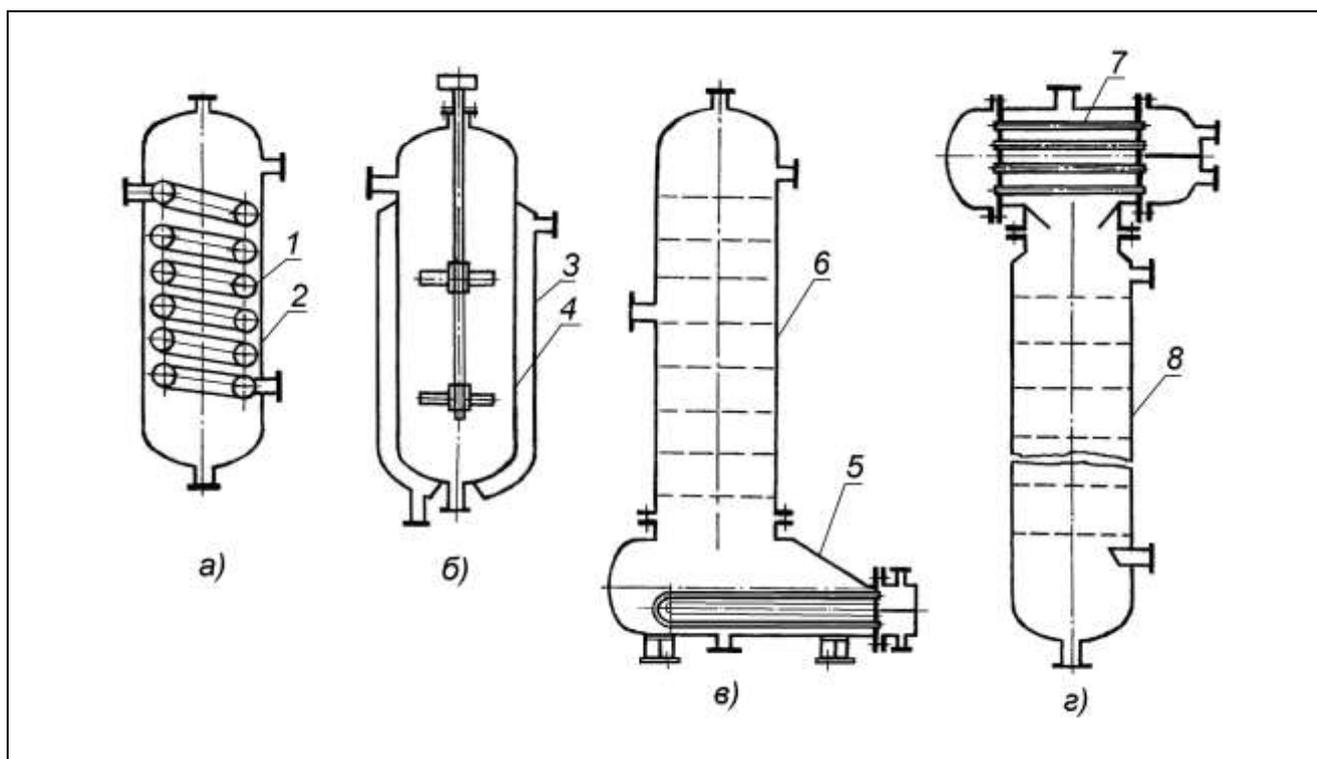


Рис. 1.1. Схемы встроенных теплообменных аппаратов: а) – внутренний цилиндрический змеевик 1 в корпусе реактора 2; б) – внешняя рубашка 3 в кубовом реакторе 4 с мешалкой; в) – испаритель-кипятильник 5 в виде лежачка в кубе ректификационной колонны 6; г) – дефлегматор-конденсатор 7 в верхней части ректификационной колонны 8

Процесс теплообмена при этом очень эффективен, но не во всех случаях допускается смешение теплоносителей с рабочей средой в аппарате, поскольку в таких случаях потребуется дополнительное разделение и очистка продуктов от теплоносителя. Имеются продукты, которые не допускают смешения с воздухом или водой, например, алюмоорганические соединения в производстве синтетических каучуков, которые могут привести к самовозгоранию или взрыву в аппарате.

В *поверхностных теплообменниках* имеется твердая теплопроводящая поверхность (с площадью F), которая разделяет рабочие среды друг от друга и служит для передачи тепла между теплоносителями.

3. Поверхностные теплообменники по схеме работы, в свою очередь, подразделяются на регенеративные и рекуперативные.

В регенеративных теплообменниках теплоносители периодически, по очереди соприкасаются с одной и той же массивной поверхностью теплообмена. При этом сначала происходит аккумуляция тепла от подаваемого в объем горячего теплоносителя, а затем тепло передается холодному теплоносителю при подаче его в тот же объем. Примером могут служить регенераторы доменных печей; вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели котлов тепловых электростанций (ТЭС). Сюда же можно отнести природные объекты – горы, камни, почву, воду и др., которые нагреваются днем под действием солнечных лучей, а ночью остывают, медленно отдавая накопленное тепло окружающему воздуху и другим предметам. Банные печи – каменки, также можно отнести к регенеративным теплообменникам, так как сначала происходит их нагрев горячими дымовыми газами, а затем они отдают тепло в виде пара при подаче воды на раскаленные камни печи. Недостатком регенеративных теплообменников является периодичность действия, а также их не полная герметичность, так как они не исключают смешения и загрязнения теплоносителей.

В рекуперативных теплообменниках передача тепла происходит через твердую теплопроводящую стенку, по обе стороны от которой одновременно движутся теплоносители, не смешиваясь друг с другом. В отличие от регенеративных аппаратов, процесс теплообмена здесь происходит непрерывно; исключается их смешение и загрязнение; теплообменник имеет меньшие габариты и массу. Классификация рекуперативных теплообменников приведена на рис. 1.2.

4. В зависимости от формы поверхности теплообмена поверхностные рекуперативные теплообменники подразделяются на три типа:

а – трубчатые, в которых поверхность теплообмена образуется из пучка труб различной формы: прямых, витых, гнутых, гладких, оребренных и др.;

б – из листового материала – пластинчатые, спиральные, пластинчато-ребристые теплообменники, реакционные аппараты с рубашками; эти аппараты отличаются большей компактностью конструкции;

в – специальные, когда поверхность теплообмена выполнена в виде сотовой насадки, блоков из графита, вращающегося шнека и т.д.

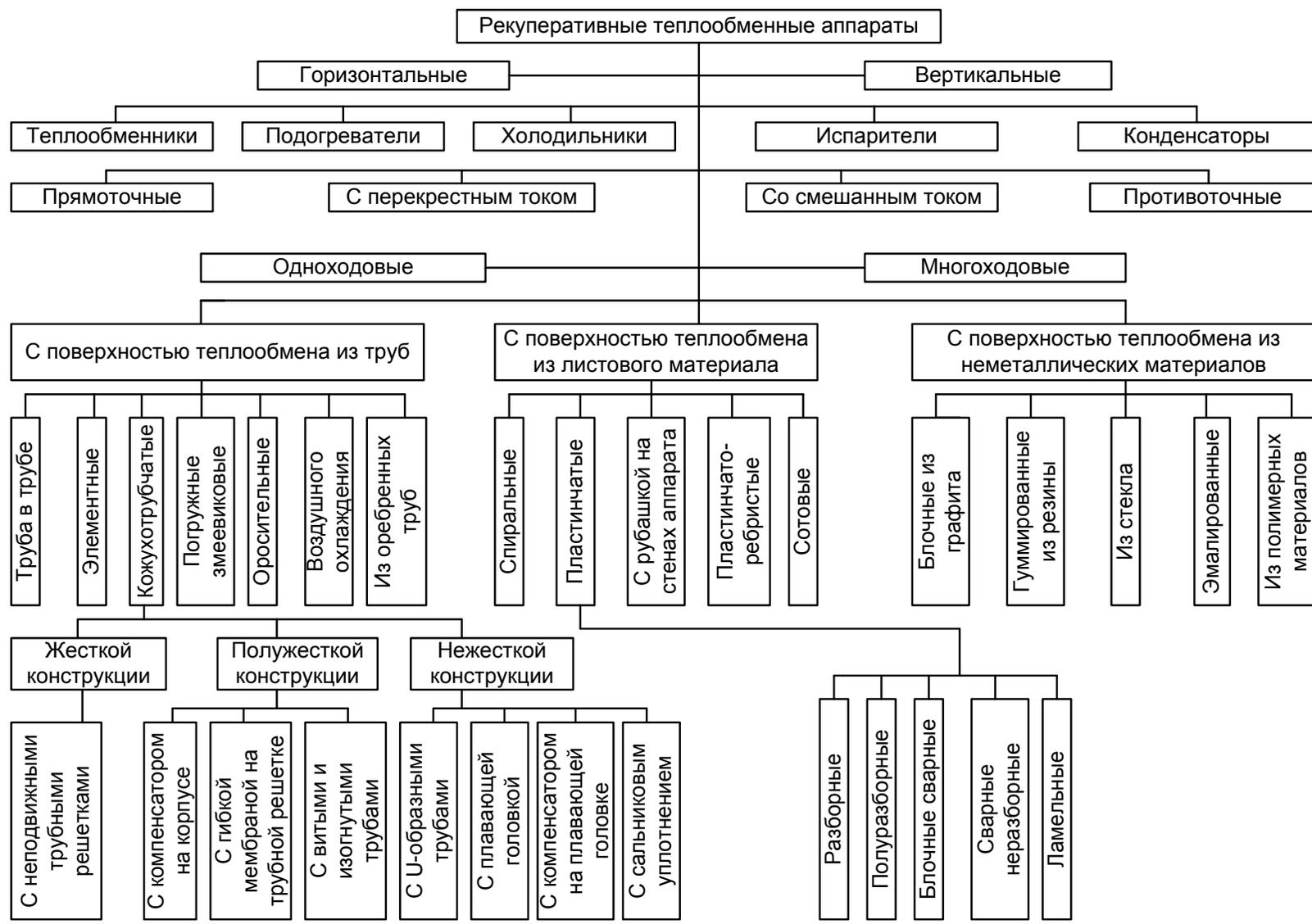


Рис. 1.2. Классификация рекуперативных теплообменников

5. Трубчатые теплообменники, в свою очередь, образуют 3 группы теплообменных аппаратов:

а – **кожухотрубчатые**, когда в цилиндрическом корпусе (кожухе) размещается большое число труб (несколько десятков);

б – **элементные**, когда число труб в пучке небольшое и не превышает 10 – 20 штук; элементные теплообменники обычно komponуются в секции по несколько аппаратов для получения больших поверхностей теплообмена;

в – **труба в трубе** (марки ТТ, или двухтрубные), – образуются, когда внутри наружной трубы размещается одна внутренняя с небольшим зазором между ними; для получения необходимой поверхности теплообмена внутренние трубы (обычно с диаметром 57 ... 108 мм) соединяют с помощью сварных или фланцевых переходников (калачей), а внешние трубы, имеющие диаметр 76 ... 159 мм, – сварными или фланцевыми патрубками, образуя разъемные или неразъемные секции из нескольких элементов ТТ.

6. По агрегатному состоянию теплоносителей теплообменники подразделяют на аппараты следующих типов:

а – **без изменения агрегатного состояния** теплоносителей: – холодильники (Х) и подогреватели (П);

б – **с изменением агрегатного состояния** теплоносителей: – испарители-кипятильники (И) и конденсаторы (К);

в – **для одновременного проведения тепло- и массообменных процессов** (комбинированные): – выпарные аппараты, аппараты для проведения химических реакций и т.д.

7. В зависимости от взаимного направления движения теплоносителей различают 4 группы аппаратов (рис. 1.3):

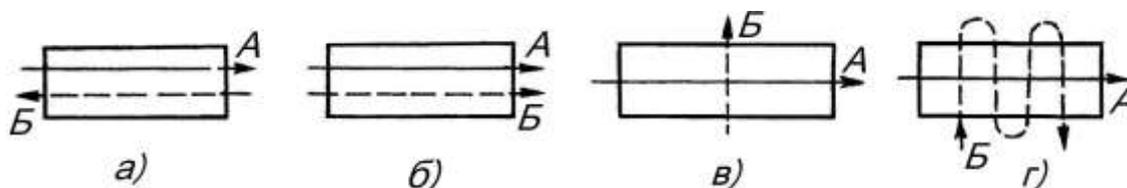


Рис. 1.3. Схемы теплообменных аппаратов с противоточным (*а*), с параллельным (*б*), с перекрестным (*в*) и со смешанным (*г*) потоками теплоносителей

а) – с **параллельными потоками** (прямоток);

б) – с **противоточными потоками** (встречный ток);

в) – с **перекрестными потоками** (перекрестный ток);

з) – *со смешанными потоками* (смешанный ток).

Наиболее эффективным считается противоток (рис. 1.3, б), который обеспечивает максимальную движущую силу Δt процесса теплопередачи. Для других схем движения вводится поправочный коэффициент k , который можно найти в соответствующих справочниках.

8. В *оросительных теплообменниках* обычно происходит охлаждение рабочей жидкости, движущейся в нескольких рядах горизонтальных труб, по наружной поверхности которых тонкой пленкой стекает охлаждающий теплоноситель – вода. За счет частичного испарения охлаждающей воды интенсивность теплообмена в оросительных теплообменниках выше, чем в других типах аппаратов, однако при этом происходит потеря воды на испарение.

9. К наиболее старым типам трубчатого теплообменного оборудования относятся *погружные теплообменники* с прямыми или гнутыми (змеевиковыми) трубами, в которых охлаждаемый продукт движется по пучку труб, размещенному в открытом корпусе прямоугольной или цилиндрической формы, через межтрубное пространство которого прокачивают охлаждающую воду. В связи разработкой и внедрением более экологичных и герметичных аппаратов воздушного охлаждения, в последнее время погружные теплообменники на нефтегазоперерабатывающих заводах находят ограниченное применение.

10. По степени компенсации температурных деформаций кожухотрубчатые теплообменники делятся на *жесткие, полужесткие и нежесткие*; принципы и методы такой классификации будут рассмотрены ниже.

2. ОСНОВЫ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Для расчета поверхностных теплообменных аппаратов составляют тепловой баланс, т.е. определяют количество тепла Q_1 , выделяемое более горячим (нагревающим) потоком и количеством тепла Q_2 , поглощаемым более холодным (нагреваемым) потоком. Часть выделяемого тепла Q_1 (2 ... 8 %) безвозвратно теряется в окружающую среду через корпус, подводящие трубопроводы, изоляцию, поэтому реальное (расчетное) количество поглощенной холодным потоком теплоты Q_2 , с учетом возможных потерь, записывается в виде соотношения

$$Q_2 = \eta Q_1, \quad (2.1)$$

где η – коэффициент использования тепла, принимается в пределах $\eta = 0,92 - 0,98$.

При расчете конденсаторов и холодильников, рекомендуется тепловые потери не учитывать, т.е. принимать $Q_2 = Q_1$. В этом случае расчет дает некоторый запас по расходу охлаждающей воды (воздуха) и, соответственно, поверхности охлаждения аппарата.

При расчете регенеративных теплообменников потери тепла необходимо учитывать, т.к. вычисленная поверхность аппарат может оказаться недостаточной для проведения технологического процесса.

Важнейшей и наиболее трудоемкой частью теплового расчета является вычисление коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , от которых зависит коэффициент теплопередачи K , характеризующий интенсивность процесса теплообмена между теплоносителями в аппарате.

Коэффициенты теплоотдачи от движущегося жидкого или газообразного потока зависят от режима движения: при ламинарном (струйном) потоке коэффициенты обычно малы, а при турбулентном (вихревом) потоке более высоки и возрастают с увеличением степени турбулентности, выражаемой известным критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu}, \quad (2.2)$$

где w – линейная скорость движения потока; d – диаметр трубы; ρ – плотность; μ – коэффициент динамической вязкости потока.

При числах $Re < 2300$ режим движения ламинарный (безотрывный), при $2300 < Re < 10000$ – режим переходный, при $Re >$

10000 – режим развитый турбулентный, наиболее эффективный для проведения процессов тепло- и массообмена. Расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 проводят по безразмерным критериальным уравнениям, полученным для различных режимов и места движения теплообменивающихся потоков.

Коэффициент теплопередачи K рассчитывают по известному уравнению аддитивности тепловых сопротивлений, полученному для плоской стенки или при большом радиусе ее кривизны (для труб при $d_{в}/d_{н} > 0,5$) в виде:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.3)$$

Здесь: α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи теплоносителей с каждой стороны стенки; r_{31} и r_{32} – термические сопротивления загрязнений по различным сторонам стенки; $\delta_{ст}$ – толщина стенки теплопередающей поверхности; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки.

Часто для приближенных расчетов, или, когда нет достаточно точных методов расчета для коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , величину коэффициента теплопередачи K находят по практическим данным или по приближенным эмпирическим уравнениям или графикам.

Некоторые рекомендуемые для приближенных расчетов значения коэффициентов теплопередачи K приведены в табл. 2.1.

Табл. 2.1. Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи в различных средах

Вид теплообмена и среда:	K , Вт/(м ² ·К), при движении среды:	
	вынужденном	свободном
1	2	3
От газа к газу при обычных давлениях	12 – 35	3,5 – 12
От газа к жидкости	12 – 60	6 – 17
От конденсирующегося пара к газу	12 – 120	6 – 12
От жидкости к жидкости (вода)	200 – 400	100 – 300
От жидкости к жидкости (органической)	120 – 300	30 – 60
От конденсирующегося пара к воде	500 – 1000	300 – 800

Продолжение табл. 2.1.

1	2	3
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям	100 – 350	60 – 180
От конденсирующегося пара органических веществ к воде	350 – 800	230 – 450
От конденсирующегося пара к вязкой жидкости	–	300 – 500

Необходимые для практических расчетов значения входящих в уравнение (2.3) термических сопротивлений загрязнений (r_{31} и r_{32}), толщины стенок труб ($\delta_{ст}$) и коэффициентов теплопроводности ($\lambda_{ст}$) материалов, используемых для изготовления теплообменников, приводятся в учебной и справочной литературе [1, 7, 8].

При известных количествах переданного тепла Q , средней разности температур $\Delta t_{ср}$ между теплообменивающими средами и коэффициента теплопередачи K , требуемая поверхность теплообмена определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{ср}} \quad (2.4)$$

Это уравнение (закон Фика) получено для случая плоской стенки, однако оно справедливо и для труб, если толщина стенок мала по сравнению с диаметром, что соблюдается при использовании в теплообменниках труб стандартного сортамента, например 20×2, 25×2, 25×2,5, 32×2,5 и др.

Для практического использования уравнения (2.4) следует располагать значениями средней разности температур $\Delta t_{ср}$ в аппарате. В большинстве производственных процессов тепло передается при переменных температурах одного или обоих теплообменивающихся потоков. Очевидно, в этом случае и разность температур $\Delta t_{ср}$, или температурный напор, пропорционально которому передается тепло Q , будет также величиной переменной, меняющейся вдоль поверхности нагрева F . В связи с этим возникает необходимость определения средней разности температур (среднего температурного напора) между теплообменивающимися средами.

Это среднее значение температурного напора, естественно, зависит от характера изменения температур потоков вдоль поверхности теплообменного аппарата, который может быть

различным. К характерным случаям движения потоков относятся: прямоток, противоток, перекрестный ток и смешанный ток. Основные схемы потоков, соответствующие этим случаям, представлены на рис. 2.1.

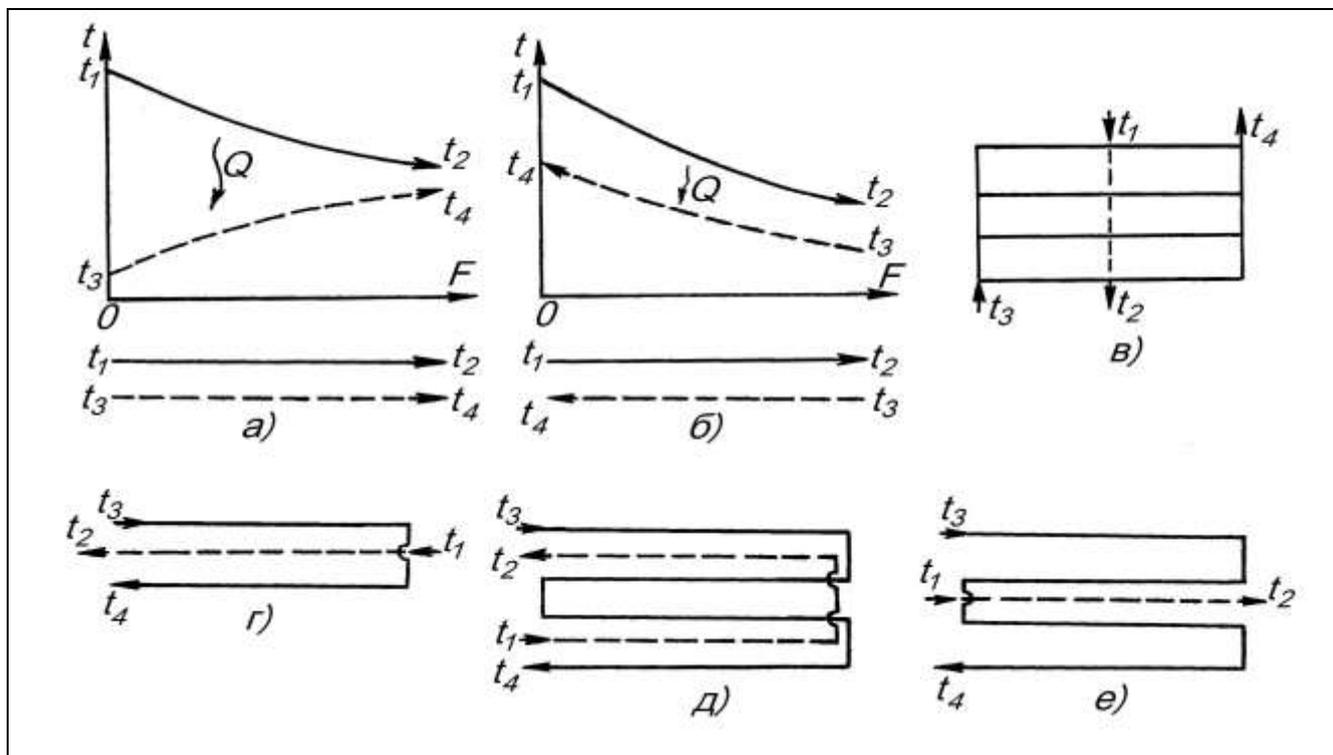


Рис. 2.1. Основные схемы движения потоков и температурные диаграммы при различных случаях теплообмена: *а)* – прямоток; *б)* – противоток; *в)* – перекрестный ток; *г)* – два хода в трубном и один ход в межтрубном пространстве; *д)* – четыре хода в трубном и два хода в межтрубном пространстве; *е)* – четыре хода в трубном и один ход в межтрубном пространстве

Сопоставление температурных режимов работы теплообменных аппаратов при наиболее распространенных прямоточных и противоточных схемах движения потоков (рис. 2.1, *а*, *б*) позволяет отметить, что при прямотоке максимальный температурный напор наблюдается у входа в теплообменный аппарат; затем этот напор уменьшается, достигая своего минимального значения у выхода из аппарата. В противоположность этому при противотоке температурный напор более равномерно распределяется вдоль поверхности теплообмена. Вследствие такого распределения температурного напора при прямотоке поверхность теплообмена в тепловом отношении загружена неравномерно, тогда как при

противотоке распределение тепловой нагрузки по длине аппарата является более равномерным.

Из графика, представленного на рис. 2.1, б), можно отметить еще одно важное достоинство противотока: конечная температура нагреваемой среды может быть выше конечной температуры охлаждающей среды. Это обстоятельство позволяет при регенерации тепла обеспечить более высокий подогрев нагреваемой среды, а при охлаждении снизить расход охлаждающего агента и при том же его расходе понизить конечную температуру охлаждаемого продукта.

Таким образом, обеспечение противотока в теплообменном аппарате является желательным, однако, часто с целью упрощения конструкции аппарата и по некоторым другим причинам приходится применять и другие менее эффективные схемы теплообмена.

При прямотоке и противотоке средний температурный напор определяется как средне логарифмическая из следующего уравнения:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (2.5)$$

Здесь $\Delta t_{\bar{\delta}}$ и $\Delta t_{\bar{m}}$ – большая и меньшая разности температур на концах аппарата, определяемые, соответственно по уравнениям:

$$\text{при прямотоке (рис.2.1, а)} \quad \Delta t_{\bar{\delta}} = t_1 - t_3 \text{ и } \Delta t_{\bar{m}} = t_2 - t_4 \quad (2.6)$$

$$\text{при противотоке (рис. 2.1, б)} \quad \Delta t_{\bar{\delta}} = t_1 - t_4 \text{ и } \Delta t_{\bar{m}} = t_2 - t_3 \quad (2.7)$$

При противотоке большая и меньшая разности температур могут быть и на противоположных сторонах теплообменника, т.е. $\Delta t_{\bar{\delta}} = t_2 - t_3$ и $\Delta t_{\bar{m}} = t_1 - t_4$.

Если $(\Delta t_{\bar{\delta}} : \Delta t_{\bar{m}}) \leq 2$, то с ошибкой, не превышающей 4 %, средний температурный напор может быть вычислен как среднеарифметическая величина разности температур на горячем и холодном концах аппарата, т.е. по упрощенному уравнению:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} + \Delta t_{\bar{m}}}{2} \quad (2.8)$$

Если в межтрубном пространстве теплоноситель делает один ход, а в трубном два (рис. 2.1, з), или в межтрубном пространстве два хода, а в трубном четыре (рис. 2.1, д), или, наконец, в межтрубном пространстве один ход, а в трубном четыре (рис. 2.1, е), то средняя разность температур может быть вычислена также по уравнению (2.5),

с той лишь разницей, что величины $\Delta t_{\text{с}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ будут иметь другие значения.

При определении средней разности температур для смешанного и перекрестного токов в многоходовых теплообменниках (рис. 2.1, в) можно использовать уравнение:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_T \Delta t_{\text{пр}}, \quad (2.9)$$

где $\Delta t_{\text{пр}}$ – вычисляется по уравнению (2.5) для схемы противотока; ε_T – поправочный коэффициент, зависящий от действительной схемы движения теплоносителя и определяемый по методике, изложенной в учебном пособии [7, с. 148].

3. КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

3.1. Общие сведения о кожухотрубчатых теплообменниках

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой пучок труб различной формы, закрепленных в трубных решетках, заключенных в цилиндрическом корпусе (кожухе) с крышками. Для подачи и отвода теплоносителей предусмотрены штуцера и патрубки с фланцевыми или муфтовыми разъемами, а для установки на фундаменте – опоры или стойки.

Кожухотрубчатые теплообменники являются самыми распространенным видом теплообменных аппаратов, они составляют около 80 % всего теплообменного оборудования благодаря простоте конструкции и технологичности изготовления.

Достоинствами кожухотрубчатых теплообменников являются:

- хорошо освоенная технология изготовления;
- значительные давления и температуры рабочих сред;
- большая поверхность теплообмена при относительно небольших габаритах и массе.

Стандартизованные кожухотрубчатые теплообменники применяются при давлениях от 0,6 до 6,4 МПа; температурах рабочих сред: от – 30 до 300 °С; диаметрах корпуса $D_k = 159 - 2000$ мм; длине труб – до 6000 мм; поверхность теплообмена достигает 1500 м².

Кожухотрубчатые теплообменники предпочтительнее изготовить с малым диаметром корпуса, но большей длиной труб для обеспечения повышенных рабочих скоростей и коэффициентов теплоотдачи в трубном и межтрубном пространствах, а также с целью уменьшения числа соединений труб с трубными решетками.

Маркировка стандартизованных отечественных кожухотрубчатых теплообменников включает три буквы, которые условно обозначают назначение, степень температурной компенсации труб и корпуса и пространственное расположение (исполнение) теплообменника.

По назначению (первая буква в маркировке) кожухотрубчатые теплообменники подразделяются на теплообменники (Т), подогреватели (П), холодильники (Х), конденсаторы (К), испарители (И).

По степени компенсации температурных деформаций в трубах и корпусе ГОСТ 9929 – 82 устанавливает следующие условные обозначения теплообменных аппаратов (вторая буква в маркировке):

Н – с неподвижными трубными решетками (жесткой конструкции);

К – с компенсатором в корпусе (полужесткой конструкции);

П – с плавающей головкой (нежесткой конструкции);

У – с U-образными трубами (нежесткой конструкции);

С – с сальниковым уплотнением плавающей головки (нежесткой конструкции);

ТТ – труба в трубе (жесткого и нежесткого типов);

ПП – подогреватель с паровым пространством (нежесткого типа);

ПК – плавающая головка с компенсатором на ней (обычно нежесткого типа).

По пространственному расположению (третья буква в маркировке) теплообменные аппараты могут быть горизонтального исполнения (Г) на седловых опорах или вертикального исполнения (В) на лапах-стойках, с помощью которых теплообменник устанавливают на фундаменте.

По числу ходов в трубном пространстве теплообменники выполняют одно-, двух-, четырех- и шестиходовыми; по диаметру теплообменных труб – 20×2 мм; 25×2 мм; 25×2,5 мм.

По температурному интервалу различают кожухотрубчатые аппараты низкотемпературные (Н) – от – 30 до +100 °С, обыкновенные – (О) – от – 20 до +200 °С, высокотемпературные (В) – от – 20 до +300 °С.

По степени опасности используемых рабочих сред кожухотрубчатые теплообменники подразделяются на две категории: для невзрыво- и не пожароопасных сред и сред, не обладающими токсичностью (группа А) и для взрыво- и пожароопасных сред и сред, обладающих токсичностью (группа Б).

Материальное исполнение основных элементов теплообменников обозначается следующими сочетаниями букв и цифр: М1 ... М3 – для аппаратов, корпуса, распределительные камеры, крышки и трубы которых изготовлены из нелегированных углеродистых сталей; М4 ... М24 – для аппаратов, в которых корпуса, распределительные камеры, крышки и трубы изготовлены с использованием как углеродистых, так и легированных сталей; Б1 ... Б10 – для аппаратов, корпуса, распределительные камеры и крышки которых изготовлены с

использованием двухслойных сталей, с защитным плакирующим слоем со стороны рабочих сред.

В табл. 3.1 приведены предельные рабочие параметры трубного и межтрубного пространств кожухотрубчатых теплообменников.

Табл. 3.1. Диапазон рабочих параметров стандартизованных теплообменных аппаратов

Тип аппарата	Трубное пространство		Межтрубное пространство		ГОСТ
	P_y , МПа	t , °C	P_y , МПа	t , °C	
ТН	0,6 – 4,0	(–30) – (+350)	0,6 – 4,0	(–30) – (+350)	15122–79
ТК	0,6 – 4,0	(–30) – (+350)	0,6 – 1,6	(–30) – (+350)	15122–79
ТП	1,6 – 8,0	(–30) – (+450)	1,6 – 8,0	(–30) – (+450)	14246–79
ХН	0,6	(–20) – (+60)	0,6 – 4,0	0 – (+300)	15120–79
ХК	0,6	(–20) – (+60)	0,6 – 1,6	0 – (+300)	15120–79
ХП	1,0	(–20) – (+60)	1,6 – 6,4	0 – (+400)	14244–79
КН	0,6	(–20) – (+60)	0,6 – 2,5	0 – (+300)	12121–79
КК	0,6	(–20) – (+60)	0,6 – 1,6	0 – (+300)	12121–79
КП	1,0	(–20) – (+60)	1,0 – 2,5	0 – (+300)	12247–79
ИН	0,6 – 1,0	(–30) – (+350)	0,6 – 4,0	(–30) – (+350)	15119–79
ИК	0,6 – 1,0	(–30) – (+350)	0,6 – 1,6	(–30) – (+350)	15119–79

Ниже приведены примеры условного обозначения стандартных кожухотрубчатых теплообменников в соответствии с каталогом [5].

Теплообменник 800 ТКГ-16-М1-О/20-6-4 гр. А ГОСТ 15122-79 – теплообменник полужесткой конструкции типа К (с компенсатором на корпусе), горизонтальный, с внутренним диаметром корпуса 800 мм, на условное давление в трубах и корпусе 16 кг/см², исполнение по виду материала М1 (корпус и трубы из конструкционной стали марки 20), обыкновенное исполнение по температурному пределу, с теплообменными трубами с наружным диаметром 20 мм, длиной 6 м, четырехходовой по трубному пространству, для нагрева и охлаждения невзрывоопасных сред, а также вредных веществ класса выше 2-го по ГОСТ 12.1.007–76;

Конденсатор 1000 КП 25-М10-О/25-2 гр. Б ГОСТ 14247-79 – конденсатор нежесткого типа П (с плавающей головкой), с корпусом с внутренним диаметром 1000 мм, на условное давление в корпусе 25 кг/см², исполнение по материалу М10 (кожух и трубы из легированной стали марки 12Х18Н10Т), обыкновенное исполнение по температурному пределу, с теплообменными трубами с наружным

диаметром 25 мм, двухходовой по трубному пространству, для конденсации взрывоопасных сред или сред 1 и 2-го классов вредности по ГОСТ 12.1.007–76.

3.2. Теплообменники жесткой конструкции типа Н

Жесткую конструкцию образуют кожухотрубчатые теплообменники, в которых трубы и корпус неразъемно связаны друг с другом через неподвижные трубные решетки, жестко закрепленные к корпусу на сварке (пайкой или склеиванием). К этому типу относятся теплообменники типа «Н» – аппараты с неподвижными трубными решетками (рис. 3.1).

Основным рабочим органом теплообменников жесткой конструкции является трубный пучок, состоящий из пакета прямых теплообменных труб 1, (гладких или оребренных), образующих поверхность теплообмена F , и заключенных в цилиндрический корпус (кожух) 2. Концы теплообменных труб неподвижно закреплены в отверстиях трубных решеток (досок) 3 и 4. Сами трубные решетки методом сварки жестко связаны с цилиндрическим корпусом 2 аппарата. Трубная решетка 3 справа герметично закрыта эллиптической крышкой на фланцах 5. Левая трубная решетка 4 закрыта разъемной распределительной камерой 6 со штуцерами A' и A'' и крышкой 7 на фланцах. Благодаря такой конструкции в кожухотрубчатом теплообменнике образуются две изолированные друг от друга рабочие зоны: – **трубное пространство**, в котором движется теплоноситель A и **межтрубное пространство**, где движется второй теплоноситель B , для подвода и отвода которого в корпусе предусмотрены соответствующие штуцера B' и B'' . Теплообмен между теплоносителями осуществляется через стенки труб и частично через трубные решетки непрерывно, без их смещения.

В распределительной камере 6 и левой крышке 7 размещена продольная перегородка 8, которая образует два хода по трубному пространству. Устанавливая различное число продольных перегородок, можно образовать многоходовые теплообменники с 2-мя, 4-мя и 6-ю ходами в трубном пространстве. В одноходовом теплообменнике продольная перегородка отсутствует, поэтому теплоноситель A проходит по трубному пучку только один раз. В многоходовых теплообменниках теплоноситель A за счет продольных перегородок 8 несколько раз проходит по трубному пучку, благодаря чему увеличивается скорость его поступательного движения по

трубам и, соответственно, возрастает коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве. Максимальное число ходов в кожухотрубчатых теплообменниках не должно превышать шести, поскольку чрезмерное увеличение скорости движения в трубах приводит к резкому возрастанию гидравлического сопротивления в трубном пространстве (пропорционально квадрату скорости движения теплоносителя), что потребует установки более мощного насоса на перекачивание теплоносителя A через трубное пространство теплообменника.

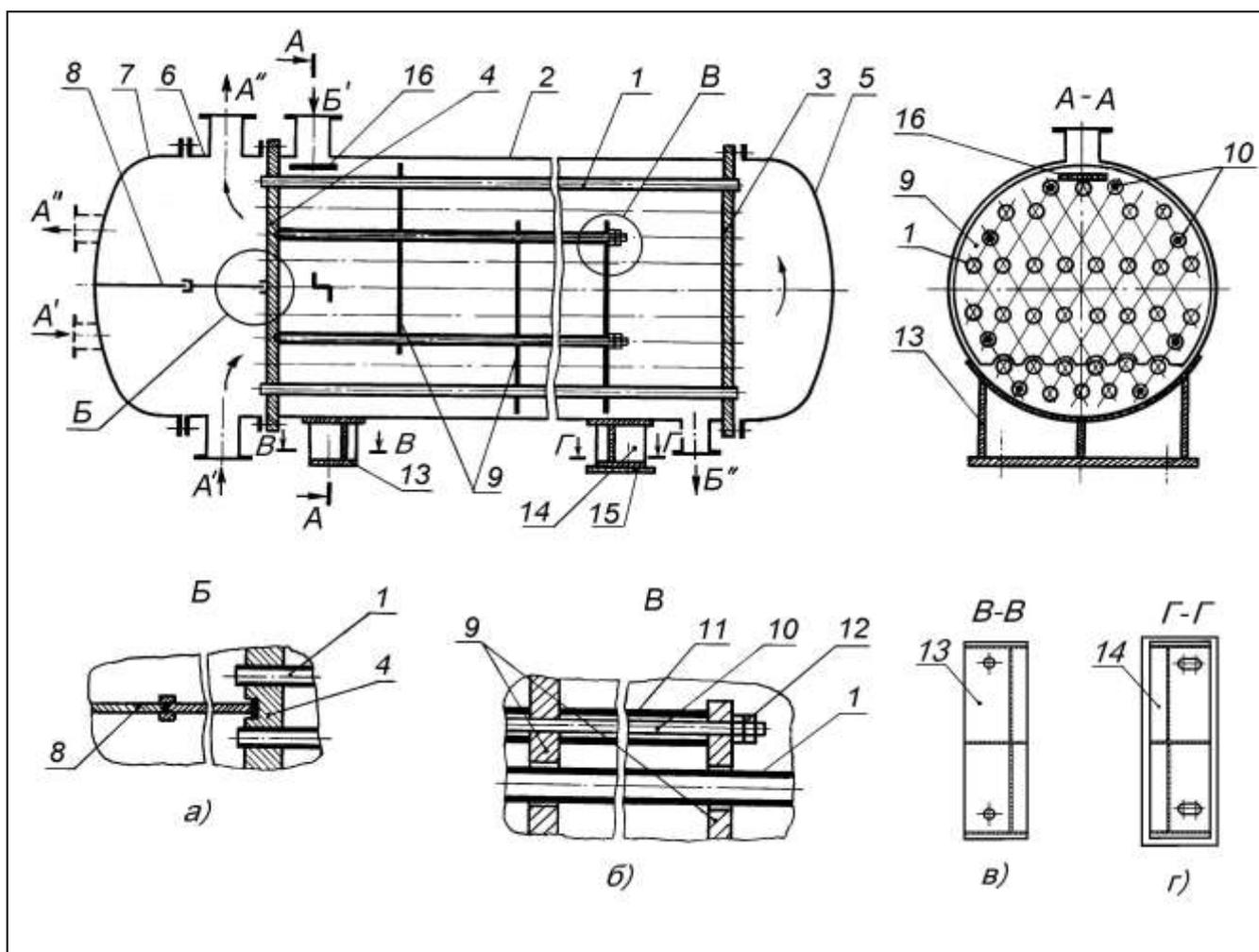


Рис. 3.1. Теплообменник жесткой конструкции с неподвижными трубными решетками типа Н: а) – узел соединения продольной перегородки 8 с трубной решеткой 4; б) – узел соединения поперечных перегородок 9 с помощью стяжек 10; в) – схема размещения отверстий на неподвижной опоре 13; г) – схема размещения отверстий на подвижной опоре 14 с подкладным листом 15

В межтрубном пространстве теплообменника размещены поперечные перегородки 9, которые также способствуют

интенсификации процесса теплообмена в аппарате за счет выполнения следующих функций:

- обеспечивается поперечное омывание трубного пучка с углом атаки, близким к 90° , что позволяет достичь значительного повышения коэффициентов теплоотдачи по сравнению с продольным омыванием труб;

- исключаются застойные зоны, особенно вблизи трубных решеток, благодаря чему происходит полное омывание пучка труб теплоносителем B в межтрубном пространстве по всей длине труб и всему диаметра аппарата;

- увеличивается длина пути движения теплоносителя B по межтрубному пространству, благодаря чему возрастает скорость поступательного движения теплоносителя и, соответственно, увеличивается коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности труб;

- перегородки дополнительно поддерживают трубы от провисания и касания друг с другом, уменьшая вибрацию и истирание труб, что особенно актуально при большой длине труб в аппарате.

Данный теплообменник горизонтального исполнения (условное обозначение ТНГ), устанавливается на двух седловых опорах марки ОГ: слева – на неподвижной опоре 13, с круглыми отверстиями под фундаментные болты, и справа – на подвижной (скользящей) опоре 14, имеющей вытянутые отверстия под фундаментные болты. При монтаже теплообменника гайки на фундаментных болтах неподвижной опоры 13 затягиваются на полную силу, а на подвижной опоре 14 гайки оставляют не затянутыми на 1 – 2 витка резьбы, обеспечивая свободное скольжение правой опоры по подкладному листу 15 фундамента. На данной конструкции теплообменника неподвижной выполнена левая опора, так как на этом конце теплообменника размещены максимальное число штуцеров (в количестве 3 штук: A' , A'' и B'), чтобы обеспечить неподвижность и герметичность фланцевых разъемов этих штуцеров с подводящими и отводящими трубопроводами для теплоносителей A и B .

На входном штуцере B' для подачи теплоносителя в межтрубное пространство установлен отбойник 16 в виде плоской пластины, приваренной изнутри к корпусу или к дистанционным трубам, с целью исключения абразивного и эрозионного износа труб высокоскоростным потоком теплоносителя B .

Трубы в трубных решетках наиболее часто размещают по вершинам равносторонних треугольников (система треугольников). В ряде случаев используют схему размещения труб по вершинам квадратов (систему квадратов), но по такой схеме размещения число труб на единицу площади трубной решетки получается несколько ниже, чем в системе треугольников, поэтому систему квадратов применяют в разборных теплообменниках нежесткой конструкции, которая допускает чистку наружной поверхности теплообменных труб наиболее эффективным – механическим способом.

Наличие распределительной камеры 6 в многоходовом теплообменнике, хотя и увеличивает массу и, соответственно, стоимость теплообменника, создает удобства при обслуживании теплообменника, – она позволяет вскрывать левую крышку 7 и провести визуальный осмотр состояния трубной решетки 4 с трубами без отсоединения фланцевых разъемов на местах соединения трубопроводов со штуцерами A' и A'' трубного пространства аппарата. В одноходовых теплообменниках распределительная камера с продольными перегородками отсутствует.

Теплообменники жесткой конструкции типа Н обладают следующими достоинствами.

1. Хорошо освоенная технология и простота изготовления, соответственно, относительно низкая стоимость (в производстве кожухотрубчатых теплообменников применяются стандартизованные и нормализованные элементы – корпус, крышки, трубы, штуцера, опоры и др.);

2. Высокие рабочие давления в трубном и межтрубном пространствах (от 0,6 до 6,4 МПа);

3. Допускается механическая чистка трубного пространства с использованием гидромониторов с давлением рабочей жидкости до 50 МПа.

Однако теплообменники жесткого типа имеют *ряд серьезных недостатков*.

1. Из-за неразборности межтрубного пространства в теплообменниках жесткой конструкции не допускается чистка наружной поверхности труб механическим способом. Поэтому в межтрубное пространство теплообменников марки ТН подают чистые, не застывающие продукты, не образующие твердых отложений и других загрязнений на наружной поверхности труб, например, конденсирующийся водяной пар.

2. Кожухотрубчатые теплообменники жесткого типа имеют относительно небольшую удельную поверхность (поверхность на единицу массы – $\text{м}^2/\text{кг}$), чем пластинчатые и спиральные теплообменники, у которых поверхность теплообмена образована из листового материала;

3. В результате различных температур нагрева стенок труб и корпуса рабочими средами, в теплообменниках жесткой конструкции появляются так называемые **температурные напряжения** сжатия и растяжения, вызванные жестким соединением труб и корпуса аппарата через неподвижные (приварные) трубные решетки. Под действием больших температурных напряжений в теплообменниках марки ТН могут появиться остаточные деформации, приводящие к нарушению герметичности соединений и другим аварийным ситуациям.

Чтобы температурные напряжения элементов теплообменника не выходили за пределы упругости используемых конструкционных материалов, допускаемая разность температур труб и корпуса не должна превышать 30 ... 50 °С. Если фактическая разность температур труб и корпуса превысит указанный диапазон, то может произойти вырывание труб из трубных решеток или разрыв сварного шва, соединяющего трубную решетку с корпусом теплообменника. Следует учитывать также, что минимальные значения указанного диапазона температур (30 ... 40°) допускаются в теплообменных аппаратах небольшого диаметра (до 400 ... 600 мм), а верхний диапазон температур (40 ... 50°) – в теплообменниках большого диаметра (свыше 600 мм), поскольку аппараты большого диаметра, кроме осевых деформаций труб и корпуса, допускают изгиб трубных решеток, что приводит к заметному снижению температурных напряжений и частичной компенсации температурных деформаций в трубах и корпусе аппарата.

Для снижения температурных напряжений, при пуске аппарата, теплоноситель сначала подают в межтрубное пространство теплообменника (при этом трубы и корпус будут нагреты до одинаковых температур, соответственно, при этом в них не возникнут температурные напряжения), и, только после достижения рабочей температуры во всем межтрубном пространстве, второй теплоноситель подают в трубное пространство. При остановке теплообменника, подачу теплоносителей в аппарат прекращают в обратной последовательности: сначала перекрывают подачу

теплоносителя в трубное пространство, и после выравнивания температур в трубах и корпусе, отключают подачу теплоносителя в межтрубное пространство.

В случаях, когда разность рабочих температур труб и корпуса превышает допустимый диапазон $30 \dots 50^\circ$, вместо недорогих аппаратов жесткой конструкции типа Н рекомендуется использовать более сложные и дорогие конструкции теплообменников с частичной или полной компенсацией температурных деформаций.

3.3. Методы компенсации температурных деформаций в кожухотрубчатых теплообменниках

Температурные напряжения в кожухотрубчатых теплообменниках возникают *по двум причинам*:

- 1 – разность температур труб и корпуса вследствие разных температур теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах;
- 2 – жесткое крепление (связь) труб и корпуса через неподвижные (сварные) трубные решетки.

Первая причина связана с основным назначением любого теплообменного аппарата, поэтому не может быть устранена, а вторая причина может быть устранена за счет внесения изменений в конструкцию теплообменника.

На практике используют *три принципа*, которые позволяют значительно уменьшить или практически полностью исключить температурные напряжения в трубах и корпусе кожухотрубчатых теплообменников.

1. **Самокомпенсация** – достигается за счет гибкости и податливости самих элементов теплообменника: труб, трубных решеток и корпуса, испытывающих упругие деформации. Реализуется в теплообменниках *жесткой конструкции типа Н*, когда разность температур труб и корпуса не превышает $30 - 50^\circ\text{C}$.

2. Компенсация деформаций путем введения в конструкцию аппарата специальных гибких *компенсирующих элементов*, работающих в области упругих деформаций. Реализуется в теплообменниках *полужесткой конструкции* с неполной (частичной) компенсацией температурных деформаций.

3. **Принцип свободных перемещений**, – применяется, когда трубы и корпус теплообменного аппарата не связаны друг с другом, – реализуется в теплообменниках *нежесткого типа*, с полной или практически полной компенсацией температурных деформаций.

3.4. Теплообменники полужесткой конструкции

Теплообменники полужесткого типа образуются за счет введения в конструкцию аппарата специальных гибких компенсирующих элементов в трех конструктивных исполнениях:

- а) с компенсатором в корпусе (типа К);
- б) с гибкой плоской мембраной в трубной решетке;
- в) с изогнутыми (витыми) трубами.

3.4.1. Теплообменники полужесткой конструкции с компенсатором в корпусе типа К

Теплообменники полужесткой конструкции типа К (рис. 3.2) отличаются наличием в корпусе 1 гибкого компенсирующего элемента 2 различной формы. В стандартизованных теплообменниках используют составной компенсатор (рис. 3.2, а), сваренный из двух выпукло-вогнутых полулинз 13 (раньше имели маркировку «Л» – компенсатор линзовый). Симметричные полулинзы сваривают друг с другом замкнутым стыковым сварными швом А, а с корпусом – двумя стыковыми сварными швами Б.

При простоте изготовления и дешевизне линзовых компенсаторов, их серьезным недостатком является появление изгибающих напряжений на стыке А двух полулинз. Поэтому более надежным является обкатанный в горячем состоянии цельный компенсатор (рис. 3.2, б), состоящий из одного или нескольких элементов – волн 15. Такой компенсатор приваривается двумя замкнутыми стыковыми швами Б к корпусу 1 с заранее подготовленными под сварку кромками, а изнутри защищен гильзой-обтекателем 14.

На вершинах волн такого компенсатора нет стыковых сварных швов, поэтому данный компенсатор не испытывает действия неблагоприятных изгибающих напряжений, поэтому может выдержать значительно большее число циклов нагружения, обеспечивая более длительный срок службы, чем составные линзовые компенсаторы (рис. 3.2, а).

Для обеспечения лучшей гибкости и упругости компенсатора полулинзы изготавливают методом горячей штамповки из качественных сталей меньшей толщины, чем корпус, поэтому для обеспечения равной прочности сварного шва и снижения краевых напряжений на стыке корпуса и линзы на корпусе выполняют конический переход (подготовку кромок под сварку) с уклоном 1:4

(рис. 3.2, *г*), обеспечивая одинаковую толщину свариваемых встык элементов.

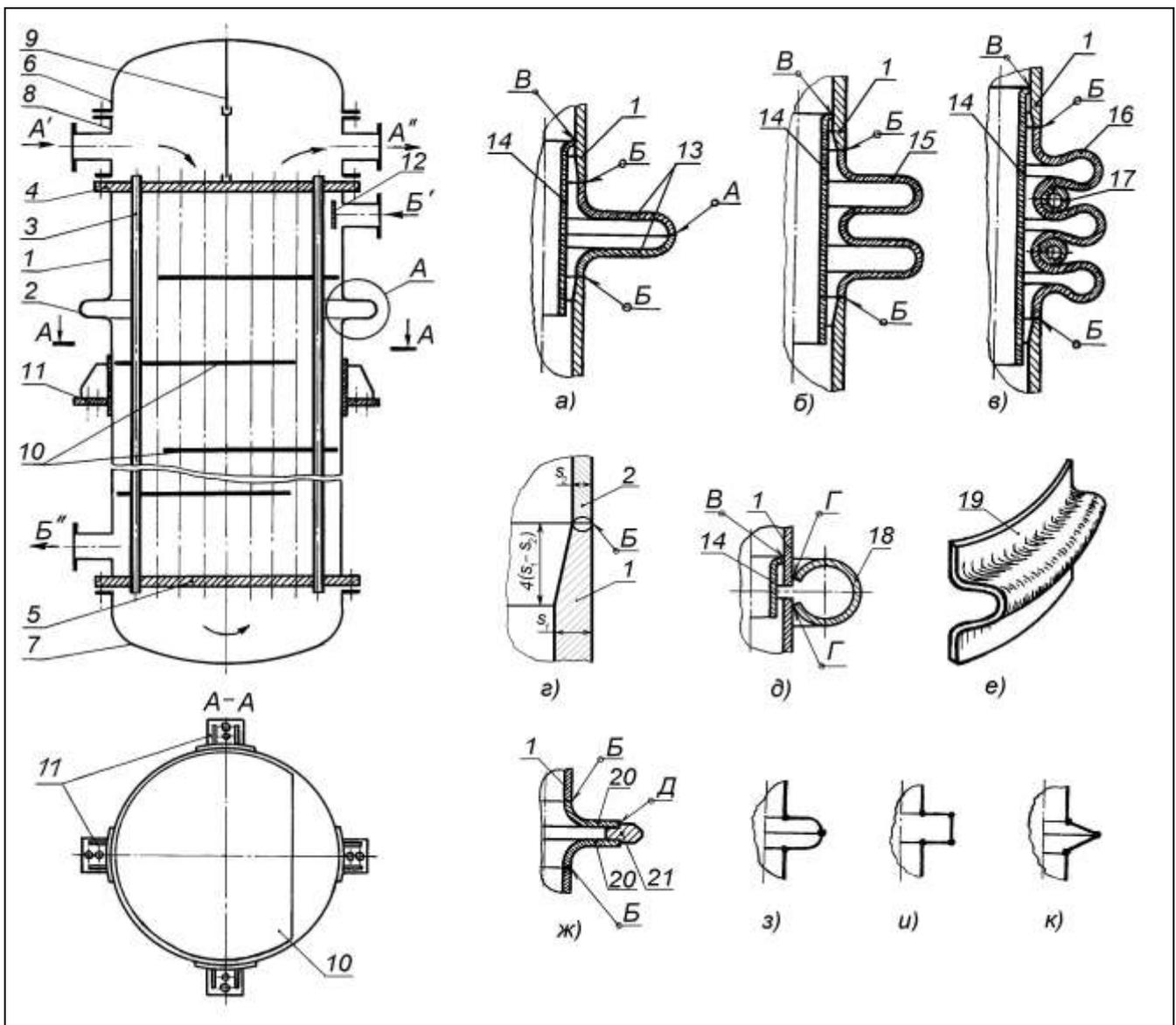


Рис. 3.2. Теплообменник полужесткой конструкции типа К с различными видами компенсаторов 2 в корпусе 1: *а*) – с линзовым компенсатором из двух штампованных полулинз 13; *б*) – с цельным компенсатором из двух обкатанных волн 15; *в*) – с волнообразным компенсатором из трех волн 16; *г*) – схема подготовки кромок корпуса и компенсатора под стыковую сварку; *д*) – компенсатор из трубы 18; *е*) – секторный компенсатор 19; *ж*) – обкатанный компенсатор 20 с усиливающим кольцом 21; *з*), *и*), *к*) – сварные штампованные компенсаторы из листового материала

Изнутри линзовые компенсаторы защищены металлической гильзой 14, приваренной к корпусу тавровым сварным швом В только с одного конца, предотвращая попадание и скопление загрязнений в полости компенсатора и обеспечивая снижение гидравлического

сопротивления движению теплоносителя в межтрубном пространстве аппарата.

Волнообразные компенсаторы (рис. 3.2, *в*) изготавливают методами обкатки из цельной листовой заготовки из качественных углеродистых или легированных сталей и состоят из необходимого числа волновых элементов 16, привариваемых с корпусом 1 стандартным замкнутым стыковым сварным швом Б. В отличие от предыдущих вариантов (рис. 3.2, *а* и *б*), волнообразные компенсаторы имеют меньшие габариты и массу. При действии в межтрубном пространстве теплообменного аппарата больших внутренних давлений с наружной стороны волнообразных компенсаторов устанавливаются защитные металлические кольца 17 из круглого проката или труб, а в случае вакуума, с целью предотвращения смятия компенсатора внешним атмосферным давлением, защитные кольца устанавливают с внутренней стороны компенсатора.

Ранее компенсаторы изготавливали из цельнотянутых труб (рис. 3.2, *д*), путем приваривания к корпусу двумя кольцевыми угловыми сварными швами Г предварительно изогнутой кольцевой трубы 18 с фрезерованным внутренним пазом. Однако наличие не стандартизованных угловых сварных швов, в которых возникают наиболее опасные изгибные напряжения, а также сложность их выполнения и визуального контроля, компенсаторы из труб практически не находят применения при изготовлении теплообменного оборудования в химических производствах.

Секторные компенсаторы (рис. 3.2, *е*) также не имеют сварного шва на вершине волны, они собираются друг с другом из 4 – 6 секций 19 продольными стыковыми сварными швами, а с корпусом – сплошным стыковым швом по замкнутому контуру. Недостатком таких теплообменников является наличие в компенсаторе продольных сварных швов, в которых, как известно, действуют максимальные по величине кольцевые напряжения, поэтому в последнее время секторные компенсаторы не находят широкого применения.

В более ранних конструкциях теплообменников были распространены составные компенсаторы, состоящие из двух обкатанных компенсирующих колец 20 дугообразной формы, приваренных к центральному усиливающему кольцу 21 (рис. 3.2, *ж*). Стыковые сварные швы Б, соединяющие данный компенсатор с корпусом 1 аппарата, выполняются, как и в предыдущих конструкциях компенсаторов типа К (рис. 3.2, *а*, *б*, *в*), с предварительной

подготовкой кромок под сварку (рис. 3.2, з). Однако сварные швы Д, соединяющие обкатанные половинки компенсатора 20 с центральным усиливающим кольцом 21, подвержены действию не желательных для сварных швов знакопеременных изгибающих нагрузок и напряжений, поэтому компенсаторы данного типа в настоящее время находят ограниченное применение в современных теплообменных аппаратах, используемых в химических и нефтегазовых производствах.

Теплообменники полужесткого типа К с компенсатором в корпусе имеют сварную неразборную конструкцию трубного пучка. Число компенсаторов при этом не должна превышать трех элементов, поскольку при большем числе компенсаторов может произойти потеря продольной устойчивости теплообменника. Если расчетное число компенсаторов превышает трех, то в корпусе устанавливают направляющие устройства, состоящие из двух фланцев со шпильками. В рабочем состоянии шпильки с гайками на одном из фланцев ослабляют, на другом надежно затягивают двумя гайками. В затянутом состоянии шпильки используют также при транспортировке теплообменника.

Вертикальные теплообменники (марок ТНВ и ТКВ) устанавливают на лапах – стойках в количестве от 2 до 4 шт., в зависимости от размеров и массы теплообменника и рабочей жидкости в аппарате. Для выверки вертикальности теплообменников в каждой лапе, кроме отверстий для фундаментных болтов с гайками, предусмотрены отверстия под регулировочные болты с метрической резьбой не ниже М30 – М36.

3.4.2. Теплообменники с плоской мембраной на трубной решетке

Теплообменник полужесткого типа в данной конструкции аппарата (рис. 3.3) образуется за счет установки гибкого плоского кольцевого компенсирующего элемента – мембраны 1 на трубной решетке 2 теплообменника. Внутренняя часть компенсирующей мембраны 1 с помощью болтов 3 или винтов крепится через уплотняющую прокладку 4 в гнезде трубной решетки 2, а с наружной стороны прижимается стандартными шпильками 5 и гайками 6 между фланцами крышки 7 и корпуса 8 через две уплотнительные прокладки 9.

Благодаря такой конструкции верхняя трубная решетка 2 теплообменника может совершать продольные поступательные

перемещения внутри корпуса 11, частично компенсируя разность температурных деформаций труб 10 и корпуса. Нижняя трубная решетка и корпус при этом неподвижно закреплены друг с другом на обычных фланцах.

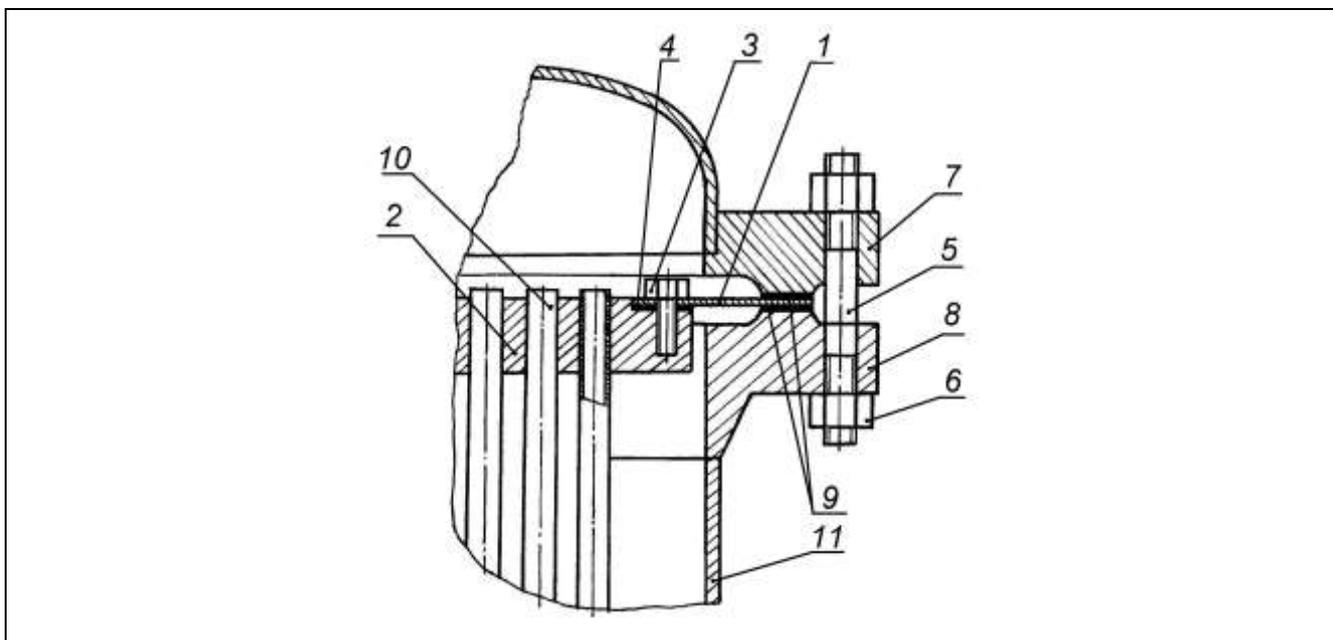


Рис. 3.3. Теплообменник полужесткой конструкции с гибкой кольцевой мембраной 1 на трубной решетке 2

Наиболее ответственным элементом данной конструкции является кольцевая гибкая мембрана 1, которая испытывает сложный объемный изгиб, поэтому ее изготавливают из специальных бериллиевых сплавов, способных выдержать многоцикловые изгибные нагрузки. Для обеспечения упругости и гибкости компенсатор выполняют с небольшой толщиной, чем трубная решетка 2 и корпус 11 теплообменника. При подаче в межтрубное и трубное пространство теплоносителей, имеющих различные рабочие давления, (например, в трубном пространстве происходит испарение продукта под вакуумом за счет подачи в межтрубное пространство водяного пара под избыточным давлением), под действием разности давлений над и под тонкой мембраной может произойти ее пластическая деформация – изгиб или даже разрыв, что может привести к смешению теплоносителей. Поэтому данная конструкция теплообменников с гибкой мембраной на трубной решетке не находит практического применения в химических и нефтехимических производствах, где применяются пожаро- и взрывоопасные, вредные и

агрессивные продукты, смешение и утечки которых могут привести к созданию аварийной ситуации и загрязнению окружающей среды.

3.4.3. Теплообменники с изогнутыми и витыми трубами

Компенсирующую роль в теплообменнике полужесткой конструкции с изогнутыми трубами (рис. 3.4, а) играют сами теплообменные трубы 1, имеющие небольшой изгиб вблизи нижней 2 и верхней 3 трубных решеток, которые, вместе с корпусом 4 образуют неразборный (несъемный) трубный пучок.

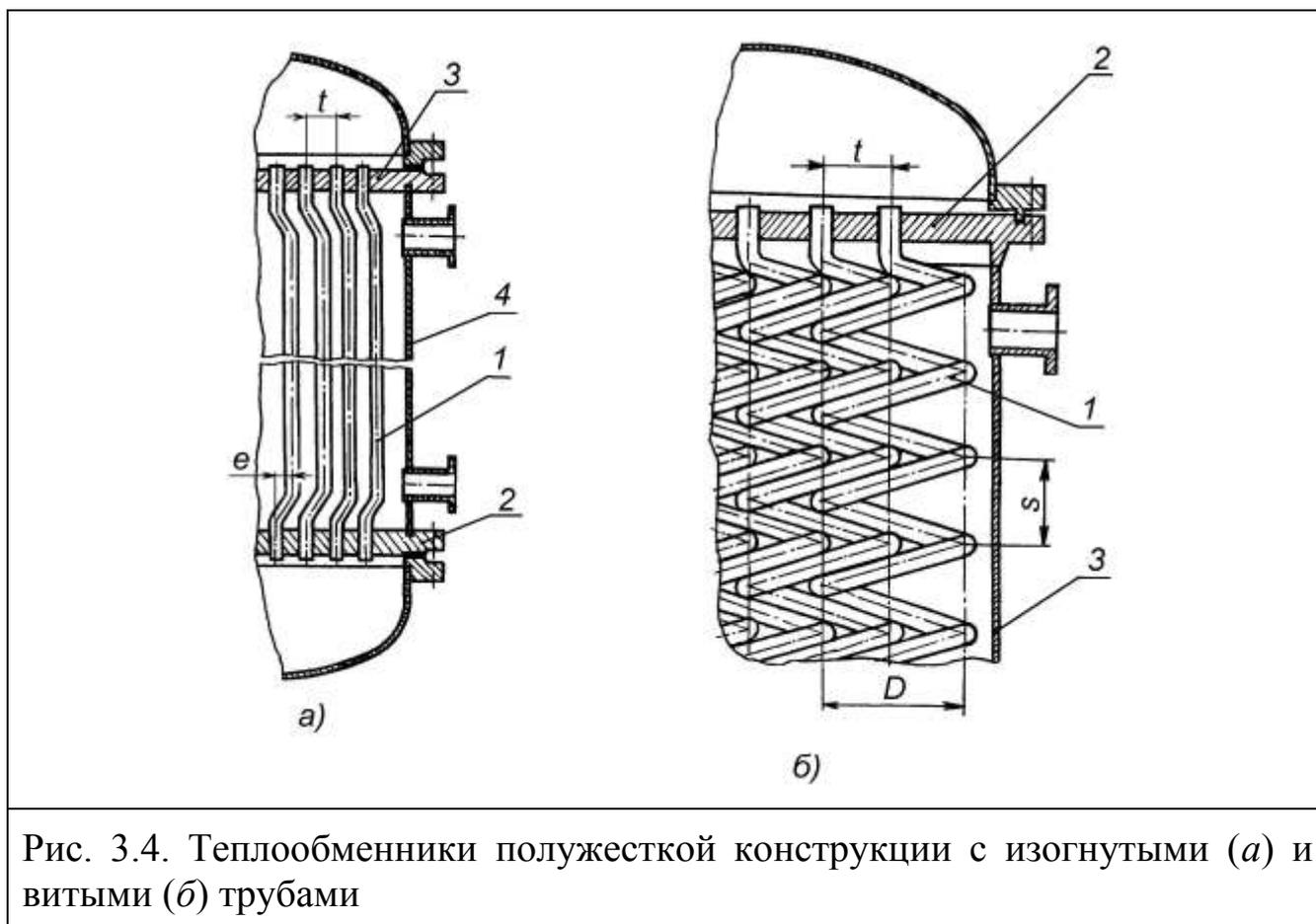


Рис. 3.4. Теплообменники полужесткой конструкции с изогнутыми (а) и витыми (б) трубами

Для исключения возможного утонения и ослабления стенок труб в местах их изгиба, величину изгиба, представляющую собой осевое смещение труб e , принимают не более одного-двух диаметров труб (d_n), а их шаг t принимают равным стандартному шагу размещения труб в трубных решетках нормализованных теплообменников жесткой (типа Н) и полужесткой (типа К) конструкций. Недостатком теплообменников с изогнутыми трубами является низкая компенсирующая способность труб, особенно при их большом числе, вследствие увеличения суммарной жесткости трубного пучка в аппаратах большого диаметра. Кроме того, использование изогнутых

труб усложняет сборку аппарата, а также становится невозможным процесс замены гнутых труб при ремонте теплообменника. В связи с этим, теплообменники с изогнутыми трубами такого типа находят весьма ограниченное применение в химической и нефтехимических производствах.

Более предпочтительной является конструкция теплообменника (рис. 3.4, б) с пучком витых труб 1, неподвижно закрепленных на верхней 2 и нижней трубных решетках обычными методами обварки и подвальцовки. Основные параметры витых труб – шаг размещения труб t в трубных решетках, диаметр D и осевой шаг s навивки выбираются по нормам завода-изготовителя. Витые трубы, в отличие от изогнутых, имеют хорошую осевую компенсирующую способность как при малом, так и при большом числе труб в аппарате, а также допускают более высокую разность температур труб и корпуса чем аппараты жесткой и полужесткой конструкции других типов.

Кроме того, витые трубы обеспечивают дополнительную турбулизацию потоков теплоносителей, движущихся в трубном и межтрубном пространствах, способствуя повышению интенсивности теплообмена в аппарате за счет увеличения соответствующих коэффициентов теплоотдачи со стороны обеих рабочих сред в аппарате. Поэтому теплообменники данного типа с витыми трубами находят применение на установках синтеза аммиака, где температура контактного газа в трубном пространстве достигает 400 °С.

Кожухотрубчатые теплообменники жесткой и полужесткой конструкций типов Н и К изготавливают в соответствии с ГОСТ 15122–79 в горизонтальном (Г) и вертикальном (В) исполнениях с гладкими трубами или с трубами с накатанными ребрами, с диаметром корпуса от 159 до 1200 мм с поверхностью теплообмена от 1 до 964 м² на давления в трубном пространстве от 0,6 до 4 МПа, и от 0,6 до 2,5 МПа в межтрубном пространстве для типа К, при температурах рабочих сред от – 30 до 350 °С.

3.5. Теплообменники нежесткой конструкции

Метод температурной компенсации, основанный на использовании принципа свободных перемещений труб, корпуса или трубных решеток, реализуется в следующих конструкциях теплообменников нежесткого типа:

- 1 – с U-образными трубами типа У;
- 2 – с плавающей головкой типа П;

3 – с подвижным сальниковым уплотнением труб в трубной решетке;

4 – с двойными трубами (Фильда).

3.5.1. Теплообменники с U-образными трубами типа У

Трубный пучок в таких теплообменниках (рис. 3.5) имеет возможность свободно перемещаться внутри цилиндрического корпуса 1, за счет закрепления обоих концов труб 2, выполненных в форме латинской буквы U, на одной и той же трубной решетке 3.

Благодаря такой форме труб, теплообменник данной конструкции выполняется двухходовым по трубному пространству, когда подвод и отвод теплоносителя *A* осуществляется через штуцера *A'* и *A''*, размещенные на распределительной камере 4, имеющей продольную перегородку 5 и закрытую эллиптической крышкой 6 на левом конце теплообменника. Справа трубный пучок закрыт съемной крышкой 7 на фланцах. Для удобства обслуживания правая 7 и левая 6 открывающиеся крышки теплообменника снабжены откидными поворотными устройствами, удерживающими крышки в открытом положении.

Для интенсификации процесса теплообмена при движении теплоносителя *B* на межтрубном пространстве размещены поперечные перегородки 8, обеспечивающие зигзагообразное движение с поперечным турбулентным омытием пучка труб. Теплообменник горизонтального исполнения устанавливается на двух седловых опорах – на левой 9, неподвижной и правой 10, подвижной с подкладным листом, с целью исключения появления в корпусе и трубах теплообменника осевых напряжений от их температурных перемещений.

В отличие от теплообменников жесткого (Н) и полужесткого (К) типов, трубный пучок в теплообменниках нежесткой конструкции типа У выполняется съемным, допускающим возможность его извлечения из корпуса. С помощью специального механизированного или гидравлического устройства с захватным приспособлением – экстрактора, трубный пучок теплообменника с U-образными трубами может быть извлечен в левую сторону от корпуса аппарата для осмотра и механической чистки наружной поверхности труб во время остановки теплообменника на проведение ремонтно-профилактических работ.

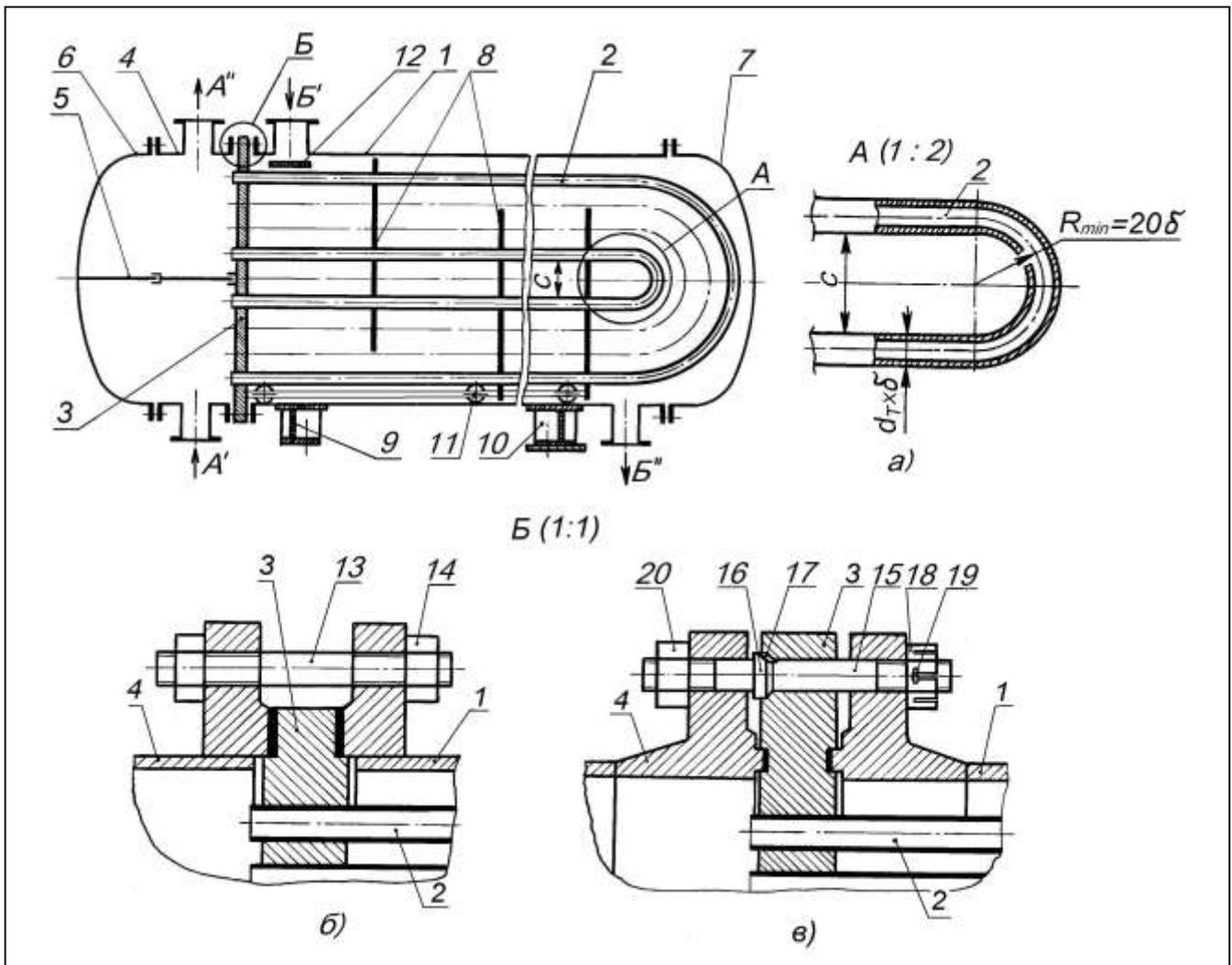


Рис. 3.5. Теплообменник с U-образными трубами типа У: а) – схема образования «запретной зоны» шириной C в центре аппарата для обеспечения радиуса гибки труб R_{min} ; варианты узла B для закрепления трубной решетки 3 между фланцами корпуса 1 и распределительной камеры 4: б) – с помощью стандартных шпилек 13 с гайками 14; в) – с применением специальных шпилек 15 с буртиком 16 и корончатой гайкой 18 со шплинтом 19

Поэтому для удобства операции извлечения и обратного монтажа трубного пучка внутрь корпуса к поперечным перегородкам 8 прикреплены роликоопоры 11 (или направляющие косынки), катящиеся (скользящие) по внутренней цилиндрической поверхности корпуса, а на левом конце теплообменника предусматривается свободная площадка с направляющими устройствами и грузоподъемными механизмами для передвижения и размещения извлекаемого трубного пучка во время осмотра и ремонта теплообменного аппарата. Для защиты труб от абразивного и эрозионного износа высокоскоростным потоком теплоносителя B на

месте его входа в межтрубное пространство через штуцер B' устанавливают отражательную защитную пластину – отбойник 12, который приваривают к дистанционным трубам, удерживающим поперечные перегородки 8 в межтрубном пространстве теплообменника.

Одним из основных достоинств теплообменников нежесткого типа У является практически полная компенсация температурных деформаций труб и корпуса за счет свободных перемещений трубного пучка внутри корпуса, благодаря чему удается полностью исключить осевые температурные напряжения в трубах и корпусе аппарата. Поэтому теплообменники данного типа не имеют ограничения в разности температур теплоносителей и допускают максимальные рабочие давления в трубном и межтрубном пространствах – от 0,6 до 6,4 МПа. Кроме того, теплообменники с U-образными трубами имеют разборную конструкцию – трубный пучок можно извлечь из корпуса для проведения осмотра, ремонта, замены и чистки труб как с внутренней, так и с наружной стороны, что особенно важно при работе с средами, способными образовать загрязнения и отложения на поверхности теплообмена.

Отличительной особенностью теплообменника с U-образными трубами является наличие в аппарате только одной трубной решетки, в связи с чем теплообменники данной конструкции имеют вдвое меньшее число соединений труб с трубными решетками, что позволяет значительно сократить время и трудоемкость сборки и проведения ремонтно-профилактических работ при эксплуатации данного теплообменника.

Радиус R гибки U-образных труб в теплообменнике зависит от места расположения труб в пучке и имеет максимальное значение R_{max} на наружных рядах и минимальное значение R_{min} – на рядах труб, расположенных вблизи центра аппарата (рис. 3.5, б). Для обеспечения механической прочности изогнутых труб в связи с утонением их стенки, минимальный радиус гибки труб R_{min} ограничен 20-кратной толщиной стенки трубы δ , т.е. рассчитывается по уравнению $R_{min} = 20 \cdot \delta$. В связи с этим в средней части пучка труб образуется «запретная» зона шириной $c \approx 2 \cdot R_{min}$, в пределах которой нельзя размещать один или два ряда изогнутых труб с минимальным радиусом гибки R_{min} . Это приводит к снижению общего числа труб в пучке и, соответственно, к уменьшению рабочей поверхности теплообмена на 10 – 12 % по сравнению с теплообменниками

жесткого (Н) и полужесткого (К) типов при одинаковых их диаметрах и длине труб.

Одним из ответственных узлов, обеспечивающих удобство сборки и разборки теплообменников нежесткого типа У с U-образными трубами является узел Б – место закрепления и уплотнения неподвижной трубной решетки 3 между фланцами корпуса 1 и распределительной камеры 4.

Наиболее простым и распространенным является вариант исполнения этого узла, представленный на рис. 3.5, б, в котором закрепление и уплотнение прокладок на неподвижной трубной решетке 3 осуществляется с помощью стандартных и недорогих гладких шпилек 13 с гайками 14. Несмотря на простоту конструкции и небольшую стоимость шпилечного соединения, данная конструкция обладает следующим серьезным недостатком: при разборке данного узла путем свинчивания гаек 14 с гладких шпилек 13 во время осмотра и проведения ремонтных работ теплообменника происходит одновременная разгерметизация как трубного, так и межтрубного пространств аппарата, в связи с чем потребуется производить полное опорожнение и пропарку всего аппарата от остатков рабочих сред, в соответствии с требованиями нормативных документов по обеспечению безопасности обслуживающего персонала и окружающей среды при эксплуатации химических аппаратов с использованием вредных, агрессивных или ядовитых продуктов.

В связи с этим более предпочтительным является вариант (рис. 3.5, в) конструкции узла Б, в котором в основной части отверстий для стягивания фланцевых разъемов корпуса 1, распределительной камеры 4 и трубной решетки 3 используются, как и в предыдущем варианте (рис. 3.5, б), стандартные гладкие шпильки 13 с гайками 14. На небольшой части отверстий, в количестве от четырех до шести штук, фланцевые разъемы стягиваются и уплотняются специальными шпильками 15, имеющими в средней части упорный кольцевой буртик 16 со стопорным фиксирующим выступом 17. С правой стороны шпилька 15 стягивается корончатой гайкой 18 со шплинтом 19 для предотвращения ее самопроизвольного раскручивания и сохранения герметичности фланцевого разъема с прокладкой со стороны межтрубного пространства теплообменника. Благодаря такой конструкции узла Б с применением специальных шпилек 15 удастся значительно сократить время выполнения регламентных и внеплановых ремонтных работ.

Так для проведения наиболее распространенной ремонтной операции, включающей осмотр и ремонт труб и трубной решетки, достаточно отвинтить левые гайки 20 со шпилек 15, сохраняя затянутыми и зашплинтованными правые корончатые гайки 18, не нарушая при этом герметичности фланцевого разъема трубной решетки 3 с правым фланцем корпуса 1 со стороны межтрубного пространства аппарата. Благодаря этому из числа ремонтных работ исключаются такие трудоемкие операции, как опорожнение и пропарка межтрубного пространства аппарата от остатков рабочих сред, что в конечном итоге позволяет снизить время простоя и сократить капитальные затраты на эксплуатацию и ремонт технологического оборудования.

К числу основных недостатков теплообменников с U-образными трубами относится затрудненность механической чистки внутренней поверхности труб, особенно в местах их изгиба, где обычно накапливаются твердые отложения, поэтому в трубное пространство теплообменников типа У подают чистые продукты, не дающие осадков и загрязнений на рабочих поверхностях труб. Некоторую сложность вызывает также процесс замены дефектных труб, особенно на внутренних рядах пучка, поэтому вместо замены труб производят их заглушку с помощью пробок, забиваемых с обоих концов труб с последующей обваркой их по замкнутому контуру угловым сварным швом.

Теплообменники с U-образными трубами предпочтительнее устанавливать в горизонтальном положении, поскольку при вертикальном расположении аппарата не удастся полностью освободить изогнутый трубный пучок от теплоносителя, особенно перед остановкой теплообменника на осмотр или ремонт путем подачи в трубное пространство продувочного азота под избыточным давлением, что предусмотрено нормативными документами по безопасности при проведении ремонта химического оборудования, в котором используются вредные и агрессивные продукты.

Теплообменники с U-образными трубами типа У выпускаются по ГОСТ 14245–79 с диаметром корпуса от 325 до 1400 мм, с гладкими трубами или с трубами, имеющими наружные накатанные ребра, на рабочие давления от 1,6 до 6,4 МПа и температуру рабочих сред от –30 до 400 °С в трубном и межтрубном пространствах, с поверхностью теплообмена от 11 до 1361 м². Наиболее часто их устанавливают в горизонтальном положении (марка ТУГ) для возможности полного

опорожнения от рабочих продуктов и удобства извлечения трубного пучка из корпуса.

3.5.2. Теплообменники с внутренней плавающей головкой типа П

Плавающей головкой в общем случае называют подвижную трубную решетку, закрытую своей крышкой, которые расположены внутри корпуса теплообменника, но не связаны с ним, благодаря чему имеют возможность свободного перемещения внутри корпуса, обеспечивая тем самым практически полную компенсацию разности температурных перемещений (деформаций) труб и корпуса. Общая схема теплообменника с плавающей головкой типа П представлена на рис. 3.6.

Внутри цилиндрического корпуса 1 с фланцами на концах размещается съемный трубный пучок, состоящий из пакета прямых труб 2, закрепленных на левой неподвижной 3 и правой подвижной (плавающей) 4 трубной решетках. Из-за свободного расположения подвижной трубной решетки 4 с крышкой 5 внутри корпуса 1 аппарата и возможности ее свободного перемещения независимо от корпуса, такую конструкцию называют **внутренней плавающей головкой**. Снаружи плавающая головка закрыта съемной крышкой 6 на фланцах, которая для удобства обслуживания обычно подвешивается на подъемно-поворотном устройстве.

Теплообменники с плавающей головкой выполняются двух-, четырех- или шестиходовыми по трубному пространству, поэтому с левого конца устанавливают распределительную камеру 7 с продольными перегородками 9, закрытую съемной эллиптической или плоской крышкой 8 на фланцах, также снабженную подъемно-поворотным устройством для удержания в открытом положении. Теплообменники с плавающей головкой в горизонтальном исполнении (типа ТПГ) снабжаются двумя седловыми опорами: слева – неподвижной 10, с круглыми отверстиями под фундаментные болты, а справа – подвижной (скользящей) опорой 11, с подкладным листом 12, имеющими вытянутые отверстия под болты, для обеспечения возможности свободного скольжения на фундаменте от температурных расширений корпуса и трубного пучка теплообменного аппарата.

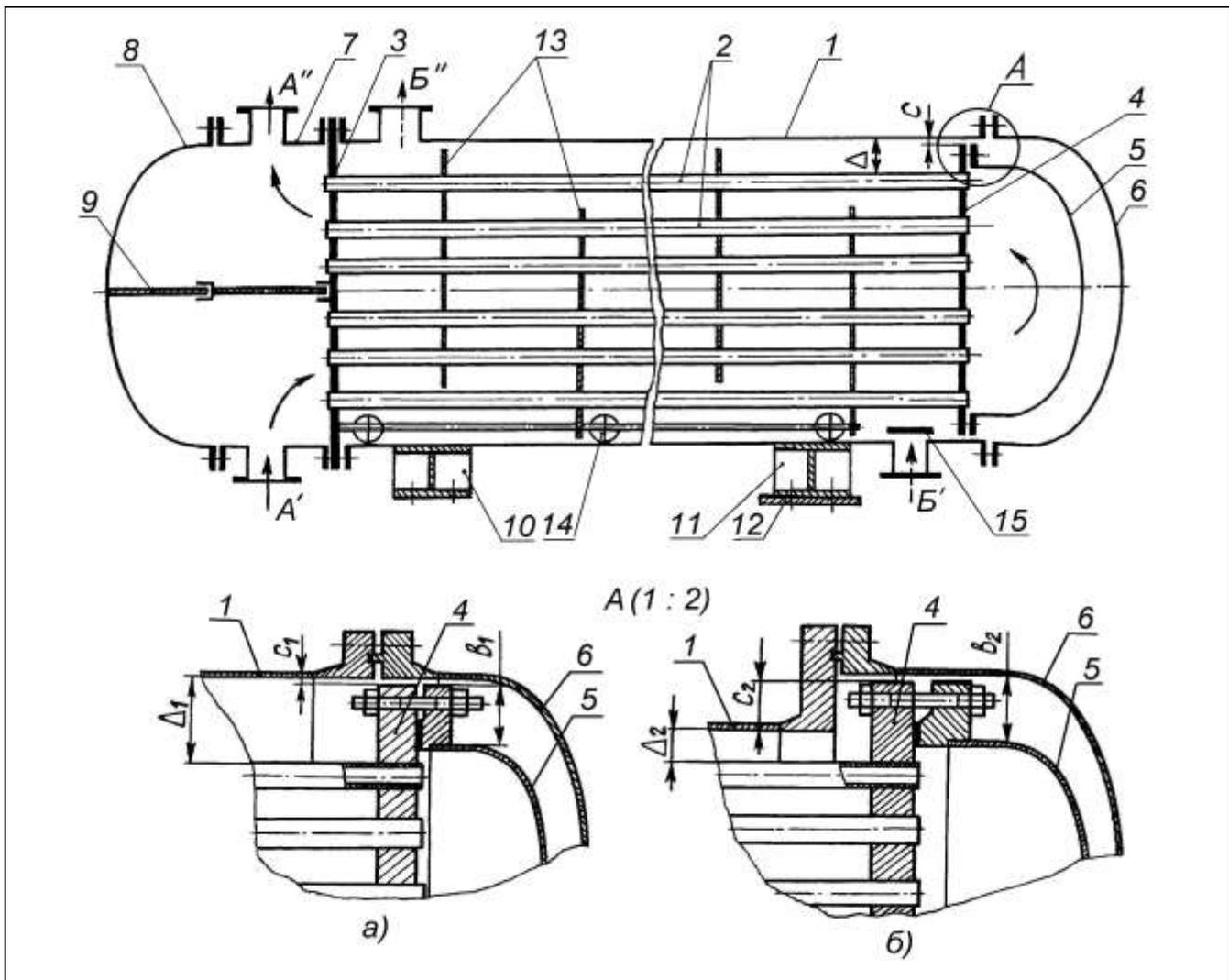


Рис. 3.6. Теплообменник с внутренней плавающей головкой типа II с различными вариантами конструкций узла А для соединения крышки 5 плавающей головки с трубной решеткой 4 с использованием обычных фланцев со шпильками: а) – с разборным (съемным) трубным пучком (зазор c_1 положительный); б) – с неразборным (несъемным) трубным пучком (зазор c_2 отрицательный)

В межтрубном пространстве данного теплообменника, как и в аппаратах жесткой и полужесткой конструкций, размещены поперечные перегородки 13, которые служат для интенсификации теплообмена со стороны теплоносителя *Б*, путем дополнительной турбулизации потока за счет увеличения скорости движения и обеспечения поперечной схемы омывания пучка труб.

В теплообменниках нежесткого типа с внутренней плавающей головкой, так же, как и в теплообменниках с U-образными трубами, трубный пучок, состоящий из пакета труб, закрепленных на трубных решетках 3 и 4 и удерживаемый поперечными перегородками 13,

является съемным, т.к. имеет возможность извлечения из корпуса в левую сторону от теплообменника. Поэтому для удобства разборки и сборки теплообменника при проведении осмотра и ремонта, на поперечных перегородках аппаратов с малым диаметром корпуса (до 800 мм) привариваются направляющие ребра, а в аппаратах большого диаметра (от 800 мм и выше) устанавливаются специальные роликовые опоры 14. Для местной защиты пучка труб от абразивного и эрозионного износа и вибрации под действием высокоскоростного потока теплоносителя B на месте его ввода в межтрубное пространство через штуцер B' устанавливают отбойную пластину 15, закрепленную чаще всего на дистанционных трубах со стяжками.

Одним из ответственных узлов теплообменников нежесткого типа является узел A , где расположены места соединения и уплотнения подвижной трубной решетки с внутренней крышкой плавающей головки и корпуса с внешней крышкой аппарата. Конструктивное исполнение этого узла одновременно должно удовлетворять **двум основным требованиям**:

1. По возможности минимальный радиальный зазор (Δ) между корпусом и пучком труб, которое математически выражается в виде соотношения:

$$\Delta \rightarrow \min. \quad (3.1)$$

Минимизация этого зазора, называемого **байпасным**, позволяет обеспечить более полное использование всего объема межтрубного пространства теплообменника за счет размещения большего числа труб в трубном пучке, и соответственно, увеличить поверхность теплообмена F в аппарате, а также повысить эффективность процесса теплообмена благодаря направлению преобладающей части потока теплоносителя B на поперечное омывание пучка труб, исключая движение этого теплоносителя по байпасному зазору Δ , т.е. минуя трубный пучок теплообменного аппарата.

2. Положительный радиальный зазор c между внутренней стенкой корпуса и наружным диаметром правой подвижной трубной решетки, т.е.:

$$c > 0. \quad (3.2)$$

Выполнение этого условия направлено на улучшение технико-эксплуатационных характеристик теплообменников с плавающей головкой, поскольку последнее обеспечивает разборность конструкции, так как допускает возможность извлечения трубного пучка с трубными решетками и поперечными перегородками через

корпус в сторону левого фланцевого разъема аппарата для проведения операций осмотра, чистки и ремонта труб и трубных решеток в процессе эксплуатации аппарата.

Применение обычного фланцевого разъема на соединении подвижной трубной решетки с крышкой плавающей головки не может удовлетворять этим двум требованиям одновременно. Например, представленный на рис. 3.6, *а*) вариант исполнения фланцевого соединения, хотя и обеспечивает возможность извлечения подвижной трубной решетки внутренней плавающей головки через корпус аппарата благодаря положительному зазору между трубной решеткой и корпусом ($c_1 > 0$), т.е. удовлетворяет второму условию (3.2), однако совершенно не подходит по первому условию (3.1), так как требуется чрезмерное увеличение байпасного зазора Δ_1 в связи с необходимостью выдерживания на фланцевом разъеме размера b_1 , включающего ширину прокладки и место для размещения головки болтов или шпилек с гайками.

В варианте (рис. 3.6, *б*), выполненном с увеличенным диаметром наружной крышки плавающей головки, наоборот, удастся получить минимальное значение байпасного зазора Δ_2 , т.е. выполняется первое условие (3.1), но трубный пучок в данной конструкции не может быть извлечен из корпуса, т.к. не удовлетворяется второе условие извлекаемости (3.2) трубного пучка через корпус, поэтому этот вариант конструкции не находит практического применения в промышленных теплообменниках с плавающей головкой типа П.

В связи с вышеизложенным в реальных теплообменниках с внутренней плавающей головкой применяют специальные, более сложные и, соответственно, более дорогие конструкции фланцевых разъемов и способов их соединения, в той или иной мере удовлетворяющие указанным выше требованиям (3.1) и (3.2).

Наиболее простым и относительно недорогим является конструкция (рис. 3.7), состоящая из двух разрезных составных накидных фланцев 3 и 4, устанавливаемых перед сборкой так, чтобы места их разъемов находились на взаимно перпендикулярных плоскостях. При стягивании этих двух пар фланцев при монтаже аппарата с помощью пропускаемых через них шпилек 5 с гайками 6 к фланцу 2 крышки плавающей головки, обеспечивается их целостность (рис. 3.7, *б*) и возможность сжатия уплотнительной прокладки 7 к подвижной трубной решетке 1, обеспечивая надежное запираение теплоносителя A в трубном пространстве теплообменника.

Данная конструкция плавающей головки одновременно удовлетворяет обоим требованиям узла А: как условию (3.1) минимизации байпасного зазора Δ_1 , которое достигается за счет увеличения диаметра наружной крышки 8 плавающей головки, так и условию извлекаемости (3.2) трубного пучка с трубной решеткой из корпуса аппарата, что обеспечивается за счет положительного зазора c_1 между наружным диаметром подвижной трубной решетки 1 и внутренним диаметром корпуса 9.

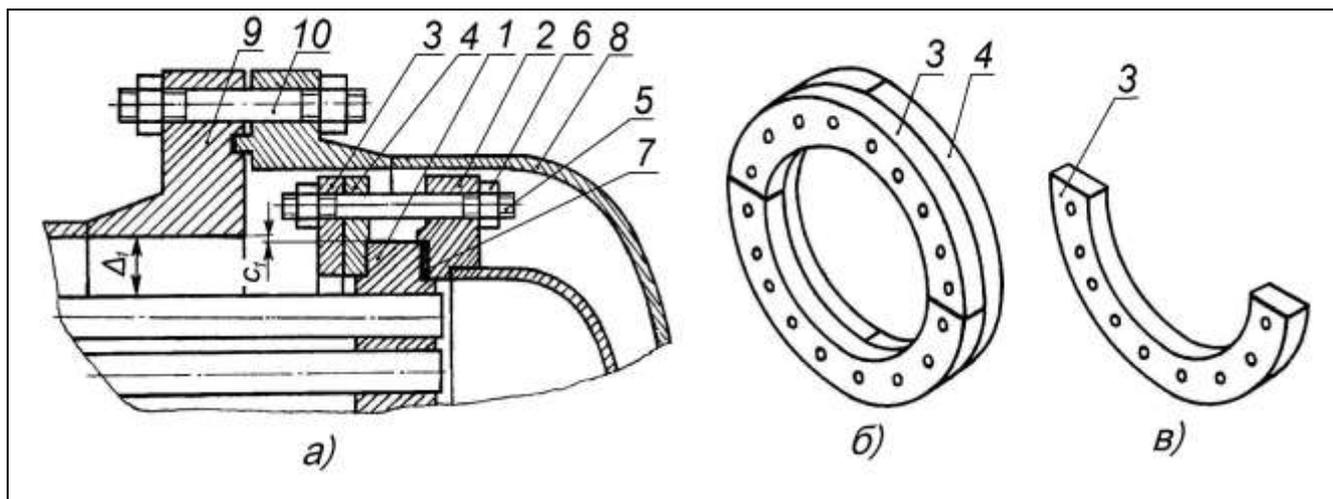


Рис. 3.7. Плавающая головка типа П с двумя разрезными накладными фланцами 3 и 4: а) – общий вид; б) – взаимное положение разрезных фланцев 3 и 4 перед сборкой узла; в) – общий вид нижнего полукольца 3 до установки в аппарате

Разборку плавающей головки и извлечение трубного пучка для проведения осмотра и ремонта производят в следующей последовательности. В соответствии с утвержденным планом проведения ремонтных работ, сначала проводится опорожнение рабочих жидкостей и пропарка трубного и межтрубного пространств острым водяным паром. После получения положительных результатов анализа об отсутствие вредных продуктов в аппарате, начинается разборка плавающей головки. Для этого сначала свинчивают гайки со шпилек 10 на фланцах наружной крышки 8 и корпуса 9, с помощью поворотно-откидного механизма теплообменника снимают и отводят крышку 8 на сторону, свинчивают гайки 6 с шпилек 5, снимают и отводят на сторону внутреннюю крышку 2 плавающей головки, а затем, после снятия всех шпилек 5 с их мест установки на разрезных фланцах 3 и 4, с помощью специальных подвижных грузоподъемных устройств снимают и отводят последние с их мест установки на

плавающей головке. После выполнения этих операций трубный пучок с трубными решетками может быть извлечен из корпуса 9 в сторону левой трубной решетки по направляющим устройствам, используя при этом специальный механизм – экстрактор, который позволяет разместить извлеченный трубный пучок на специальной площадке для проведения запланированных профилактических или ремонтно-восстановительных работ теплообменника. Сборку теплообменника проводят в порядке, обратном процессу разборки.

Данную конструкцию плавающей головки, при всей ее простоте и технологичности изготовления входящих элементов, нельзя считать компактной, так как приходится увеличить диаметры наружной крышки корпуса, и, соответственно, массу аппарата.

Поэтому разработаны и чаще применяют более компактные конструкции узлов соединения подвижной трубной решетки с ее крышкой.

Одним из довольно распространенных вариантов плавающей головки, удовлетворяющим требованиям компактности (3.1) и разборности (3.2), а также отличающийся минимальной стоимостью аппарата в связи с технологичностью изготовления входящих в нее деталей и узлов, является конструкция (рис. 3.8), состоящая из разрезного фланца 3 из двух полуколец, целостность которых в рабочем состоянии обеспечивает одетое на них с небольшим натягом наружное стяжное кольцо 4 (рис. 3.8, б).

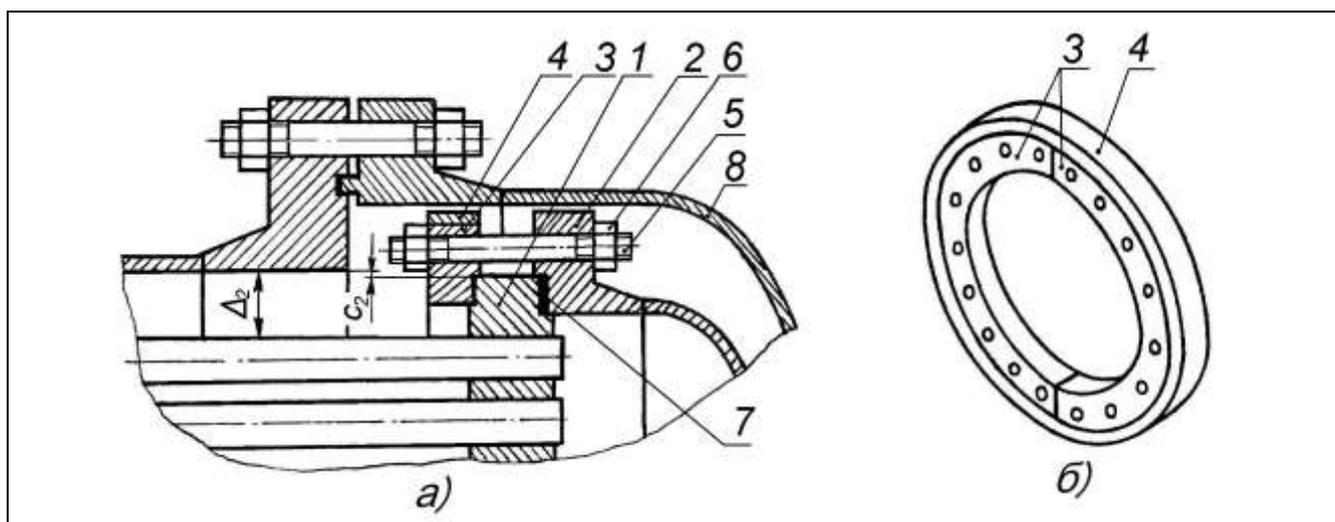


Рис. 3.8. Плавающая головка типа П с разрезными фланцами 3 и наружным стяжным кольцом 4: а) – общий вид плавающей головки; б) – положение разрезных фланцев 3 с одетым на них наружным стяжным кольцом 4 перед сборкой крышки 2 плавающей головки аппарата

Уплотнение прокладки 7 между трубной решеткой 1 и стандартным фланцем 2 внутренней крышки плавающей головки производится обычными гладкими шпильками 5 и гайками 6. Наиболее простая для механической обработки прямоугольная форма поперечного сечения сопрягаемых половин разрезного фланца 3 и сплошного стяжного кольца 4, позволяют снизить затраты на изготовление и стоимость приобретения данной конструкции теплообменника по сравнению с аппаратами с более сложными и дорогими коническими привалочными поверхностями на разъемах узла. Одним из основных недостатков данного узла является увеличенный диаметр и масса крышки 8 корпуса теплообменника в связи с необходимостью выдержки требуемой радиальной толщины наружного стяжного кольца 4.

Одним из таких довольно распространенных и компактных вариантов узла А является соединение подвижной трубной решетки 1 с внутренней крышкой плавающей головки с помощью двух половин разрезной фланцевой скобы 3 типа «Алко» (рис. 3.9). Отличительной особенностью данной конструкции является наличие на левом наружном торце подвижной трубной решетки 1 конической кольцевой проточки в виде половины «ласточкиного хвоста», с которой контактирует ответная коническая привалочная поверхность на внутренней полости фланцевой скобы 3. Фланцевая скоба состоит из двух симметричных полуколец (рис. 3.9, б), что допускает возможность их съема при разборке плавающей головки путем свинчивания нажимных болтов 4, установленных на резьбовые отверстия на правом торце фланцевой скобы. В рабочем положении полукольца фланцевой скобы с левого торца охватывают подвижную трубную решетку 1, а с правого торца – фланец 2 внутренней крышки плавающей головки с прокладкой 7 между ними, уплотнение которой производится путем затяжки нажимных болтов 4, обеспечивающих целостность двух половин фланцевой скобы за счет поджатия к сплошной привалочной конической поверхности на трубной решетке.

Фланцевая скоба изготавливается методомковки из цельной заготовки из качественной углеродистой конструкционной или легированной стали методом обтачивания на размер на координатно-расточном станке и окончательной резки на 2 симметричные половины с помощью дисковой фрезы.

Достоинством данной конструкции плавающей головки является то, что оно удовлетворяет одновременно обоим требованиям (3.1) и

(3.2). Благодаря небольшой толщине стенки фланцевой скобы, байпасный зазор Δ_3 получается минимальным, обеспечивая хорошие условия омывания трубного пучка теплоносителем B в межтрубном пространстве. Положительный зазор c_3 между наружным диаметром трубной решетки и внутренним диаметром корпуса обеспечивает возможность свободного извлечения трубного пучка с перегородками через корпус аппарата в левую сторону от аппарата при проведении ремонта и чистки трубного и межтрубного пространств.

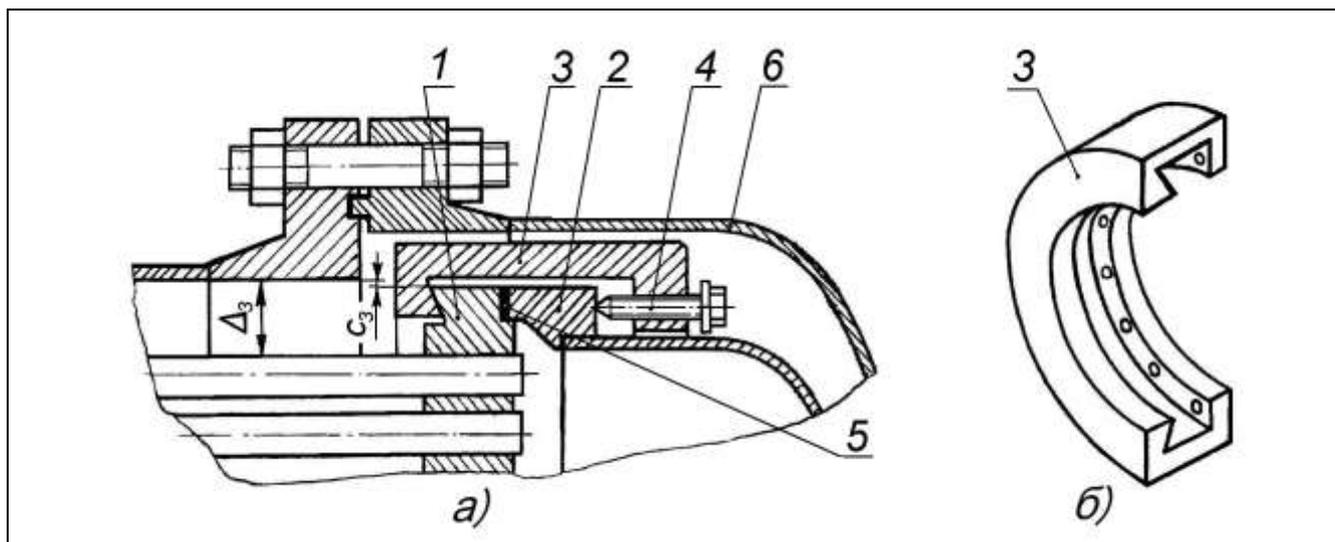


Рис. 3.9. Плавающая головка с разрезной фланцевой скобой 3 типа «Алко»: а) – общий вид плавающей головки в сборе; б) – внешний вид левой половины разрезной фланцевой скобы 3 до начала сборки аппарата

Основным недостатком данной конструкции является сложность изготовления фланцевой скобы. Этот недостаток может быть устранен в условиях массового производства теплообменной аппаратуры за счет использования специализированного высокопроизводительного металлорежущего оборудования и специальной технологической оснастки. Следующим недостатком является довольно частый выход из строя резьбы в отверстиях под нажимные болты и на самих болтах, в связи с тем, сама скоба и нажимные болты постоянно находятся под воздействием вредных и коррозионно-активных рабочих сред, подаваемых при эксплуатации в межтрубное пространство теплообменника. Для устранения этого недостатка, а также с целью сокращения времени на их замену и восстановление, на фланцевой скобе предусматривают нарезание дополнительных резьбовых отверстий.

Подобный принцип сопряжения конических привалочных поверхностей на трубной решетке и разрезном стяжном кольце является весьма распространенным и используется в следующей конструкции плавающей головки, представленной на рис. 3.10. Здесь используется разрезное стяжное кольцо 3, состоящее, аналогично предыдущему варианту (рис. 3.9), из двух полуколец (рис. 3.10, в), соприкасающихся с внутренней кромкой подвижной трубной решетки 1 по конической привалочной поверхности. Полукольца 3, с целью обеспечения их целостности в рабочем положении, в зоне разъема дополнительно укрепляются двумя дуговыми накладками 4 (рис. 3.10, б), стягиваемыми стандартными шпильками 5 и гайками 6 для уплотнения прокладки 7 на разъеме трубной решетки 1 и фланца 2 внутренней крышки плавающей головки. Эта конструкция, как и в предыдущих вариантах (рис. 3.8 и 3.9), удовлетворяет обоим требованиям к плавающей головке (3.1) и (3.2), обеспечивая минимальный байпасный зазор Δ_4 и ремонтпригодность элементов теплообменника путем извлечения трубного пучка из корпуса для осмотра и ремонта из-за положительного зазора c_4 между корпусом и подвижной трубной решеткой 1.

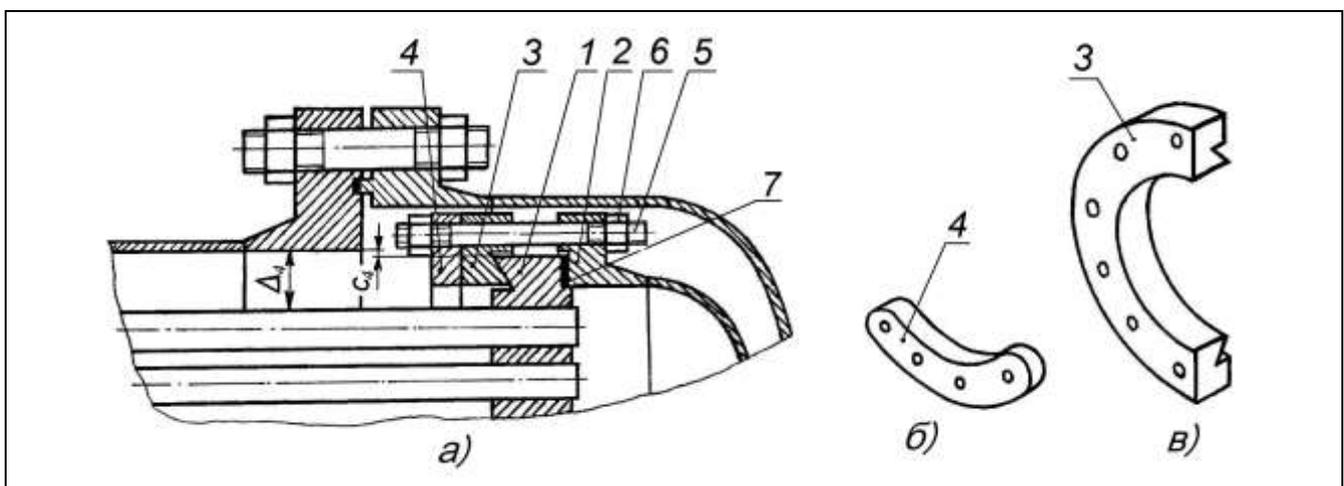


Рис. 3.10. Плавающая головка с разрезным стяжным кольцом 3 и двумя дуговыми накладками 4: а) – общий вид плавающей головки; б) – внешний вид дуговой накладки 4; в) – внешний вид левой половины стяжного кольца 3 до начала сборки

Наиболее компактную, технологичную в изготовлении и разборную конструкцию обеспечивает вариант плавающей головки с закладным кольцом 4 и сплошным накидным стяжным фланцем 3, представленный на рис. 3.11. Одной из отличительных особенностей конструкции является наличие на наружной цилиндрической

поверхности подвижной трубной решетки 1 кольцевой проточки, в которую устанавливается закладное кольцо 4 прямоугольного сечения, которое служит в качестве упора для сплошного накидного фланца 3. Закладное кольцо 4 надежно удерживается в рабочем положении в кольцевой канавке трубной решетки 1 внутренней расточкой накидного фланца 3. Для удобства снятия и установки закладного кольца в канавке трубной решетки на нем имеется один замковый разъем 8 (рис. 3.11, б). Закладное кольцо 4 изготавливают из качественной углеродистой или легированной стали с последующей термической обработкой, с целью обеспечения его высоких физико-механических характеристик, способных выдержать действие возникающих в нем напряжений смятия и среза от сил затяжки шпилек 5 с гайками 6.

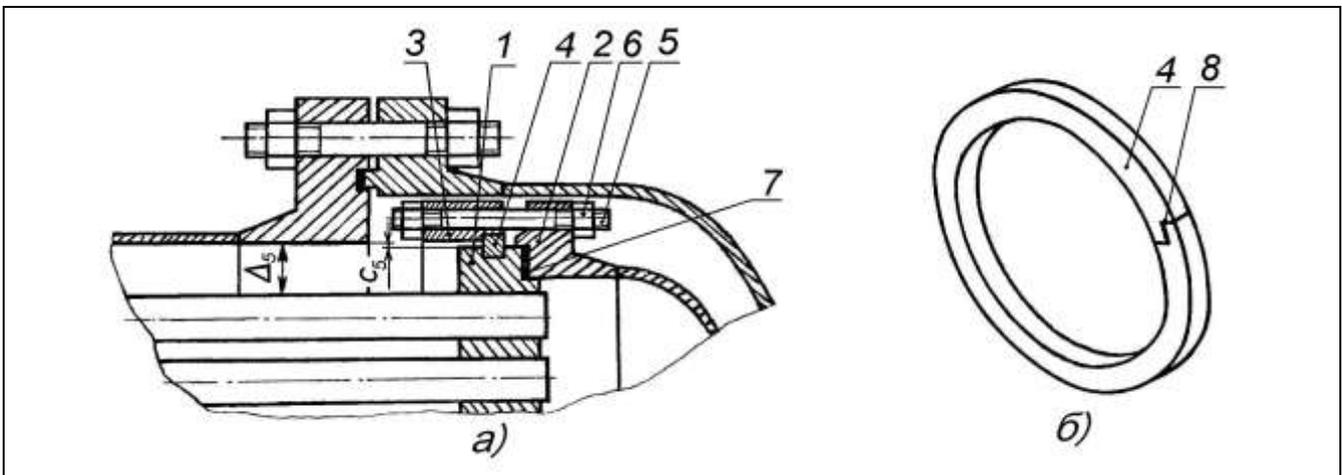


Рис. 3.11. Плавающая головка с разрезным закладным кольцом 4 и стяжным накидным фланцем 3: а) – общий вид плавающей головки; б) – внешний вид закладного кольца 4 с одним замковым разъемом 8 перед началом сборки узла

Для уплотнения прокладки 7 на разьеме трубной решетки 1 и стандартного фланца 2 внутренней крышки плавающей головки используются обычные гладкие шпильки 5 с гайками 6, которые просты в изготовлении и легко поддаются замене в случае нарушения резьбы. В отличие от предыдущих конструкций с коническими привалочными сопрягаемыми поверхностями (рис 3.9 и 3.10), стяжной накидной фланец 3 здесь выполнено целым и имеет простую прямоугольную геометрическую форму, поэтому не требует дорогостоящего оборудования для его механической обработки, что позволяет значительно снизить стоимость изготовления и эксплуатации теплообменного аппарата. Благодаря минимальному

радиальному размеру стяжного накидного фланца 3, в аппарате удастся значительно уменьшить диаметр, и, соответственно, массу наружной крышки теплообменника, что, в свою очередь, позволяет снизить трудоемкость и сроки проведения ремонтных работ.

Данная конструкция плавающей головки удовлетворяет обоим требованиям (3.1) и (3.2) и обеспечивает компактность конструкции аппарата благодаря минимальному байпасному зазору между пучком труб и корпусом ($\Delta_5 \rightarrow \min$), а также из-за положительного зазора ($c_5 > 0$) между трубной решеткой и корпусом, что допускает возможность беспрепятственного извлечения трубного пучка с трубными решетками через корпус аппарата для проведения осмотра и ремонта его внутренних элементов.

3.5.3. Теплообменники нежесткой конструкции с сальниковым уплотнением плавающей головки

Ранее в химических и нефтехимических производствах довольно широко применялись теплообменники нежесткой конструкции, в которых для уплотнения подвижных узлов плавающей головки использовали сальниковую набивку, в маркировку которых входила буква «С» в виде шифра.

К таким аппаратам, в частности, относятся теплообменники с обратным фланцем для уплотнения крышки плавающей головки (рис. 3.12, а), с внешним накидным фланцем и закладным разрезным кольцом для уплотнения крышки плавающей головки (рис. 3.12, б), аппараты с внешним уплотнением внутренней плавающей головки с помощью дренажного кольца (рис. 3.13), аппараты с индивидуальным сальниковым уплотнением теплообменных труб в трубной решетке (рис. 3.14).

Принципиальная схема теплообменника с внешней сальниковой набивкой и обратным фланцем для уплотнения крышки плавающей головки приведена на рис. 3.12, а).

Одной из особенностей теплообменных аппаратов данного типа является наличие в правом конце корпуса 1 расширенного приварного кармана 2 трапецеидальной формы, в котором укладывается сальниковая набивка 3, уплотняемая в рабочем положении нажимным кольцом 4 с помощью шпилек или болтов с гайками. Внутри корпуса размещается съемный трубный пучок, состоящий из левой неподвижной 5 и правой подвижной (плавающей) трубной решетки 6, в гнездах которых жестко закреплены методами развальцовки или

обварки теплообменные трубы 7 с поперечными перегородками 8 для интенсификации теплообмена в межтрубном пространстве.

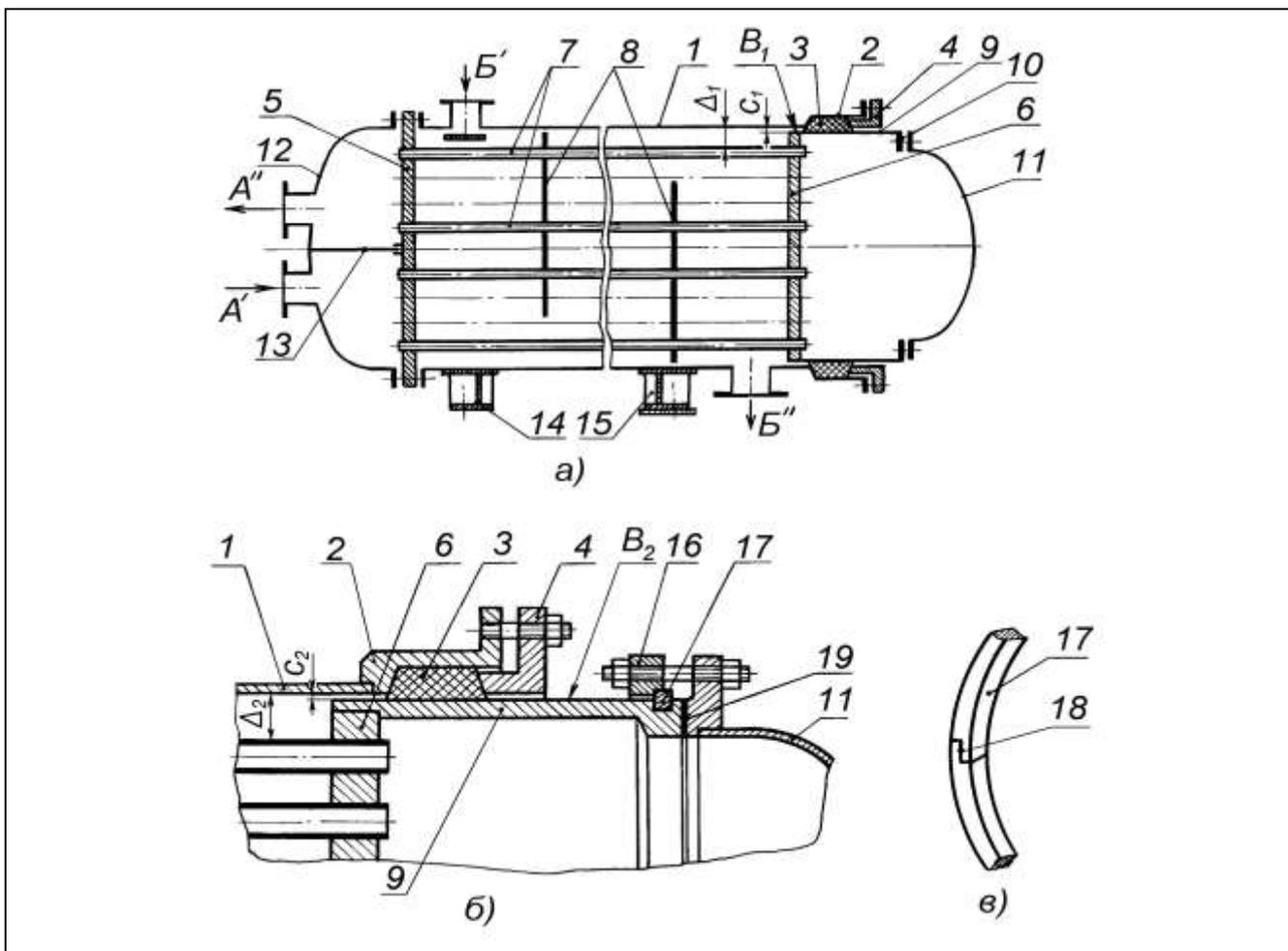


Рис. 3.12. Конструкции теплообменников нежесткого типа с внешним сальниковым уплотнением 3 плавающей головки: а) – с обратным фланцем 10 для уплотнения крышки 11 плавающей головки; б) – с внешним накладным фланцем 16 и разрезным закладным кольцом 17 для уплотнения крышки 11 плавающей головки; в) – внешний вид закладного кольца 17 с одним разъемом-замком 18

Следующей особенностью аппаратов с сальниковым уплотнением (рис. 3.12, а) является удлиненная цилиндрическая форма плавающей головки, образованная путем приварки к подвижной трубной решетке 6 угловым сварным швом вспомогательной цилиндрической обечайки 9 с внутренним фланцем 10, закрытых справа эллиптической крышкой 11. Наружная цилиндрическая поверхность B_1 обечайки имеет шлифованную рабочую поверхность с шероховатостью не грубее $Ra\ 0,8 \dots 1,6$, благодаря чему подвижная трубная решетка 6 вместе с обечайкой 10 и крышкой 11 образуют внутреннюю плавающую головку, которая

имеет возможность свободного перемещения в осевом направлении внутри сальниковой набивки 3, обеспечивая тем самым хорошую компенсацию температурных расширений труб и корпуса в аппарате. Неподвижная трубная решетка 5 с левого конца аппарата закрыта крышкой 12, выполнена с продольной перегородкой 13, и образует, как и в большинстве аппаратов с плавающей головкой, два хода для движения теплоносителя A в трубном пространстве. Данный теплообменник горизонтального исполнения, и с целью снижения осевых температурных напряжений в корпусе аппарата, опирается на две седловые опоры: – левую неподвижную 14 и правую подвижную (скользящую) 15, отличающиеся различной формой отверстий под фундаментные болты.

На рис. 3.12, б) представлен вариант конструкции аппарата с внешним сальниковым уплотнением плавающей головки, в которой для уплотнения правой крышки 11 плавающей головки используется накидной фланец 16 с разъемным закладным кольцом 17. Закладное кольцо 17, имеющее прямоугольное сечение и один замковый разъем 18 (рис. 3.12, в), устанавливается в кольцевой канавке на наружной шлифованной поверхности B_2 цилиндрической обечайки 9 и служит для упора накидного фланца 16, при уплотнении прокладки 19 между крышкой 11 и цилиндрической обечайкой 9.

Представленные на рис. 3.12 варианты а) и б) конструкций теплообменников с внешним сальниковым уплотнением плавающей головки, обеспечивают хорошую компенсацию температурных деформаций труб и корпуса, поэтому допускают надежную и длительную эксплуатацию при использовании рабочих сред и теплоносителей с большой разностью температур и давлений. Кроме того аппараты этого типа удовлетворяют обоим специфическим требованиям (3.1 и 3.2), предъявляемым к плавающим головкам типа П: во-первых, благодаря образованию минимальных байпасных зазоров Δ_1 и Δ_2 в аппарате обеспечивается наиболее эффективное турбулентное обтекание пучка труб продуктом B в межтрубных пространствах; во-вторых, за счет образования положительных зазоров c_1 и c_2 между трубной решеткой и корпусом обеспечивается возможность беспрепятственного извлечения трубного пучка в сторону левой крышки для проведения осмотра и ремонта аппарата.

Как и в стандартизованных аппаратах с плавающей головкой типа П, в аппаратах с сальниковым уплотнением плавающей головки, трубки в трубных решетках размещают по вершинам квадратов со

стандартным шагом, которая позволяет провести чистку наружных и внутренних поверхностей труб наиболее эффективным – механическим способом.

Однако, несмотря на простоту конструкции, низкую стоимость, а также ряд перечисленных выше положительных характеристик, в последние годы теплообменники с внешним сальниковым уплотнением плавающей головки находят весьма ограниченное применение. Главной причиной этого является не герметичность сальниковой набивки, в связи ее проницаемости для уплотняемых рабочих жидких и газообразных сред, подаваемых в межтрубное пространство аппарата, что приводит к потере целевых продуктов и загрязнению окружающей среды. Поэтому теплообменники с сальниковым уплотнением плавающей головки могут эксплуатироваться только в тех случаях, когда в межтрубное пространство подаются не вредные, не агрессивные и не пожаро- и взрывоопасные рабочие среды и теплоносители, не представляющие опасности для обслуживающего персонала и окружающей среды, например, воды. В трубное пространство аппаратов данного типа могут подаваться любые химически активные и ядовитые продукты и теплоносители, так как для соединения разъемных элементов в трубном пространстве использованы герметичные стандартизованные фланцевые соединения с надежными уплотнительными прокладками.

На рис. 3.13 представлена следующая конструкция теплообменника с внутренним сальниковым уплотнением внутренней плавающей головки, которая распространена в американской промышленности. Здесь к подвижной трубной решетке 1 угловым или торцевым швом приварено дополнительное расширяющее кольцо 2, со шлифованной наружной цилиндрической поверхностью В с параметром шероховатости $Ra\ 0,8 \dots 1,6$. На фланцах корпуса 3 и крышки 4 расточены цилиндрические гнезда со скошенными торцами, в которые укладывается сальниковая набивка 5 с дренажным металлическим кольцом – фонарем 6, расположенным в средней части сальника в зоне разъема фланцев 3 и 4.

Периодическая затяжка и уплотнение сальниковой набивки осуществляется стандартными гладкими шпильками 7 и гайками 8, которые одновременно служат для обеспечения взаимной соосности соединения крышки 4 плавающей головки с корпусом 3 теплообменника. Фонарь 6 имеет радиальные отверстия, через которые наружу просачиваются теплоносители, проникающие через

сальниковую набивку из трубного и межтрубного пространств, исключая таким образом их загрязнение за счет взаимного проникновения и смешения.

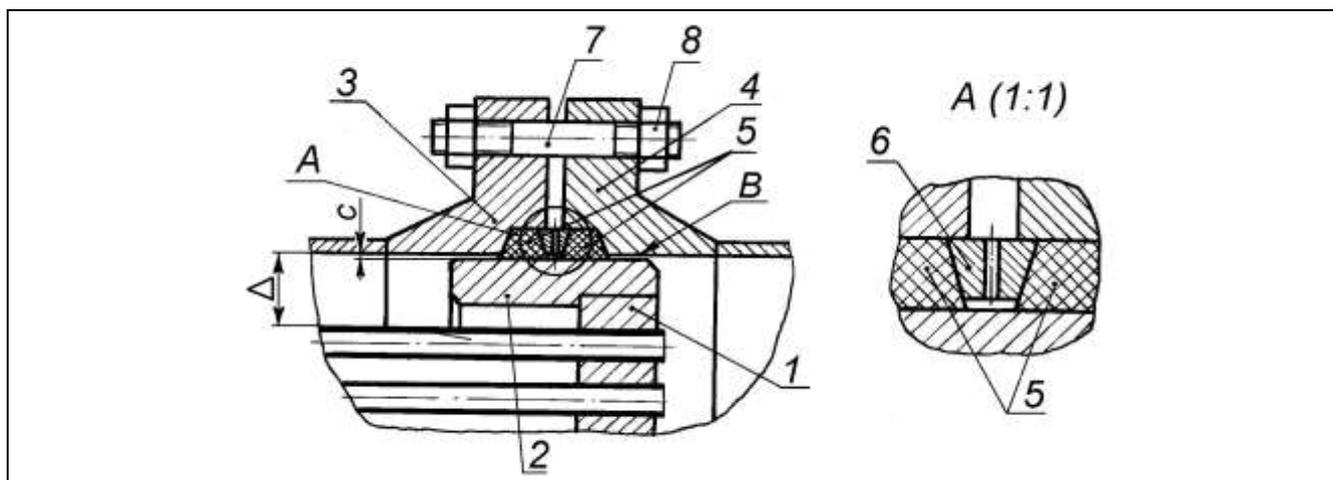


Рис. 3.13. Плавающая головка с внутренним сальниковым уплотнением 5 и дренажным кольцом (фонарем) 6, стянутые стандартными шпильками 7 с гайками 8

Данная конструкция теплообменного аппарата получается довольно простой и компактной из-за отсутствия внутренней крышки плавающей головки и минимального числа входящих в нее элементов, чем в стандартизованных конструкциях плавающей головки типа П (рис. 3.6 – 3.11). Конструкция одновременно удовлетворяет условиям минимизации байпасного зазора Δ (3.1) и разборности конструкции (3.2), однако совершенно не пригодна для работы с вредными, агрессивными и пожаро- и взрывоопасными продуктами, поскольку сальниковая набивка не исключает утечку теплоносителей из трубного и межтрубного пространств, что приводит к потерям теплоносителей и загрязнению окружающей среды.

3.5.4. Теплообменники с индивидуальной компенсацией теплообменных труб с помощью сальникового уплотнения в трубной решетке

На рис. 3.14 приведена схема теплообменника с индивидуальным сальниковым уплотнением теплообменных труб в трубной решетке. В отличие от рассмотренных выше конструкций аппаратов с сальниковым уплотнением плавающей головки, представленных на рис. 3.12 и 3.13, в которых сальниковая набивка обычно устанавливается между подвижной трубной решеткой и корпусом, в данной конструкции аппарата (рис. 3.14) сальниковое уплотнение

установлено в кольцевом зазоре между трубной решеткой и теплообменной трубой. Для этого в верхней трубной решетке 1, неподвижно соединенной с корпусом угловым сварным швом, расточено цилиндрическое отверстие 2 и нарезана метрическая резьба с мелким шагом $M36 \times 1,5$. Сальниковая набивка 4, состоящая из нескольких витков плетеного асбестового шнура или в виде прессованных уплотнительных колец, укладывается в образовавшемся кольцевом зазоре между трубой 3 и отверстием 2 в трубной решетке и уплотняется нажимным кольцом 6 путем затяжки специальным ключом резьбовой втулки 5. Нижний конец труб 3 неподвижно закреплен на нижней неподвижной трубной решетке методом развальцовки или обварки, а верхний конец труб имеет возможность свободного перемещения внутри сальниковой набивки, обеспечивая практически полную индивидуальную компенсацию тепловых расширений корпуса и каждой трубы в трубном пучке аппарата.

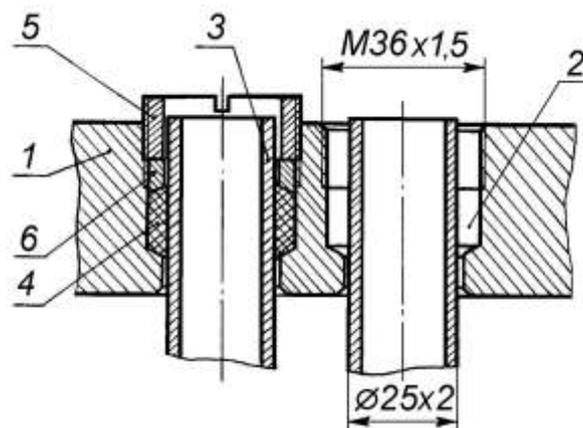


Рис. 3.14. Схема индивидуальной компенсации теплообменных труб 3 в трубной решетке 1 с помощью сальниковой набивки 4 и нажимного кольца 6 с резьбовой втулкой 5

Однако, одним из серьезных недостатков данной конструкции является невозможность обеспечения герметичности рабочих сред, движущихся в трубном и межтрубном пространствах аппарата, поэтому безопасная эксплуатация такого теплообменника может производиться только при использовании в качестве теплоносителей относительно безвредных и не пожаро- и взрывоопасных продуктов, например, на установках подготовки воды в системах оборотного водоснабжения теплоэнергетических установок.

Кроме того, наличие сальниковой набивки в трубной решетке приводит к увеличению шага размещения труб и снижению поверхности теплообмена в аппарате, а необходимость периодической набивки и подтяжки сальникового уплотнения приводит к увеличению эксплуатационных затрат.

3.5.5. Теплообменники полужесткого типа с волнообразным компенсатором на плавающей головке типа ПК

На установках риформинга, гидроочистки и каталитического крекинга широкое применение находят теплообменники полужесткого типа с волнообразным компенсатором на плавающей головке типа ПК (рис. 3.15).

В отличие от рассмотренных выше конструкций аппаратов с плавающей головкой, этот теплообменник является одноходовым по трубному пространству (рис. 3.15, а), поэтому в нем осуществляют наиболее эффективный режим противоточного турбулентного движения теплоносителей А и Б в трубном и межтрубном пространствах соответственно, за счет чего достигается максимальная движущая сила процесса теплообмена при минимальных габаритных размерах и массе аппарата.

На рис. 3.15, б) представлена конструкция узла В соединения подвижной трубной решетки 1 с внутренней крышкой 2 плавающей головки с помощью двух разрезных стяжных колец 3 и двух дополнительных усиливающих накладок 4, затянутых стандартными шпильками с гайками. Для надежной компенсации температурных расширений труб и корпуса, плавающая головка снабжена волнообразным компенсатором 5, состоящим из нескольких волн, размещенным внутри цилиндрической горловины 6 наружной крышки 7 корпуса, поэтому данный теплообменник относится к аппаратам полужесткой конструкции.

В отличие от составных линзовых и цельноштампованных стандартизованных компенсаторов, устанавливаемых в корпусе теплообменных аппаратов типа К, волнообразный компенсатор обладает лучшей компенсирующей способностью при меньших диаметральных размерах из-за возможности выполнения компенсатора с большим числом волн (более трех), и допускает более высокие рабочие давления в аппарате, что достигается за счет установки дополнительных наружных защитных колец 8 между волнообразными элементами компенсатора 5.

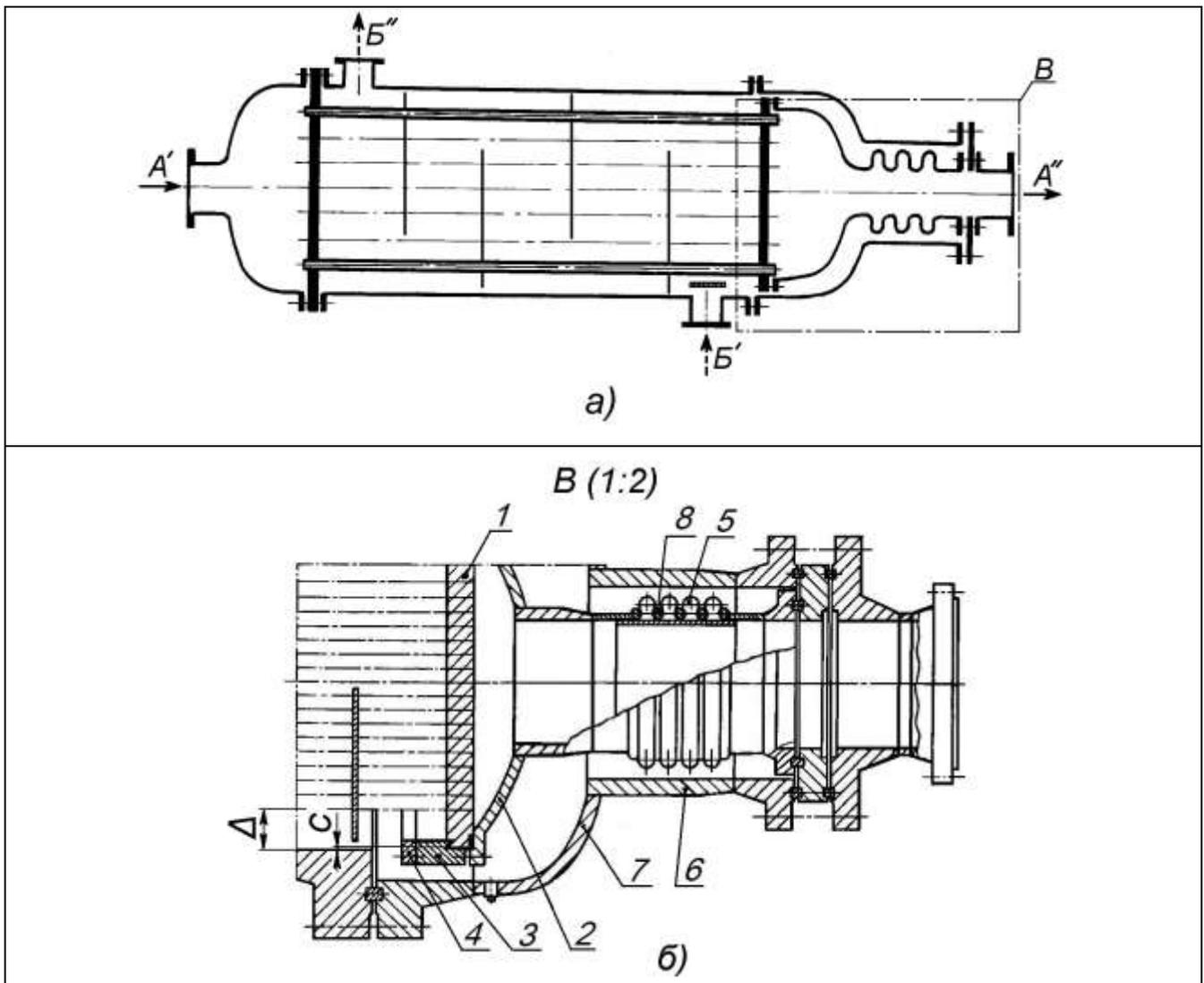


Рис. 3.15. Одноходовой теплообменник с внутренним волнообразным компенсатором на плавающей головке типа ПК: а) – общий вид и схема движения теплоносителей в аппарате; б) – схема узла соединения подвижной трубной решетки 1 с внутренней крышкой 2 плавающей головки с волнообразным компенсатором 5 с помощью двух разрезных стяжных колец 3 и двух усиливающих накладок 4 со шпильками

Поэтому данная конструкция плавающей головки марки ПК применяется при проведении высокотемпературных процессов с большой разностью температур теплоносителей (более 150 – 200 °С) и высоких давлениях (от 4 до 6,4 МПа) в трубном и межтрубном пространствах теплообменника.

Используемый в аппарате узел соединения В трубной решетки 1с крышкой плавающей головки с помощью двух разрезных стяжных колец 3 и двух укрепляющих накладок 4 (рис. 3.15, б), одновременно удовлетворяет двум специфическим требованиям, предъявляемым к плавающим головкам: условию (3.1) компактности (создает

минимальный байпасный зазор Δ), и условию ремонтпригодности (3.2) аппарата (положительный радиальный зазор c между корпусом и подвижной трубной решеткой), что позволяет беспрепятственно извлекать трубный пучок аппарата для проведения операций осмотра, чистки и ремонта трубного и межтрубного пространств аппарата.

3.5.6. Теплообменники с двойными трубами Фильда

В теплообменниках этого типа (рис. 3.16) достигается полная компенсация температурных расширений за счет применения двойных труб 2 и 3, размещенных соосно одна внутри другой.

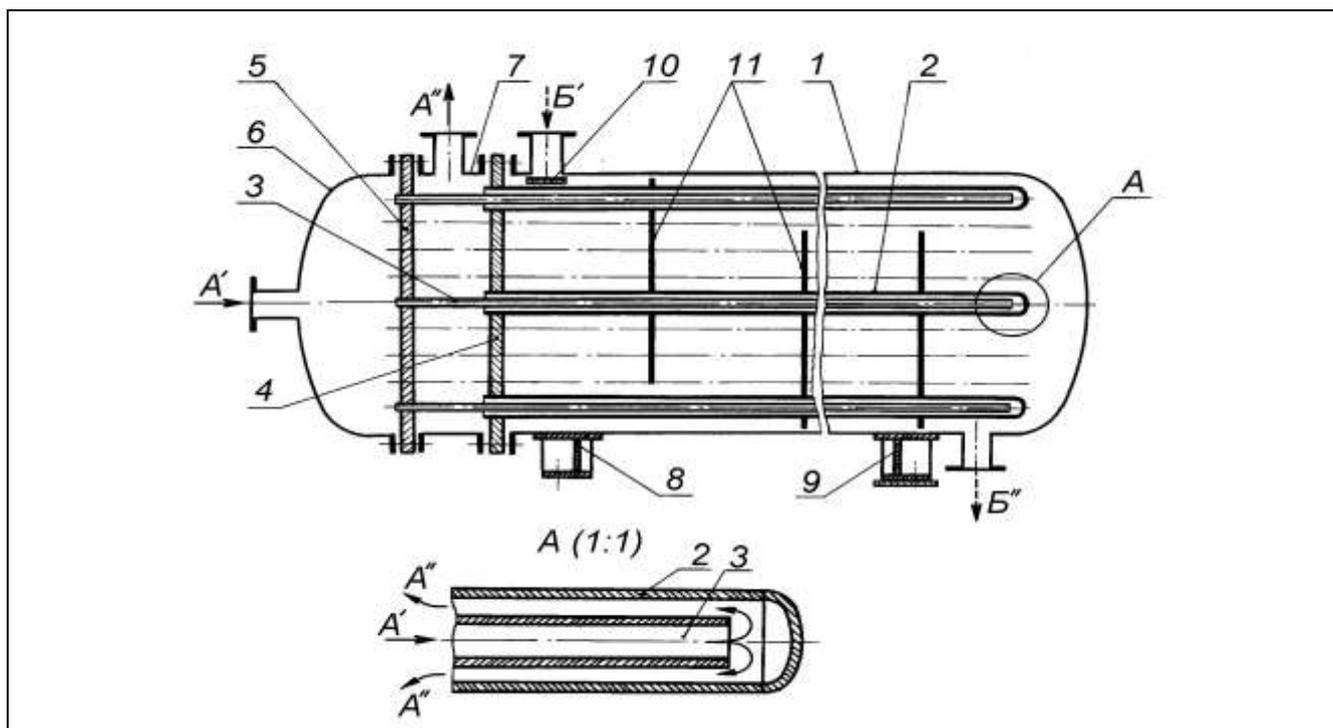


Рис. 3.16. Общий вид теплообменника с двойными теплообменными трубами Фильда; узел А – схема движения теплоносителя А во внутренней 3 и наружной 2 трубах аппарата

Внутренняя 3 и наружная 2 трубы закреплены на своих трубных решетках 5 и 4 левым концом; правый конец внутренней трубы открыт, а правый конец наружной трубы закрыт заглушкой.

Индивидуальное одностороннее крепление каждой трубы на своей трубной решетке в данной конструкции позволяет полностью реализовать принцип свободных перемещений как внутренних, так и наружной труб относительно корпуса 1, поэтому в аппарате полностью исключены осевые температурные напряжения, благодаря чему эти теплообменники с двойными трубами можно применять при большой разности температур и высоких давлениях рабочих сред в

аппарате, например, в качестве встроенного теплообменного устройства в химических реакторах синтеза аммиака, метанола и др. На практике аппараты этой конструкции также называют теплообменниками с двойными штыковыми трубами, или с трубами Фильда. Их устройство и принцип работы существенно отличается от известной конструкции теплообменников типа «труба в трубе».

На представленной на рис. 3.16 схеме теплообменника теплоноситель A , подаваемый в штуцер A' трубного пространства, сначала движется по внутренней трубе 3, а затем, после разворота на заглушенном конце наружной трубы – по кольцевому зазору между внутренней 3 и наружной 2 трубами и выводится из аппарата через соответствующий штуцер A'' . Другой теплоноситель B движется по межтрубному пространству, омывая наружные трубы 2 с наружной стороны и выходит из аппарата через штуцер B'' .

Благодаря такой особенности конструкции аппаратов этого типа, реальные схемы движения теплоносителей в теплообменниках с двойными трубами не могут быть отнесены ни к распространенным в обычных кожухотрубчатых теплообменниках противоточным, ни к прямоточным схемам движения потоков, поэтому их относят к **условному прямотоку** (рис. 3.17, $a, в$) или к **условному противотоку** (рис. 3.17, $б, г$), что определяется по относительному направлению движения теплоносителя A в зазоре между трубами и направлению движения теплоносителя B , омывающего наружные трубы с внешней стороны.

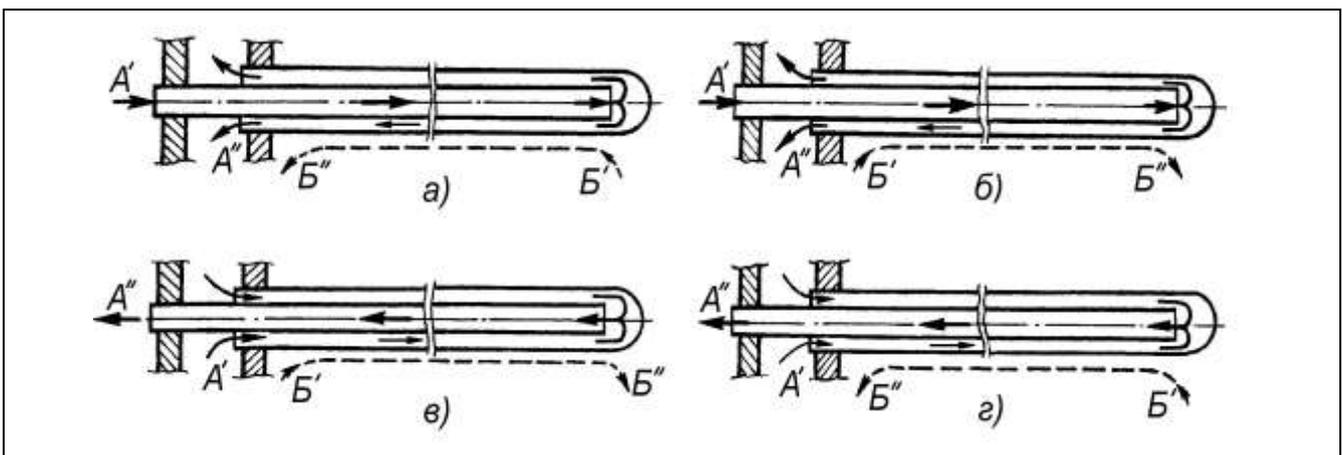


Рис. 3.17. Схемы движения теплоносителей A и B в теплообменниках с двойными трубами Фильда: $a, в$ – условный прямоток; $б, г$ – условный противоток

Достоинством теплообменников с двойными трубами Фильда является возможность их полной разборки, что обеспечивает

возможность чистки внутренних и наружных труб с внутренней и наружной стороны наиболее эффективным механическим способом. Кроме того, полная разгрузка внутренних и наружных труб теплообменника с двойными трубами от осевых температурных напряжений позволят изготовить их из неметаллических материалов, устойчивых к коррозии, и плохо работающих на растяжение или сжатие, например, из графита, керамики, пластических масс и др.

Недостатком теплообменников с трубами Фильда является более высокая металлоемкость и масса аппарата из-за использования дополнительных наружных теплообменных труб 3 и снижение эффективности теплообмена в аппарате по сравнению с обычными кожухотрубчатыми теплообменниками с прямоточной и противоточной схемами движения потоков в трубном и межтрубном пространствах. Это обусловлено тем, что в аппаратах с двойными трубами Фильда одновременно происходит теплообмен между потоком теплоносителя A , протекающим по внутренней трубе и тем же теплоносителем A , движущимся в кольцевом зазоре между трубами, т.е. теплоноситель A «нагревает» или «охлаждает сам себя» через стенку внутренней трубы, что приводит к значительному снижению движущей силы процесса теплообмена по сравнению с обычными кожухотрубчатыми аппаратами с чистым прямоток или противоток теплоносителей. Анализ уравнений для движущей силы процесса теплообмена для различных конструкций теплообменников показывает, что средняя разность температур в аппаратах с двойными трубами может быть приближена к их значениям в аппаратах с чистым противоток или прямоток, либо за счет уменьшения значения коэффициентов теплопередачи через внутреннюю трубу ($K_{вн} \rightarrow \min$), либо за счет увеличения коэффициентов теплопередачи через наружную трубу ($K_{нар} \rightarrow \max$).

Практическая реализация указанных вариантов повышения эффективности теплообмена в аппаратах с двойными трубами Фильда может быть достигнута следующими методами.

1. Уменьшение скорости движения во внутренней трубе за счет увеличения диаметра внутренней трубы, что приводит к соответствующему снижению коэффициента теплоотдачи во внутренней трубе.

2. Изоляция внутренней трубы, например, во встроенных теплообменниках синтеза аммиака (рис. 3.18, *a*), внутри внутренней теплообменной трубы 2 установлена дополнительная изолирующая

труба 1 с кольцевыми проставками 4 между ними. Образующаяся при этом кольцевая застойная зона между внутренней 2 и изолирующей 1 трубами создает дополнительное сопротивление процессу теплопередачи, что, в свою очередь, приводит к снижению коэффициента теплопередачи через составную стенку внутренней трубы 2. Наружная труба 3 выполнена с минимальным радиальным зазором между ними, благодаря чему обеспечивается увеличение скорости движения теплоносителя A и, соответственно, происходит увеличение эффективности теплопередачи между теплоносителями A и B через стенку наружной трубы аппарата.

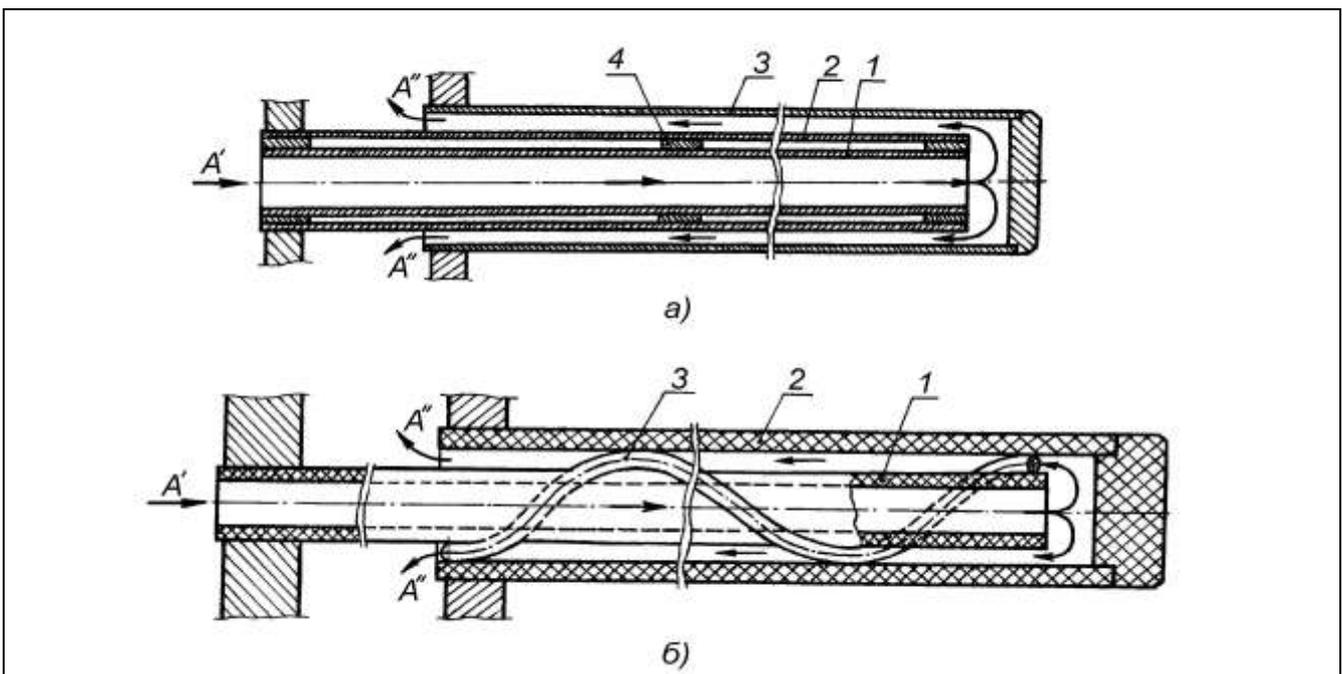


Рис. 3.18. Методы интенсификации теплообмена в теплообменниках с трубами Фильда: *а)* – за счет изоляции внутренней трубы 2 с помощью дополнительной внутренней трубы 1 с проставками 4; *б)* – установкой спирального завихрителя-турбулизатора 3 в зазоре между внутренней 1 и наружной 2 трубами, изготовленными из неметаллических материалов

3. Использование для изготовления внутренних труб неметаллических материалов вместо традиционных стальных. Такая замена возможна благодаря полной компенсации температурных расширений труб и корпуса и отсутствию осевых сжимающих температурных напряжений в элементах аппарата. Так в конструкции теплообменника западногерманской фирмы (рис. 3.18, *б)*, в качестве материала для изготовления внутренних труб 1 используется резина или пластмасса с низким коэффициентом теплопроводности (λ), что позволяет существенно снизить коэффициент теплопередачи через

внутреннюю трубу по сравнению с традиционными стальными, а наружные трубы 2 – изготовлены из графита, который имеет высокую коррозионную стойкость, а коэффициент теплопроводности в два раза выше, чем у стали. В кольцевом зазоре между трубами установлен спиральный завихритель 3 из пластмассового прутка круглого или квадратного сечения, который способствует дополнительной турбулизации потока A между трубами, обеспечивая таким образом повышение коэффициента теплопередачи ($K_{нар}$) через наружную трубу, а также сохраняет взаимную соосность труб, исключая возможность их прогиба и касания друг к другу.

3.5.7. Испарители с паровым пространством

Испарители с паровым пространством (рибойлеры) предназначены для нагрева куба и образования парового потока в ректификационной колонне. Основными элементами испарителей являются (рис. 3.19) цилиндрический корпус 1 с эллиптическими крышками и съемные трубные пучки 2 в количестве от одного до трех штук для нагрева и испарения жидкого продукта горячим теплоносителем, подаваемым в штуцер IV распределительной камеры 13.

Для обеспечения достаточной поверхности испарения и объема парового пространства расстояние h от верха сливной перегородки 3 до верхней части корпуса 1 принимают не менее $D/3$. Уровень жидкости в подогревателе поддерживается сливной перегородкой 3, имеющей зубчатую верхнюю кромку для равномерного перелива жидкости из зоны нагрева в зону испарения. Трубный пучок 2 в испарителе выполнен таким же, как и в теплообменниках с U-образными трубами типа ТУ или с плавающей головкой типа ТП, причем правая неподвижная трубная решетка имеет несколько больший диаметр, чем наружный диаметр пучка труб с перегородками, чтобы плавающая головка 4 в собранном виде могла свободно пройти через горловину 5 в правую сторону при демонтаже. Для удобства монтажа в заднем днище и перегородке 3 имеются специальные закрывающиеся болтами люки 6 и 7, через которые можно провести трос от лебедки.

В корпусе 1 испарителя трубный пучок 2 поддерживается на поперечных балках 8 из швеллеров. К балкам приваривают прогоны из уголков 9, по которым трубный пучок скользит при монтаже и демонтаже аппарата.

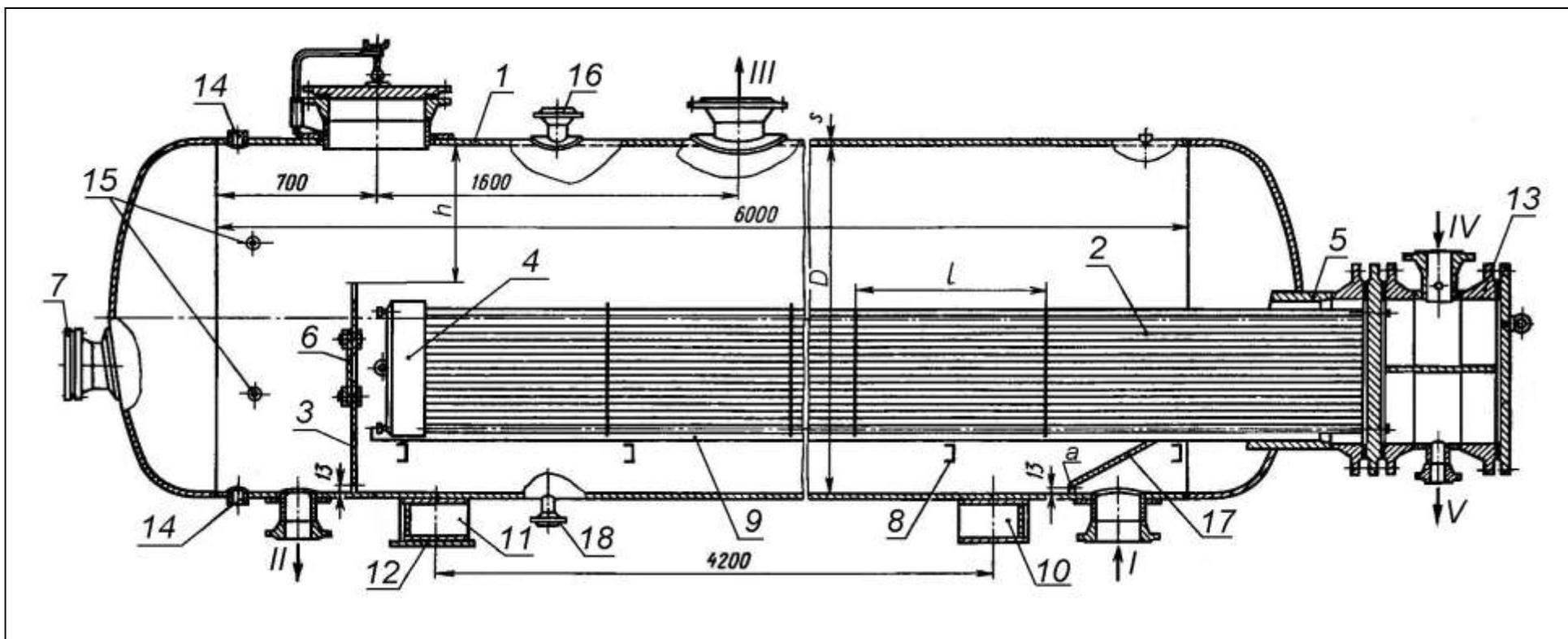


Рис. 3.19. Подогреватель-испаритель с паровым пространством: 1 – корпус с эллиптическими днищами; 2 – трубный пучок с поперечными перегородками; 3 – сливная перегородка для продукта; 4 – плавающая головка; 5 – горловина; 6, 7 – люки для ввода троса; 8 – балка поперечная из швеллера; 9 – прогоны из уголков; 10 – опора неподвижная; 11 – опора подвижная с подкладным листом 12; 13 – распределительная камера; 14 – муфты для регуляторов уровня; 15 – муфты для мерных стекол; 16 – штуцер для предохранительного клапана; 17 – защитный козырек; 18 – штуцер для дренажа. Поток: *I* – вход нагреваемого продукта; *II* – выход неиспарившегося продукта; *III* – выход паров продукта; *IV* – вход водяного пара; *V* – выход конденсата водяного пара

Трубный пучок крепят к балкам хомутами, которые прижимают подвижную трубную решетку с крышкой 4 к прогонам 9 и гарантируют отсутствие смещения трубного пучка при транспортировке.

Уровень нагреваемой жидкости в испарителе и, соответственно, количество образующегося пара, контролируются двумя датчиками, установленными на резьбовых муфтах 15 для подключения мерных стекол и регулируются с помощью регуляторов уровня, установленных на двух муфтах 14 для регуляторов уровня, путем изменения количества отводимого через соответствующий штуцер неиспарившейся части продукта II.

Для защиты испарителя от превышения рабочего давления в верхней части корпуса предусмотрен штуцер 16 для установки предохранительного клапана, при срабатывании которого пары продукта сбрасываются на линию факела.

Для создания правильного обтекания трубного пучка и предотвращения эрозии труб над штуцером ввода нагреваемой жидкости I предусматривают защитный козырек 17 из листового металла. С целью исключения появления осевых температурных напряжений корпус испарителя устанавливают на двух седловых опорах: на правой 10 неподвижной и левой 11 подвижной (скользящей) на подкладном листе 12. Нагрев и испарение рабочей жидкости в испарителе осуществляется острым водяным паром IV, подаваемым через штуцер распределительной камеры 13, а образующийся конденсат водяного пара V отводят через нижний штуцер.

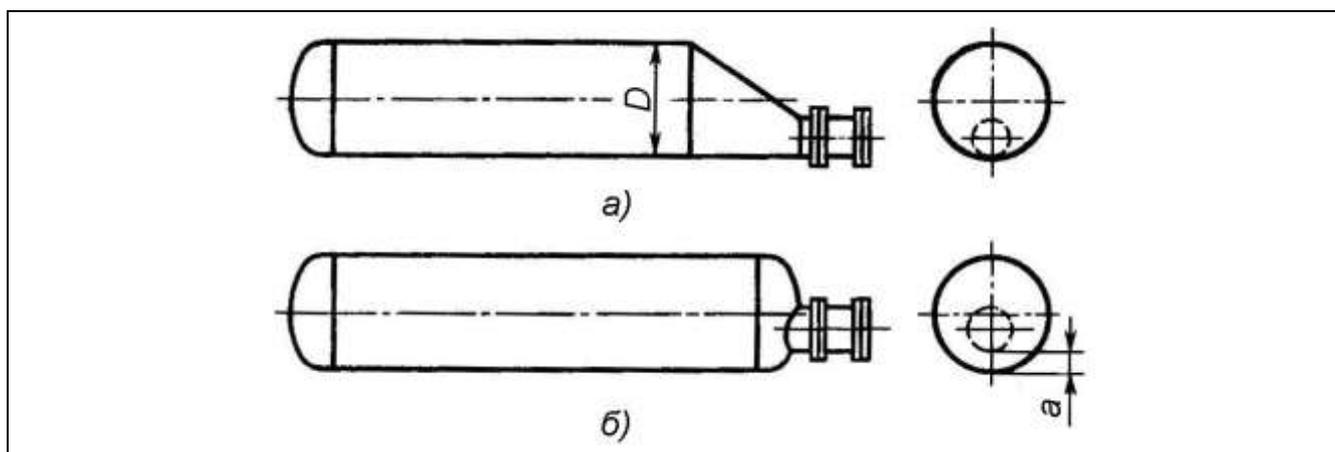


Рис. 3.20. Схемы испарителей с полуконическим (а) и эллиптическим (б) днищами

Для обеспечения полного опорожнения аппарата от нагреваемого продукта через штуцер 18, в нижних частях перегородки 3 и защитного козырька 17 выполнены вырезы *a* шириной не менее 13 мм.

Корпус испарителя изготавливают в двух вариантах (рис. 3.20): с передним полуконическим (*a*) и с эллиптическим днищем (*б*). При полуконическом днище диаметр испарителя получается меньше и металлоемкость аппарата снижается.

Однако в случаях, когда испаритель выполнен с двумя или тремя трубными пучками (рис. 3.21) для образования большей поверхности нагрева и обеспечения лучшего теплообмена, переднее днище выполняют эллиптическим и располагают у самого низа аппарата, выдерживая расстояние между стенкой горловины и наружной поверхности цилиндрического борта эллиптического днища из соотношения $a \geq 0,1D$ (рис. 3.20, *б*). В этом случае с целью укрепления отверстия под трубный пучок 2 вырез в эллиптическом днище компенсируют утолщением стенки самого днища и стенки патрубка горловины 5 (рис. 3.19).

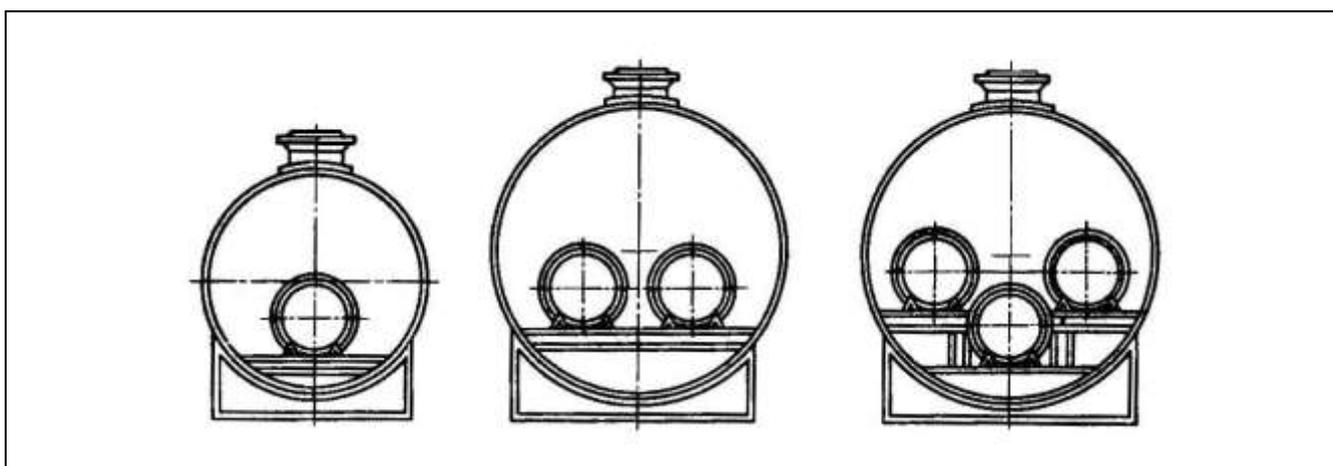


Рис. 3.21. Схемы установки трубных пучков в испарителе с паровым пространством

Стандартные испарители выполняют с диаметром от 1400 до 2800 мм с условным давлением в корпусе 1,0 – 2, в трубном пучке 1,6 – 4 МПа. Площадь теплообмена испарителей составляет от 40 до 350 м². Трубные пучки выполняют с диаметром от 500 до 800 мм в количестве от одного до трех штук. Корпуса испарителя изготавливают из стали 16ГС, трубы из углеродистых сталей марок 20 или 20К и легированных сталей марок Х8 и 15Х5М.

3.5.8. Кожухотрубчатые вертикальные испарители

При разделении бинарных и многокомпонентных смесей методом ректификации на индивидуальные компоненты и на товарные фракции нефтепродуктов с различными температурами кипения, на предприятиях химических производств и нефтегазопереработки для подвода тепла к нижней исчерпывающей части ректификационной колонны предусмотрена установка кубового испарителя-кипятильника различной конструкции, предназначенного для образования восходящего потока пара в колонне, контактирующего на тарелках или в слоях насадки с нисходящим потоком жидкости, образованным на дефлегматорах-конденсаторах, установленных в верхней укрепляющей части ректификационной колонны.

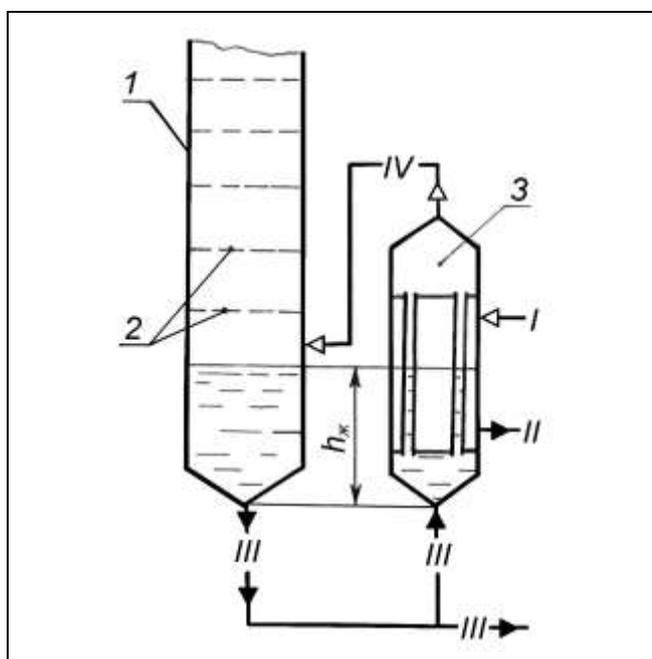


Рис. 3.22. Схема установки кожухотрубчатого испарителя термосифонного типа 3 в кубе тарельчатой ректификационной колонны 1. Потоки: *I* – водяной пар; *II* – конденсат водяного пара; *III* – кубовая жидкость; *IV* – пар кубовой жидкости

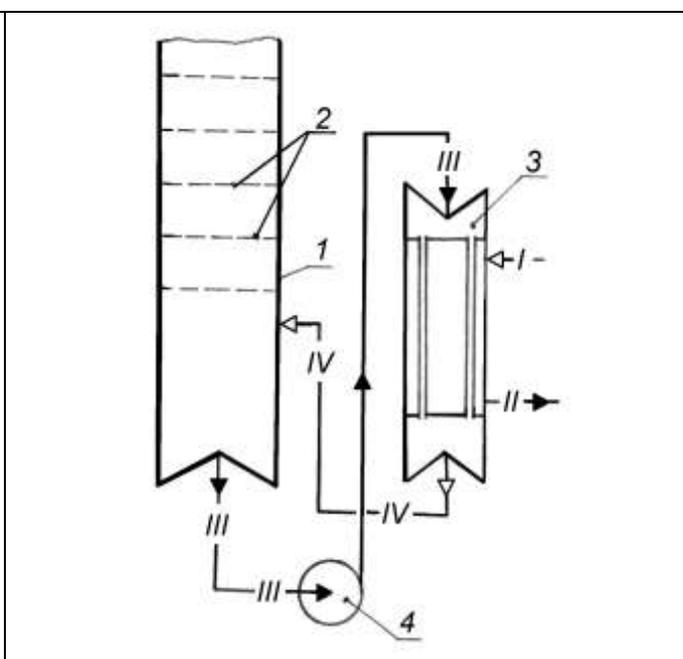


Рис. 3.23. Схема установки вакуумного пленочного испарителя 3 с циркуляционным насосом 4 в кубе тарельчатой вакуумной колонны 1. Потоки: *I* – водяной пар; *II* – конденсат водяного пара; *III* – кубовая жидкость; *IV* – пар кубовой жидкости

В ректификационных колоннах, работающих под атмосферным и избыточным давлением (рис. 3.22), для подвода тепла в куб колонны 1 используют вертикальный кожухотрубчатый испаритель

термосифонного типа 3, в котором нагрев и испарение кубового продукта осуществляется в трубном пространстве за счет подачи в межтрубное пространство аппарата насыщенного водяного пара *I* в качестве нагревающего агента.

Для предотвращения возможного прорыва образующихся паров кубового продукта *IV* на линию выхода кубовой жидкости *III* из колонны 1, высоту столба жидкости ($h_{ж}$) в трубах испарителя 3 данного типа поддерживают с помощью регулятора уровня в кубе колонны в пределах от 1 до 3 м в зависимости от диаметра и высоты ректификационной колонны 1, за счет соединения последних по принципу сообщающихся сосудов.

Испарение кубовой жидкости в трубах испарителя при этом сопровождается увеличением ее объема, поэтому образующиеся пары кубового продукта через верхнюю паровую камеру большего объема по патрубку *IV* соответствующего диаметра направляются под первую тарелку 2 ректификационной колонны 1.

Для разделения смесей с высокими температурами кипения и конденсации процесс ректификации проводят в вакуумных тарельчатых и насадочных колоннах, что позволяет снизить рабочие температуры участвующих в процессе разделения продуктов, использовать в качестве теплоносителей в кубовом испарителе и дефлегматоре-конденсаторе более доступные и дешевые теплоносители и что наиболее важно, – исключить возможность термического разложения разделяемых в колонне продуктов, особенно в ее кубовой (исчерпывающей) части, где рабочая температура является максимальной и принимается равной температуре кипения высококипящего компонента разделяемой смеси.

Для создания и поддержания вакуума различной глубины в ректификационных колоннах тарельчатого и насадочного типов наиболее часто применяют одно- и многоступенчатые парожеторные вакуумные насосы (ПЭНы), которые осуществляют откачку несконденсировавшихся газов и паров из межтрубного пространства кожухотрубчатого дефлегматоре-конденсатора в верхней укрепляющей части вакуумной колонны с конденсацией паров и газов в поверхностных конденсаторах и конденсаторах смешения, работающих, как правило, с водяным охлаждением. В связи с низкой термодинамической эффективностью цикла сжатия (КПД находится на уровне 1 – 2%), традиционные ПЭНы в настоящее время вытесняются более совершенными системами, в частности

комбинированными жидкостно-кольцевыми вакуумными насосами (ЖКВН) с газовым эжектором и гидроэжекторными вакуумными насосами.

Одним из основных требований к вакуумным установкам является низкое гидравлическое сопротивление всех элементов, входящих в состав ректификационной колонны, включая тарелки и насадку, переливные устройства, системы и средства регулирования и контроля, а также кубовый испаритель-кипятильник в нижней исчерпывающей и дефлегматор-конденсатор в верхней укрепляющей части ректификационной колонны. Поэтому использование в вакуумных ректификационных колоннах обычных кожухотрубчатых испарителей термосифонного типа не представляется возможным, главным образом, из-за увеличенного гидравлического сопротивления трубного пространства таких испарителей, вызванного необходимостью поддержания большой высоты взаимно связанных столбов жидкости ($h_{ж}$) в трубах испарителя и кубе ректификационной колонны (рис. 3.22).

Учитывая, что плотность ($\rho_{ж}$) жидких углеводородных смесей, разделяемых методом ректификации, обычно составляет от 800 до 900 кг/м³, определим среднюю величину гидравлического сопротивления высоты столба кубовой жидкости в трубном пространстве испарителя термосифонного типа, имеющей среднюю плотность $\rho_{ж} = 850$ кг/м³ и среднюю высоту уровня жидкости ($h_{ж}$), равную 2 м:

$$\Delta P = \rho_{ж} g h_{ж} = 850 \times 9,81 \times 2 = 16687 \text{ Па} = 125,1 \text{ мм рт.ст.}$$

Результат расчета показывает, что испаритель термосифонного типа обладает завышенным гидравлическим сопротивлением в трубном пространстве аппарата, обусловленным большой высотой уровня жидкости в теплообменных трубах и кубе колонны, поэтому его применение ограничено колонными аппаратами, работающими под атмосферным и избыточным давлением, а также вакуумными ректификационными колоннами, работающими при небольшой глубине вакуума (не ниже 300 ... 100 мм рт.ст.). Для проведения процессов ректификации в колоннах с средним (100 ... 30 мм) и глубоким (30 ... 10 мм рт.ст.) вакуумом, которые наиболее часто применяются на установках первичной и вторичной перегонки нефти и нефтепродуктов, требуется использование специальных конструкций кубовых испарителей, имеющих более низкое

гидравлическое сопротивление, обусловленное, небольшой высотой уровня жидкости в трубном пространстве аппарата.

Этому условию в наиболее полной мере удовлетворяет вертикальный вакуумный пленочный испаритель 3, принципиальная технологическая схема установки которого в кубе вакуумной ректификационной колонны 1 приведена на рис. 3.23, а общий вид и отличительные особенности конструкции – на рис. 3.24.

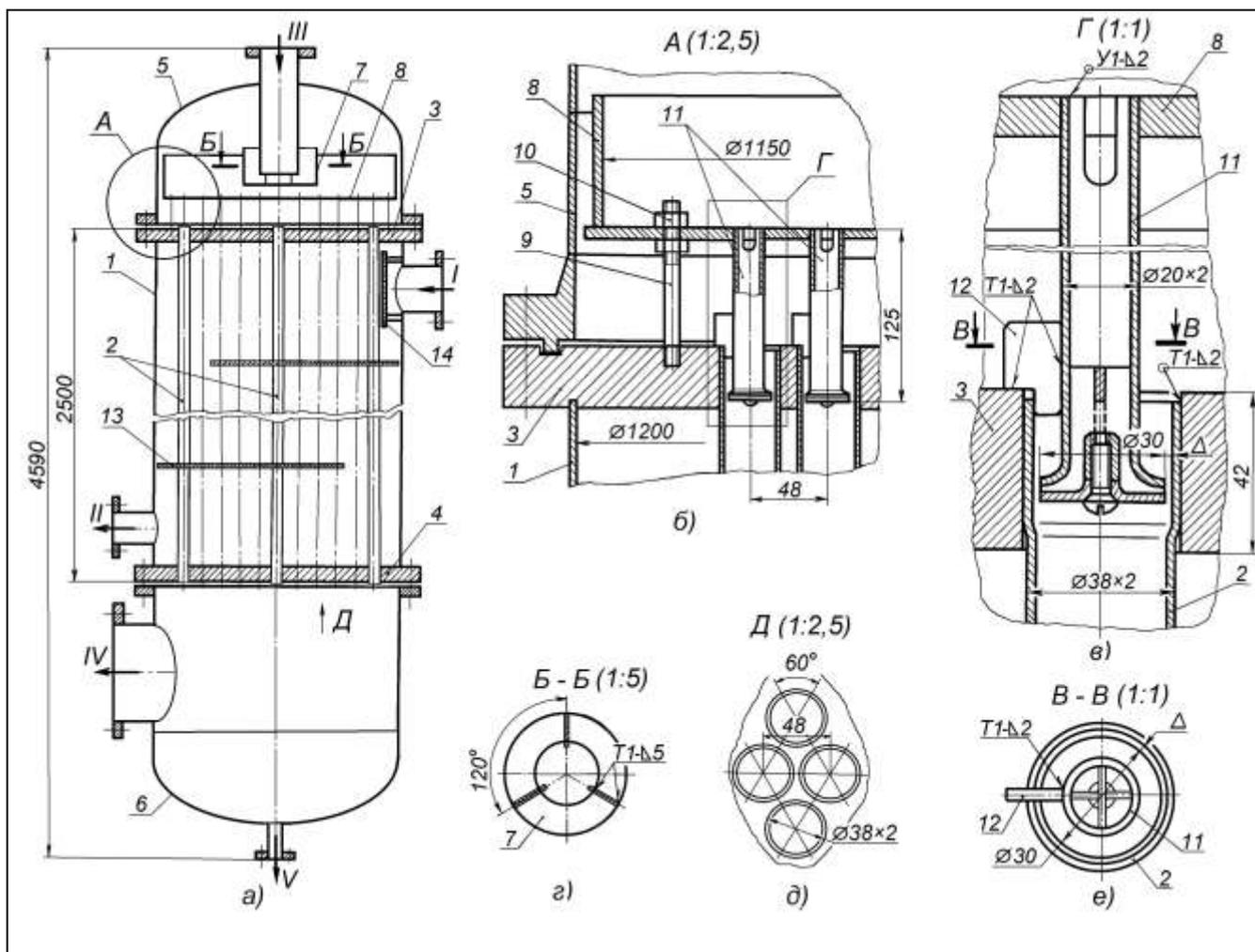


Рис. 3.24. Кожухотрубчатый вертикальный вакуумный пленочный испаритель: а) – общий вид; б) – схема установки распределительной тарелки 8 на верхней трубной решетке 3 с помощью шпилек 9 с гайками 10; в, е) – схемы установки пленкообразователя 11 внутри теплообменных труб 2 приваркой фиксирующей пластины 12 к трубной решетке 3; г) – схема закрепления гидрозатвора 7 на штуцере подачи кубовой жидкости; д) – схема размещения труб 2 на трубных решетках 3 и 4. Поток: I – вход греющего водяного пара; II – выход конденсата водяного пара; III – вход кубовой жидкости; IV – выход пара кубовой жидкости; V – штуцер для дренажа (опорожнения) кубовой жидкости

Вакуумный пленочный испаритель (рис. 3.24) представляет собой вертикальный кожухотрубчатый теплообменный аппарат жесткой конструкции (марки ИНВ), корпус 1 и трубы 2 которого неподвижно закреплены на верхней 3 и нижней 4 трубных решетках, закрытых сверху и снизу съемными крышками 5 и 6 на фланцах.

Как следует из рис. 3.23, подача кубовой жидкости *III* из нижней части вакуумной ректификационной колонны 1 в трубное пространство испарителя 3 осуществляется с помощью циркуляционного насоса 4 через верхний штуцер в крышке испарителя, чтобы обеспечить движение испаряющейся кубовой жидкости в трубах аппарата в нисходящем пленочном режиме, являющимся наиболее благоприятным для осуществления процесса теплопередачи в испарителе данной конструкции. Кроме того, при верхней подаче испаряющейся жидкости *III* в трубное пространство испарителя направление движения пленки испаряющейся жидкости совпадает с направлением действия силы тяжести в аппарате, благодаря чему удается значительно снизить потери энергии стекающей пленки кубовой жидкости на преодоление гидравлического сопротивления в трубном пространстве аппарата, что, в свою очередь позволяет поддерживать более глубокий вакуум в ректификационной колонне по сравнению с испарителем термосифонного типа.

С целью исключения попадания образующихся паров кубовой жидкости обратно в низ ректификационной колонны по линии подачи кубового продукта *III*, внутри крышки 5 вакуумного пленочного испарителя (рис. 3.24) размещен кольцевой гидрозатвор 7, который одновременно служит для равномерного распределения кубовой жидкости на распределительной тарелке 8, установленной горизонтально над верхней трубной решеткой 3 с помощью двух круговых рядов шпилек 9 с гайками 10. На распределительной тарелке 8 над каждой теплообменной трубой 2 установлен металлический трубчатый пленкообразователь 11, нижний раструб которого вставлен в развальцованное отверстие теплообменной трубы 2 с небольшим кольцевым зазором (Δ), составляющим 2 ... 5 мм в зависимости от диаметра труб в аппарате. Для обеспечения строгой соосности раструба пленкообразователя 11 с теплообменной трубой 2, каждый пленкообразователь дополнительно приварен тавровым сварным швом Т1 к верхней поверхности трубной решетки 3 посредством фиксирующей пластины 12.

Благодаря такой конструкции испарителя, кубовая жидкость под действием напора слоя жидкости, образующегося на распределительной тарелке 8, по пленкообразователям 11 поступает внутрь теплообменных труб 2 и стекает по ним вниз в виде нисходящей пленки с толщиной, определяемой величиной образующегося кольцевого зазора (Δ) между раструбом пленкообразователя и внутренней стенкой труб. Для обеспечения максимальной поверхности теплообмена в трубном пучке испарителя теплообменные трубы 2 и пленкообразователи 11 размещены на трубных решетках 3 и 4 по системе равносторонних треугольников, а соединение труб в трубных решетках выполнено методом сварки угловым швом У1 с последующей развальцовкой, оставляя при этом неразвальцованный поясok шириной 5 ... 8 мм со стороны межтрубного пространства для исключения врезания острых кромок трубной решетки к стенкам теплообменных труб.

Для нагрева и испарения стекающей по трубам пленки жидкости в межтрубное пространство через верхний штуцер в корпусе 1 испарителя подается нагревающий агент I, в качестве которого чаще всего используется водяной пар. В результате конденсации водяного пара на наружной поверхности теплообменных труб 2 происходит интенсивный нагрев и испарение стекающей в трубах кубовой жидкости с увеличением ее объема. Конденсат водяного пара II из межтрубного пространства отводится на линию сбора конденсата, а образующиеся пары кубовой жидкости по теплообменным трубам поступают на нижнюю паровую камеру 6, имеющую большой объем для обеспечения неразрывности потоков жидкости и пара в трубном пространстве испарителя, откуда по соответствующей линии IV направляются под первую тарелку в кубе ректификационной колонны для дальнейшего взаимодействия на контактных элементах тарелок и насадок с нисходящим потоком жидкого орошения (флегмы).

С целью интенсификации теплоотдачи со стороны греющего водяного пара, в межтрубном пространстве испарителя установлены поперечные перегородки 13 с чередующимися сегментными вырезами, которые обеспечивают дополнительную турбулизацию потока нагревающего агента за счет увеличения скорости поперечного омывания пучка теплообменных труб. Такая конструкция пленочного испарителя обеспечивает интенсивный теплообмен между теплоносителями через стенки теплообменных труб, благодаря чему удастся уменьшить поверхность теплообмена и, соответственно,

снизить габариты, массу и стоимость аппарата. Для защиты теплообменных труб от эрозионного износа под действием высокоскоростного потока греющего пара, напротив входного штуцера установлен металлический отбойник 14, лапки которого приварены к корпусу 1 тавровым сварным швом.

Для сравнения гидравлических характеристик рассмотренных выше конструкций кожухотрубчатых испарителей оценим величину гидравлического сопротивления трубного пространства пленочного вакуумного испарителя при испарении в трубах кубовой жидкости с той же плотностью $\rho_{\text{ж}} = 850 \text{ кг/м}^3$, принимая вместо расчетной высоты жидкости в трубном пространстве ($h_{\text{ж}}$) толщину стекающей пленки кубовой жидкости (Δ), образованную с помощью пленкообразователя и составляющую в среднем 3,5 мм (в возможном диапазоне изменения от 2 до 5 мм), т.е. при $h_{\text{ж}} = \Delta = 3,5 \text{ мм} = 0,0035 \text{ м}$:

$$\Delta P = \rho_{\text{ж}} g h_{\text{ж}} = 850 \times 9,81 \times 0,0035 = 29,2 \text{ Па} = 0,187 \text{ мм рт.ст.}$$

Отсюда следует, что конструкция представленного на рис. 3.24 кожухотрубчатого вакуумного пленочного испарителя, в отличие от испарителя термосифонного типа, может быть использована для нагрева и испарения кубового продукта в вакуумных ректификационных колоннах, работающих не только под средним вакуумом (с сопротивлением в сети от 100 до 10 мм рт.ст.), но и в области более глубокого вакуума (с сопротивлением от 10 до 1 мм рт.ст.).

4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТРУБ И КОРПУСА КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

В отличие от других типов химических аппаратов, в трубном и межтрубном пространствах кожухотрубчатых теплообменников движутся рабочие среды, имеющие различные температуры и давления, которые приводят к появлению дополнительных осевых нагрузок и напряжений в трубах, корпусе и трубных решетках, что следует дополнительно учитывать при расчете и проектировании кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.

4.1. Температурные напряжения в кожухотрубчатых теплообменниках жесткой конструкции типа Н

Для удобства вывода расчетных уравнений для температурных напряжений в кожухотрубчатых теплообменниках жесткого типа принимают следующие *два предположения*.

1. Трубные решетки в процессе работы не подвергаются изгибу, поэтому напряжения равномерно распределяются между всеми трубами пучка.

2. В трубах и корпусе отсутствует продольный изгиб, поэтому они испытывают только осевые растягивающие (со знаком плюс) и осевые сжимающие напряжения (со знаком минус).

Введем обозначения (рис. 4.1):

L – расчетная длина труб 1 и корпуса 2, за нее принимаем расстояние от середины левой трубной решетки до середины правой трубной решетки.

В момент изготовления теплообменника (положение 1) температуры труб и корпуса будут одинаковыми и равными температуре окружающей среды $t_s \approx 20$ °С, поэтому осевые температурные усилия и напряжения в трубах корпусе полностью отсутствуют.

В общем случае трубы и корпус могут быть изготовлены из различных конструкционных материалов, поэтому будут иметь различные физико-механические параметры: α_T, α_K – температурные коэффициенты линейного расширения труб и корпуса соответственно; E_T, E_K – модули упругости материалов труб и корпуса соответственно; F_T, F_K – площади поперечного сечения всех труб пучка и корпуса

соответственно; t_T , t_K – рабочие температуры труб и корпуса соответственно.

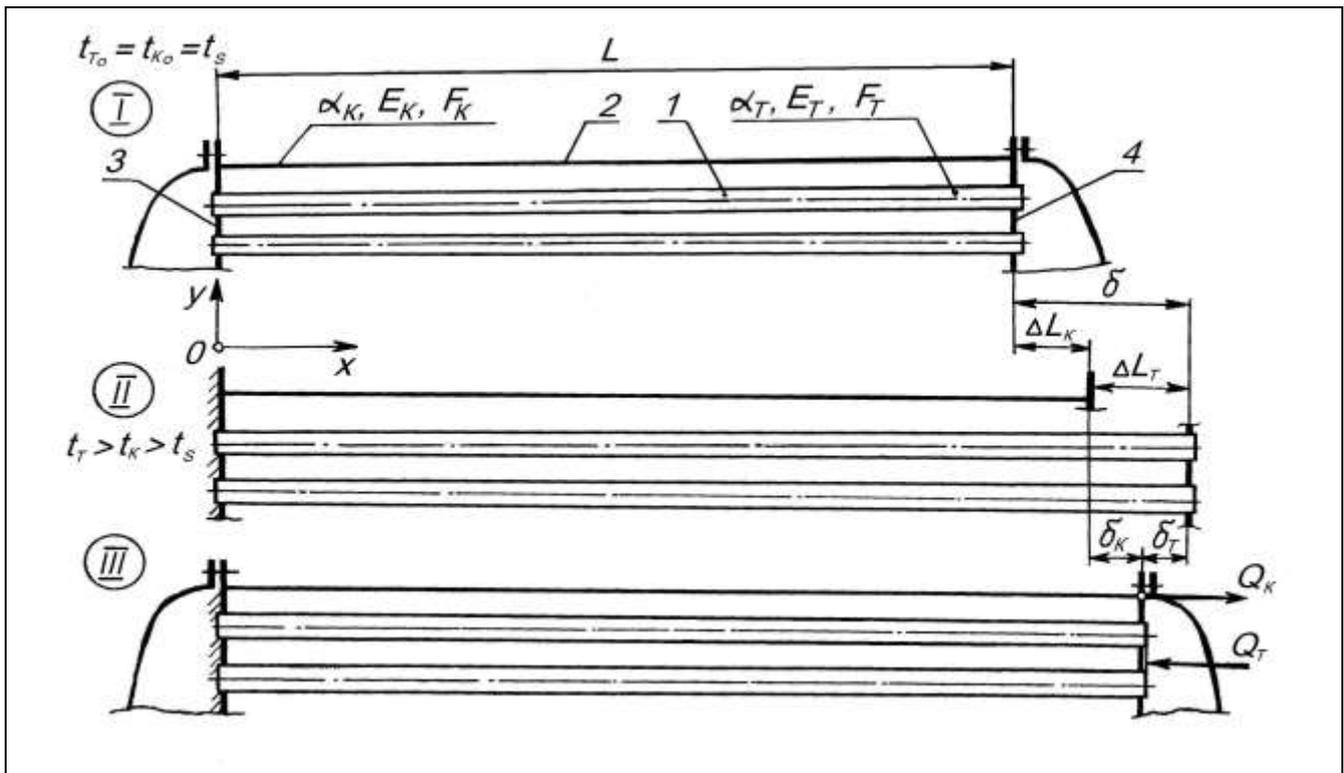


Рис. 4.1. Расчетная схема для определения температурных напряжений в теплообменнике жесткой конструкции типа Н от разности температур труб 1 и корпуса 2

Рассмотрим случай, когда рабочие температуры труб и корпуса выше исходных температур изготовления теплообменника, причем трубы нагреты сильнее корпуса, т.е. $t_T > t_K > t_s$, а также $\alpha_T > \alpha_K$.

Тогда, если трубы корпус не связаны друг с другом через правую трубную решетку (положение II на рис. 4.1), свободное удлинение труб 1 составит

$$\Delta L_T = L \alpha_T (t_T - t_s), \quad (4.1)$$

а корпус свободно удлинится на величину

$$\Delta L_K = L \alpha_K (t_K - t_s) \quad (4.2)$$

В соответствии с принятыми выше условиями, более нагретые трубы ($t_T > t_K$), имеющие более высокий коэффициент температурного расширения ($\alpha_T > \alpha_K$), удлинятся больше, чем корпус на величину:

$$\delta = \Delta L_T - \Delta L_K = L[\alpha_T (t_T - t_s) - \alpha_K (t_K - t_s)]. \quad (4.3)$$

В действительности трубы и корпус в теплообменниках жесткого типа (Н) связаны друг с другом на обоих концах аппарата приваренными к корпусу неподвижными трубными решетками, поэтому трубы и корпус не могут свободно расширяться и

конструкция займет среднее положение *III*, изображенное на рис. 4.1. При этом корпус окажется растянутым под действием пучка труб осевой температурной силой Q_K и получит величину деформации δ_K , а трубы – сжатыми под действием осевой силы Q_T со стороны корпуса и получат величину деформации δ_T соответственно.

Согласно схеме свободных удлинений, представленной в положении *II* на рис. 4.1, указанные деформации труб и корпуса связаны соотношением:

$$\delta = \delta_T + \delta_K. \quad (4.4)$$

Поскольку конструкция рассматриваемого теплообменника остается цельной и неподвижной в пространстве, согласно третьему закону Ньютона осевое усилие растяжения корпуса Q_K будет равно осевому усилию сжатия труб Q_T , поэтому оба этих усилия можно выразить как искомую температурную нагрузку Q_t , действующую на всю конструкцию теплообменника, т.е.:

$$Q_K = Q_T = Q_t. \quad (4.5)$$

Согласно закона Гука упругие деформации труб и корпуса δ_T и δ_K прямо пропорциональны соответствующим осевым усилиями Q_T и Q_K и обратно пропорциональны их жесткости ($E F$), т.е.:

$$\delta_T = \frac{Q_t L}{E_T F_T}; \quad (4.6)$$

$$\delta_K = \frac{Q_t L}{E_K F_K}. \quad (4.7)$$

Подставляем выражения для деформаций (4.3), (4.6) и (4.8) в уравнение совместности деформаций (4.4):

$$L[\alpha_T(t_T - t_S) - L[\alpha_K(t_K - t_S)]] = \frac{Q_t L}{E_T F_T} + \frac{Q_K L}{E_K F_K}. \quad (4.8)$$

Сократив правую и левую части на L , из последнего выражения определим искомую температурную нагрузку в элементах теплообменника

$$Q_t = Q_T = Q_K = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]E_T F_T \times E_K F_K}{E_T F_T + E_K F_K}. \quad (4.9)$$

Тогда температурные напряжения в трубах и корпусе составят соответственно

$$\sigma_T = \frac{Q_T}{F_T} = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]E_T \times E_K F_K}{E_T F_T + E_K F_K} \quad \text{и} \quad (4.10)$$

$$\sigma_K = \frac{Q_K}{F_K} = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]E_T F_T \times E_K}{E_T F_T + E_K F_K} \quad (4.11)$$

Из анализа полученных уравнений (4.10) и (4.11) следует, что температурные напряжения в трубках и корпусе не зависят от длины труб в аппарате.

В случае, когда трубы и корпус изготовлены из одного и того же материала, т.е. $\alpha_T = \alpha_K = \alpha$; $E_T = E_K = E$ и обозначая $\Delta t = t_T - t_K$, получим упрощенные формулы для расчета напряжений

$$\sigma_T = \frac{[\alpha(t_T - t_S) - \alpha(t_K - t_S)]E \times E F_K}{E F_T + E F_K} = \frac{\alpha \Delta t E F_K}{F_T + F_K}; \quad (4.12)$$

$$\sigma_K = \frac{[\alpha(t_T - t_S) - \alpha(t_K - t_S)]E \times E F_T}{E F_T + E F_K} = \frac{\alpha \Delta t E F_T}{F_T + F_K}. \quad (4.13)$$

Из последних формул следует, что температурные напряжения в трубах и корпусе обратно пропорциональны площадям поперечных сечений труб и корпуса:

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_K} = \frac{F_K}{F_T}, \quad (4.14)$$

следовательно, опасные температурные напряжения возникают в том элементе теплообменника, поперечное сечение которого меньше.

Используя полученные формулы (4.12) и (4.13), оценим величины реальных температурных напряжений в теплообменнике жесткой конструкции, трубы и корпус которого изготовлены из конструкционной стали одной и той же марки, имеющей коэффициент температурного расширения $\alpha_T = \alpha_K = 11,5 \cdot 10^{-5} \text{ 1}/(^{\circ}\text{C})$; модуль продольной упругости $E_T = E_K = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Для частного случая, когда трубы и корпус будут иметь одинаковые площади поперечных сечений, т.е. $F_T = F_K = F$, а разность температур труб и корпуса $\Delta t = (t_T - t_K) = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, из уравнений (4.12) и (4.13) следует:

$$\sigma_T = \sigma_K = \frac{11,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot F}{F + F} = 1,21 \text{ МПа.}$$

В теплообменниках с большой поверхностью теплообмена F , площадь поперечного сечения труб F_T обычно превышает площадь поперечного сечения корпуса F_K . Так если площадь поперечного сечения труб в два раза превышает площадь сечения корпуса, т.е. $F_T = 2 F_K$, температурные напряжения в элементах теплообменника составят:

$$\sigma'_T = \frac{11,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot F_K}{2F_K + F_K} = 0,805 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_K = \frac{11,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2F_K}{2F_K + F_K} = 1,71 \text{ МПа}.$$

Следовательно, температурные напряжения в корпусе в этом случае в два раза превышают напряжения в стенках труб, т.е. $\sigma'_K = 2\sigma'_T$.

При допускаемой максимальной разности температур труб и корпуса $\Delta t_{max} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, температурные напряжения в трубах и корпусе могут достигать значительных величин и составят соответственно:

$$\sigma_T = 50 \sigma'_T = 50 \cdot 0,805 = 40,25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_K = 50 \sigma'_K = 50 \cdot 1,71 = 80,5 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета показывают, что температурные напряжения в теплообменниках жесткой конструкции являются преобладающими, поэтому их в первую очередь следует учитывать при расчете аппаратов на прочность.

4.2. Температурные напряжения в теплообменнике полужесткой конструкции с компенсатором в корпусе типа К

Рассмотрим, как изменятся температурные напряжения в элементах кожухотрубчатых теплообменников полужесткой конструкции типа К, в корпусе которого установлены два линзовых компенсатора (рис. 4.2). Сохраним обозначения и условия, введенные выше (рис. 4.1) для теплообменника жесткой конструкции.

В момент изготовления и сборки (положение I на рис. 4.2), трубы 1, корпус 2 с компенсатором 3 будут иметь одинаковую начальную температуру, равную температуре окружающей среды $t_s \approx 20^\circ\text{C}$, поэтому температурные усилия и напряжения также будут равны нулю.

Пусть в рабочем состоянии трубы и корпус с компенсатором будут иметь более высокую температуру, чем в момент изготовления, причем трубы нагреты сильнее, чем корпус с компенсатором, т.е. $t_T > t_K > t_s$. Если трубы и корпус аппарата не связаны друг с другом через правую приваренную к корпусу трубную решетку (положение II на рис. 4.2), то трубы и корпус с компенсатором получают свободные удлинения соответственно:

$$\Delta L_T = L \alpha_T (t_T - t_s) \text{ и} \tag{4.15}$$

$$\Delta L_K = L \alpha_K (t_K - t_s). \quad (4.16)$$

Свободное удлинение компенсатора ΔL_K при этом незначительно из-за малости его длины и принимается равным нулю. Тогда разность свободных удлинений труб и корпуса с компенсатором составит

$$\delta = \Delta L_T - \Delta L_K = L[\alpha_T (t_T - t_s) - \alpha_K (t_K - t_s)]. \quad (4.17)$$

Последнее выражение для теплообменника полужесткого типа с компенсатором в корпусе совпадает с уравнением (4.3) для теплообменника жесткой конструкции.

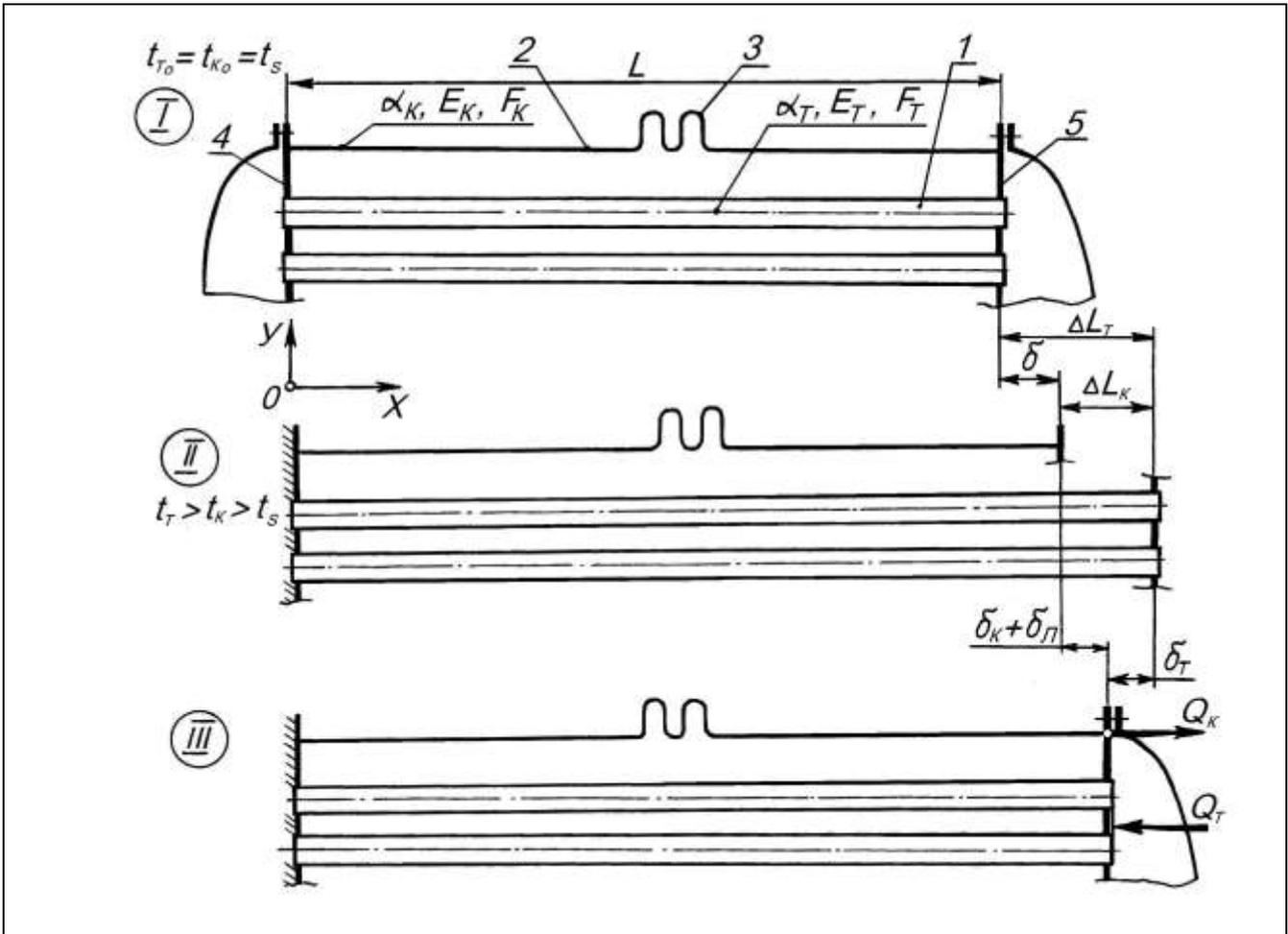


Рис. 4.2. Расчетная схема для определения температурных напряжений в теплообменнике полужесткой конструкции типа К с компенсатором 3 в корпусе 2 от разности температур труб 1 и корпуса 2

Поскольку в реальных условиях работы трубы и корпус с компенсатором жестко связаны друг с другом через приварные трубные решетки, происходит их совместная деформация, и конструкция займет среднее положение III, изображенное на рис. 4.2, при этом трубы окажутся сжатыми осевой силой Q_T на величину деформации δ_T , а корпус с компенсатором – растянутыми силами Q_K и

$Q_{\text{л}}$ и получают деформации $\delta_{\text{к}}$ и $\delta_{\text{л}}$ соответственно. Так как теплообменник сохраняет целостность конструкции и остается неподвижным на опорной конструкции, согласно третьему закону Ньютона осевые сжимающие усилия в трубах ($Q_{\text{т}}$) и растягивающие усилия в корпусе ($Q_{\text{к}}$) и компенсаторе ($Q_{\text{л}}$), будут равны друг другу по величине, но противоположны по направлению действия и представляют собой искомую температурную нагрузку в теплообменнике:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{к}} = Q_{\text{л}} = Q_{\text{т}}. \quad (4.18)$$

Из анализа схем деформаций трубы корпуса с компенсатором в положениях II и III на рис. 4.2, можно записать уравнение совместности деформаций

$$\delta = \delta_{\text{т}} + \delta_{\text{к}} + \delta_{\text{л}}. \quad (4.19)$$

Сравнение последнего уравнения (4.19) с уравнением (4.4) для теплообменников жесткой конструкции показывает, что при одинаковых температурных условиях и величине δ , в аппаратах полужесткого типа с компенсатором в корпусе суммарные температурные деформации труб ($\delta_{\text{т}}$) и корпуса ($\delta_{\text{к}}$) снижаются на величину деформации компенсатора ($\delta_{\text{л}}$) по сравнению с аппаратами жесткого типа.

Согласно закону Гука, упругие деформации труб и корпуса записываются в виде

$$\delta_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т}}L}{E_{\text{т}}F_{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{т}}L}{E_{\text{т}}F_{\text{т}}} \quad \text{и} \quad \delta_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}L}{E_{\text{к}}F_{\text{к}}} = \frac{Q_{\text{т}}L}{E_{\text{к}}F_{\text{к}}}. \quad (4.20)$$

Для линзового компенсатора деформация пропорциональна осевой нагрузке $Q_{\text{л}}$ и числу линз z , т.е.

$$\delta_{\text{л}} = m \frac{z \cdot Q_{\text{л}}}{E_{\text{л}}}. \quad (4.21)$$

Здесь m – табличный коэффициент, учитывающий геометрические характеристики линзового компенсатора; $E_{\text{л}}$ – модуль продольной упругости материала линзы, МПа.

Подставляя выражения (4.20) и (4.21) в уравнение совместности деформаций (4.19), получим

$$\delta = \frac{Q_{\text{т}}L}{E_{\text{т}}F_{\text{т}}} + \frac{Q_{\text{т}}L}{E_{\text{к}}F_{\text{к}}} + m \frac{zQ_{\text{т}}}{E_{\text{л}}} = [\alpha_{\text{т}}(t_{\text{т}} - t_{\text{с}}) - \alpha_{\text{к}}(t_{\text{к}} - t_{\text{с}})]L. \quad (4.22)$$

Отсюда определим искомую величину температурных нагрузок, действующих на трубы, корпус и компенсатор:

$$Q_t = Q_T = Q_K = Q_{\text{л}} = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]L}{\frac{L}{E_T F_T} + \frac{L}{E_K F_K} + m \frac{z}{E_{\text{л}}}}. \quad (4.23)$$

Тогда температурные напряжения будут определяться по формулам:

$$\sigma_T = \frac{Q_t}{F_T} = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]L}{\frac{L}{E_T} + \frac{L F_T}{E_K F_K} + m \frac{z F_T}{E_{\text{л}}}} \text{ и} \quad (4.24)$$

$$\sigma_K = \frac{Q_t}{F_K} = \frac{[\alpha_T(t_T - t_S) - \alpha_K(t_K - t_S)]L}{\frac{L F_K}{E_T F_T} + \frac{L}{E_K} + m \frac{z F_K}{E_{\text{л}}}}. \quad (4.25)$$

Если трубы, корпус и компенсатор будут изготовлены из одного и того же материала, с одинаковыми коэффициентами линейного расширения $\alpha_T = \alpha_K = \alpha_{\text{л}} = \alpha$ и модулями продольной упругости $E_T = E_K = E_{\text{л}} = E$, то температурные напряжения в элементах теплообменника будут определяться по упрощенному уравнению

$$Q_T = Q_K = Q_{\text{л}} = Q_t = \frac{[\alpha(t_T - t_K)]LE}{\frac{L}{F_T} + \frac{L}{F_K} + mz}, \quad (4.26)$$

а температурные напряжения в элементах – по формулам:

$$\sigma_T = \frac{Q_t}{F_T} = \frac{[\alpha(t_T - t_K)]LE}{L + \frac{F_T L}{F_K} + mz F_T} \text{ и} \quad (4.27)$$

$$\sigma_K = \frac{Q_t}{F_K} = \frac{[\alpha(t_T - t_K)]LE}{\frac{F_K L}{F_T} + L + mz F_K} \text{ соответственно.} \quad (4.28)$$

Установка компенсаторов в корпусе теплообменника полужесткой конструкции, как следует из анализа уравнений (4.9) – (4.13) и (4.23) – (4.28), позволяет значительно снизить температурные нагрузки и напряжения в трубах и корпусе теплообменников жесткой конструкции, причем эта величина снижения зависит от длины труб L и числа линз (z) компенсатора.

Полученные расчетные уравнения (4.23) и (4.26) обычно решаются относительно числа линз z из условия обеспечения механической прочности материала компенсатора:

$$Q_t \leq [Q_{\text{л}}], \quad (4.29)$$

где $[Q_L]$ – допускаемая осевая нагрузка на один элемент компенсатора, обычно указывается заводом изготовителем в паспорте компенсатора, или рассчитывается по эмпирическим уравнениям.

Несущую способность теплообменников полужесткого типа с компенсатором в корпусе можно повысить путем создания в корпусе предварительных напряжений с обратным знаком [6, с. 160].

Допустим, при эксплуатации теплообменника компенсатор работает только на растяжение, что характерно для случая подачи горячего теплоносителя в трубное пространство и соответственно, трубы имеют более высокую температуру $t_T > t_K$. Тогда при сборке теплообменника компенсатор следует сжать на величину $\delta/2$ так, чтобы после развальцовки труб в отверстиях трубной решетки он оставался сжатым силой $-Q_L/2$. Очевидно, что при эксплуатации аппарата в результате нагрева труб до рабочей температуры t_T , превышающей на Δt температуру корпуса t_K , осевое усилие в корпусе, а следовательно и во всей конструкции, сначала уменьшаются сначала от $-Q_L/2$ до нуля, а затем увеличиваются до $+Q_L/2$. Таким образом, по абсолютной величине температурное усилие в корпусе и компенсаторе в два раза меньше значения, рассчитанного по формулам (4.23) и (4.26).

Аналогично, если в условиях эксплуатации компенсатор с корпусом находятся в сжатом состоянии ($t_K > t_T$), то для снижения температурного усилия, при сборке аппарата компенсатор следует предварительно растянуть на величину $\delta/2$.

Толщину линзового компенсатора, по рекомендациям [6, с. 161], можно рассчитать по уравнению

$$s = \lambda_1 D_1 \sqrt{\frac{1,1 P_{np}}{\sigma_{тек}}} + C, \quad (4.30)$$

где λ_1 – табличный коэффициент, зависящий от отношения внутреннего диаметра D_1 линзы к его наружному диаметру D_2 ; P_{np} – пробное давление гидроиспытания, МПа; $\sigma_{тек}$ – предел текучести материала линзы, МПа; C – конструктивная прибавка.

Напряжения в линзовом компенсаторе при его растяжении или сжатии осевой силой Q_L , составят [6, с. 161]:

$$\sigma_L = 0,8 \frac{(1-\beta) Q_L}{\pi (s-C)^2}. \quad (4.31)$$

Здесь: β – поправочный коэффициент, зависящий от соотношения внутреннего диаметра D_1 линзы к наружному D_2 .

4.3. Осевые напряжения в теплообменнике жесткой конструкции от разности давлений в трубном и межтрубном пространствах

Как отмечалось выше, особенностью конструкции кожухотрубчатых теплообменников является то, что кроме температурных усилий и напряжений, обусловленных различной рабочей температурой теплоносителей, в основных конструктивных элементах аппарата – трубах, корпусе и трубных решетках, следует учитывать появление дополнительных осевых нагрузок и напряжений, возникающих от разности рабочих давлений в трубном и межтрубном пространствах теплообменного аппарата.

Для вывода расчетных уравнений рассмотрим равновесие элемента, выделенного поперечным сечением $A - A$, перпендикулярным к продольной оси Ox теплообменника (рис. 4.3).

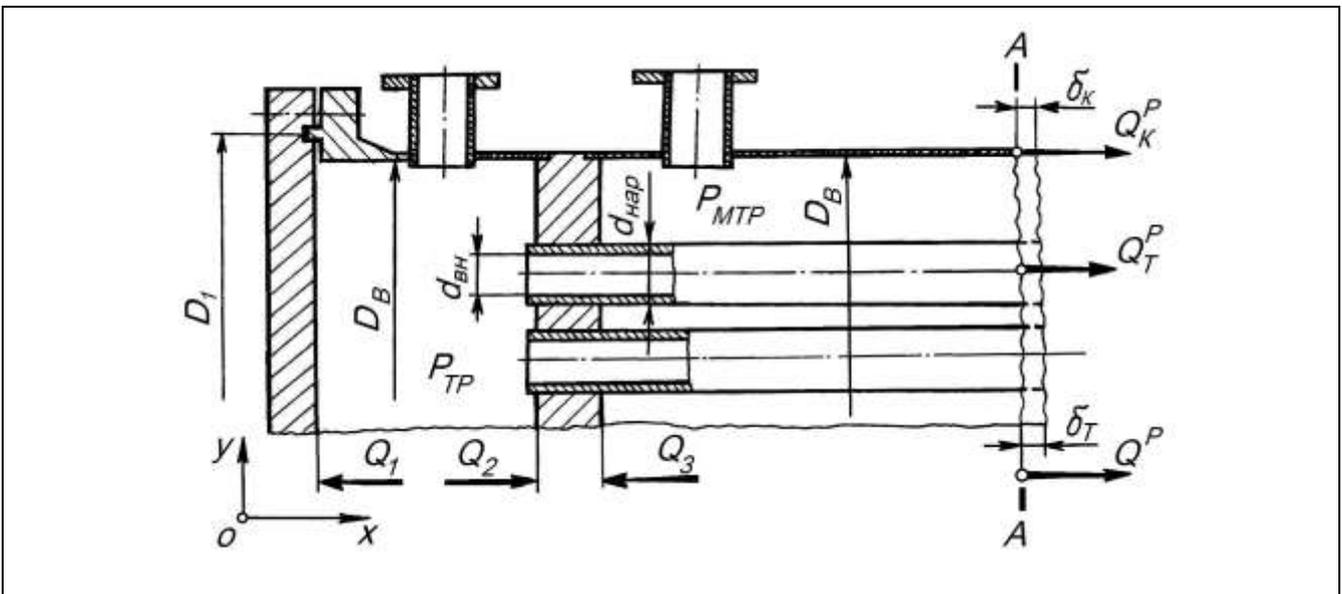


Рис. 4.3. Расчетная схема для определения осевых напряжений в корпусе и трубах теплообменника жесткой конструкции от разности рабочих давлений в трубном ($P_{тр}$) и межтрубном ($P_{мтр}$) пространствах аппарата

Пусть рабочее давление в трубном пространстве составляет $p_{тр}$, а в межтрубном – $p_{мтр}$. С учетом приведенных на рис. 4.3 геометрических размеров, определим проекции всех сил на ось Ox аппарата.

Сила, действующая на крышку аппарата от давления в трубном пространстве

$$Q_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} p_{мтр} \quad , \quad (4.32)$$

где D_1 – средний диаметр прокладки крышки.

Сила, действующая на трубную решетку со стороны трубного пространства:

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - nd_{\text{вн}}^2) p_{\text{тр}} \quad (4.33)$$

где n – число труб в пучке; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб;

Сила, действующая на трубную решетку со стороны межтрубного пространства:

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} (D_B^2 - nd_n^2) p_{\text{мтр}}, \quad (4.34)$$

где d_n – наружный диаметр труб.

Обозначим действие отброшенной части теплообменника обобщающей результирующей силой Q^p и запишем условие равновесия проекций всех действующих сил на ось Ox :

$$Q_1 - Q_2 + Q_3 - Q^p = 0 \quad (4.35)$$

Подставляя выражения (4.32) – (4.34) в уравнение (4.35), из последнего находим искомую силу Q^p :

$$Q^p = \frac{\pi}{4} [(D_B^2 - nd_n^2) p_{\text{мтр}} + nd_{\text{вн}}^2 p_{\text{тр}}]. \quad (4.36)$$

В отличие от температурных нагрузок сила Q^p , действующая перпендикулярно поперечному сечению $A - A$ теплообменника, распределяется в трубах ($Q^p_{\text{т}}$) и корпусе ($Q^p_{\text{к}}$) в соотношении:

$$Q^p = Q^p_{\text{т}} + Q^p_{\text{к}}, \quad (4.37)$$

вызывая их деформации $\delta_{\text{т}}$ и $\delta_{\text{к}}$ соответственно.

Поскольку силы Q^p , $Q^p_{\text{т}}$ и $Q^p_{\text{к}}$ также направлены вдоль продольной оси Ox аппарата, под их действием произойдет параллельное перемещение сечения $A - A$ аппарата, то с учетом отсутствия изгиба труб и трубных решеток, уравнение совместности деформаций труб и корпуса можно записать в виде:

$$\delta^p = \delta_{\text{т}} = \delta_{\text{к}} \quad (4.38)$$

Если выразить входящие в уравнение (4.38) деформации труб $\delta_{\text{т}}$ и корпуса $\delta_{\text{к}}$ через закон Гука, то получим выражение

$$\frac{Q^p_{\text{т}} L}{E_{\text{т}} F_{\text{т}}} = \frac{Q^p_{\text{к}} L}{E_{\text{к}} F_{\text{к}}}, \quad (4.39)$$

связывающее соотношение нагрузок в трубах $Q^p_{\text{т}}$ и корпусе $Q^p_{\text{к}}$ через их жесткости $E_{\text{т}} F_{\text{т}}$ и $E_{\text{к}} F_{\text{к}}$.

Выразим из полученного уравнения (4.39) одну из неизвестных нагрузок через другую, например, силу Q_K^p через Q_T^p :

$$Q_K^p = Q_T^p \frac{E_K F_K}{E_T F_T}. \quad (4.40)$$

Тогда подставляя последнее выражение в соотношение распределения сил (4.37)

$$Q^p = Q_T^p + Q_T^p \frac{E_K F_K}{E_T F_T} = Q_T^p \frac{E_T F_T + E_K F_K}{E_T F_T},$$

получим искомые расчетные формулы для осевой нагрузки в трубах и в корпусе в виде:

$$Q_T^p = Q^p \frac{E_T F_T}{E_T F_T + E_K F_K}; \quad (4.41)$$

$$Q_K^p = Q^p \frac{E_K F_K}{E_T F_T + E_K F_K}. \quad (4.42)$$

Из последних формул находим уравнения для напряжений в трубах и корпусе соответственно:

$$\sigma_T^p = \frac{Q_T^p}{F_T} = Q^p \frac{E_T}{E_T F_T + E_K F_K}; \quad (4.43)$$

$$\sigma_K^p = \frac{Q_K^p}{F_K} = Q^p \frac{E_K}{E_T F_T + E_K F_K}. \quad (4.44)$$

Из анализа полученных уравнений следует, что напряжения в трубах и корпусе распределены пропорционально отношению модулей их продольной упругости (E_T и E_K):

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_K} = \frac{E_T}{E_K}. \quad (4.45)$$

Если трубы и корпус изготовлены из одного и того же материала с одинаковыми модулями упругости $E_T = E_K = E$, то и напряжения в трубах и корпусе будут иметь одинаковые значения, т.е.:

$$\sigma_T^p = \sigma_K^p = \frac{Q^p}{F_T + F_K}. \quad (4.46)$$

Из сопоставления полученных расчетных уравнений (4.9) – (4.11) и (4.41) – (4.44) следует, что максимальные значения осевых нагрузок и напряжений в теплообменниках жесткой конструкции возникают от разности температур в трубах и корпусе аппарата, поэтому проверку

наиболее ответственных и нагруженных элементов теплообменника на прочность и устойчивость, в частности, развальцовочного или сварного соединения труб с трубными решетками и сварного шва, соединяющего трубные решетки с корпусом, следует проводить, в первую очередь, с учетом осевых температурных напряжений в трубах и корпусе (σ_T^t и σ_K^t) теплообменного аппарата.

4.4. Порядок проверки труб и корпуса теплообменников жесткого типа на прочность от разности температур и давлений в аппарате

Как отмечалось выше, в стенках труб и корпуса кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции, под действием рабочих сред, подаваемых в трубное и межтрубное пространства, кроме мембранных, следует учитывать действие дополнительных осевых напряжений сжатия и растяжения, возникающих от разности рабочих температур σ_T^t и σ_K^t и давлений σ_T^p и σ_K^p .

Если разность температур труб и корпуса $\Delta t = |t_T - t_K| \leq 15$ °С, толщину стенок корпуса определяют по обычным расчетным формулам, полученным по безмоментной теории оболочек. Проверку по осевым температурным напряжениям при этом не проводят вследствие их малости.

В случаях, когда разность температур труб и корпуса $\Delta t = |t_T - t_K| > 15$ °С, то толщину стенки корпуса сначала определяют по обычным расчетным уравнениям безмоментной теории оболочек, а затем производят проверочный расчет труб и корпуса с учетом суммарных осевых напряжений от разности температур (σ^t) и давлений (σ^p) по следующим формулам.

1. Рабочая температура труб больше температуры корпуса:

$$\sigma_T^{сум} = \sigma_T^p - \sigma_T^t \leq [\sigma_T] \text{ — для материала труб и} \quad (4.47)$$

$$\sigma_K^{сум} = \sigma_K^p + \sigma_K^t \leq [\sigma_K] \text{ — для материала корпуса.} \quad (4.48)$$

2. Рабочая температура корпуса выше температуры труб:

$$\sigma_T^{сум} = \sigma_T^p + \sigma_T^t \leq [\sigma_T] \text{ — для материала труб и} \quad (4.49)$$

$$\sigma_K^{сум} = \sigma_K^p - \sigma_K^t \leq [\sigma_K] \text{ — для материала корпуса.} \quad (4.50)$$

Здесь $[\sigma_T]$ и $[\sigma_K]$ — допускаемые напряжения материала труб и корпуса соответственно.

5. ТЕПЛООБМЕННИКИ С РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ТЕПЛООБМЕНА ИЗ ТРУБ

5.1. Теплообменники типа «труба в трубе»

Теплообменники типа «труба в трубе» (маркируются буквами ТТ) отличаются от кожухотрубчатых тем, что внутри одной наружной трубы размещается одна внутренняя труба, образуя коаксиальный кольцевой зазор для движения жидкости в межтрубном пространстве.

Они подразделяются на **однопоточные** (неразборные и разборные) и **многопоточные**, по степени компенсации температурных деформаций – на **жесткие, полужесткие и нежесткие**.

Схема однопоточного неразборного теплообменника показана на рис. 5.1, а). Этот аппарат имеет сварные внутренние 1 и наружные (кожуховые) 2 трубы, образующие неразборное межтрубное пространство, поэтому в межтрубное пространство обычно подают чистые теплоносители, не дающие отложений на стенках труб. Концы внутренних труб 1 выполнены разъемными, с применением для их соединения двойников 3 (калачей) на фланцах или резьбовых муфтах, что позволяет провести частичную разборку и чистку внутренних труб механическим или гидравлическим способами. Поскольку концы наружных труб приварены к внутренним трубам через плоские 4 (или отбортованные эллиптические днища), данная конструкция неразборного теплообменника типа «труба в трубе» является конструкцией жесткого типа.

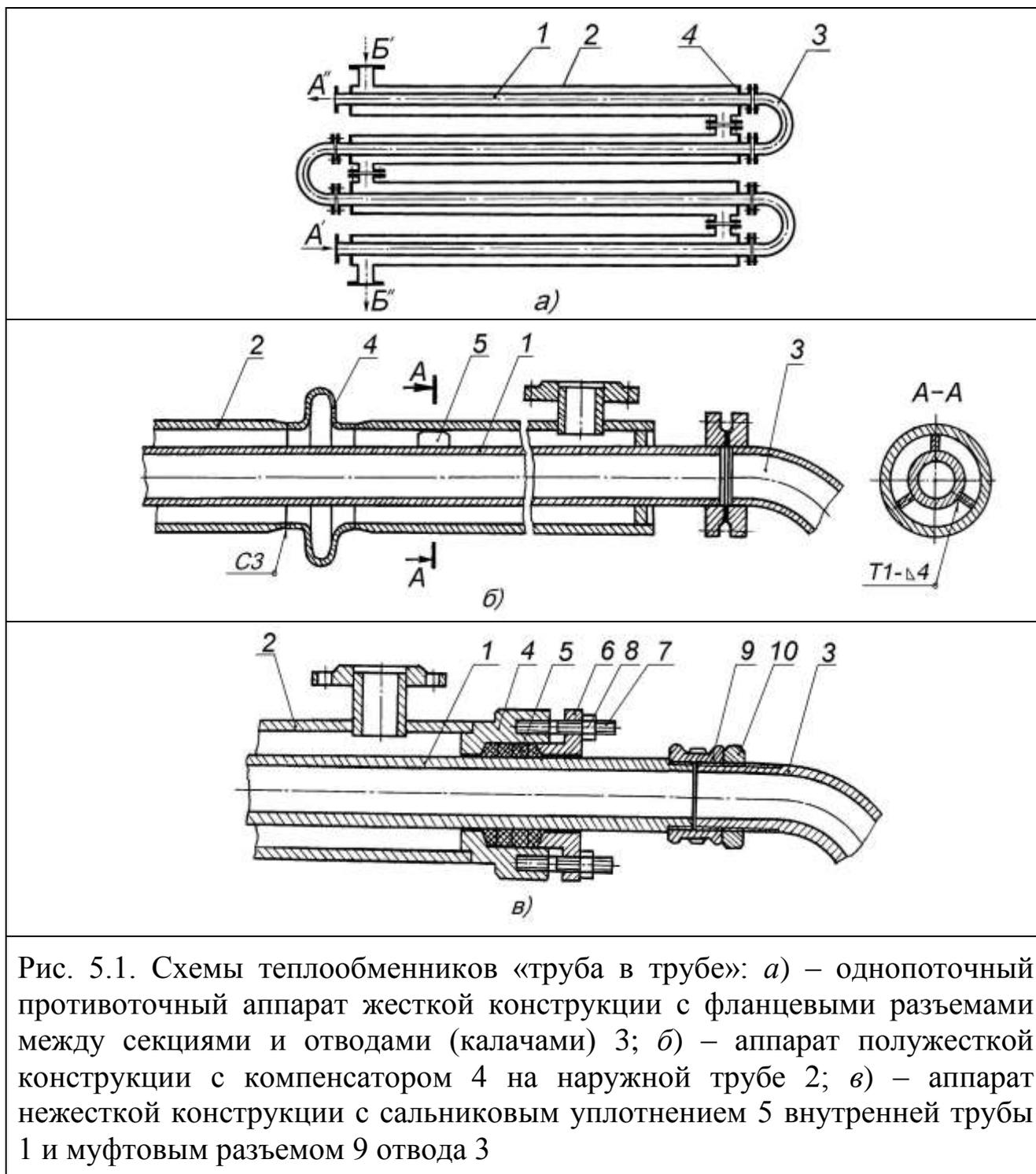
Температурные напряжения в этом теплообменнике определяют по полученным выше формулам (4.12) – (4.13), в которых вместо площадей поперечного сечения стенок корпуса F_K и труб F_T следует подставить площади поперечного сечения стенок труб соответственно наружной (F_H) и внутренней (F_B) и обозначить σ_T и σ_K соответственно, через температурные напряжения во внутренней (σ_B) и наружной (σ_H) трубах, т.е.:

$$\sigma_B = \frac{\alpha \Delta t E F_H}{F_B + F_H} \quad (5.1)$$

$$\sigma_H = \frac{\alpha \Delta t E F_B}{F_B + F_H} \quad (5.2)$$

По аналогии с формулой (4.14) для кожухотрубчатых теплообменников, из соотношения уравнений (5.1) и (5.2) следует:

$$\sigma_B = \sigma_H \frac{F_H}{F_B} \quad (5.3)$$



Так как обычно $\frac{F_H}{F_B} > 1$, то температурные напряжения во внутренней трубе (σ_B) будут больше, чем на наружной (σ_H), поэтому

проверить на прочность от температурных напряжений следует внутренние трубы теплообменников типа «труба в трубе».

Как показывают расчеты, напряжения во внутренней трубе уже при разности температур $\Delta t = 70$ °С, в зависимости от величины F_B/F_H (при значениях ее от 0,75 до 0,25), составляют 100 ... 140 МПа, поэтому теплообменники жесткого типа марки ТТ можно применять при разности температур не более 70 °С.

Для изготовления однопоточных неразборных теплообменников жесткой конструкции применяют стандартные трубы длиной от 3 до 12 м, и диаметром внутренние от 25 до 159 мм, наружные соответственно от 48 до 219 мм. Предусмотрено изготовление аппаратов на условные давления внутри теплообменных труб от 1,6 до 16 МПа, и снаружи от 1,6 до 6,4 МПа.

В случае применения теплоносителей с более высокой разностью температур рекомендуется применять теплообменники полужесткой конструкции (рис. 5.1, б), устанавливая на наружной трубе 2 стыковой сваркой линзовый компенсатор 4 в количестве 1 – 2 штук. Для лучшей компенсирующей способности стенки последнего выполняют с меньшей толщиной, чем стенки наружной трубы, поэтому для обеспечения равной прочности соединяемых элементов их сварку производят с предварительной подготовкой кромок стенки наружной трубы с уклоном (отношением катетов) не более 1:5.

Поскольку установка компенсатора на наружной трубе теплообменника приводит к заметному снижению ее изгибной прочности, для исключения возможного нарушения соосности труб из-за прогиба наружной трубы, к наружной стенке внутренних труб 1 не менее чем в двух местах по их длине приваривают направляющие опорные ребра 5 в количестве трех штук, размещенных под углом 120° друг к другу. На этих же местах обычно размещают опоры теплообменника в виде вертикальных стоек с горизонтальными балками, к которым на хомутах с небольшим зазором крепят наружные трубы 2 теплообменника, что позволяет аппарату свободно скользить на опорах под действием тепловых расширений, не создавая таким образом дополнительных осевых температурных нагрузок и напряжений на стенках наружной и внутренней труб аппарата.

При больших разностях температур внутренних и наружных труб, превышающих 70 – 80 °С, рекомендуется использовать теплообменник типа труба в трубе нежесткой конструкции, схема которого представлена на рис. 5.1, в). Здесь правый конец внутренней

трубы 1 не имеет жесткой связи с наружной (кожуховой) трубой 2 и может свободно перемещаться внутри сальниковой набивки 5, которая уложена во внутренней полости фланца 4, приваренного к правому концу наружной трубы 2. Уплотнение и периодическая подтяжка сальниковой набивки производится с помощью нажимного кольца 6 и шпилек 7 с гайками 8. За счет использования сальникового уплотнения в этой конструкции обеспечивается возможность свободного перемещения внутренней и наружной труб, независимо друг от друга, благодаря чему в теплообменнике практически полностью исключаются осевые напряжения от разности температур теплоносителей Δt , что является основным его достоинством.

Однако одним из серьезных недостатков данной конструкции является не герметичность сальникового уплотнения, при эксплуатации которого неизбежны утечки теплоносителя из межтрубного пространства аппарата через материал набивки, что может привести к потерям используемых теплоносителей и загрязнению окружающей среды. Кроме того, сальниковое уплотнение требует периодической набивки и подтяжки материала сальника, что приводит к ограниченному применению теплообменников этого типа в химических предприятиях, где, как правило, используются вредные, агрессивные и пожаро- и взрывоопасные продукты, утечки которых в рабочую зону недопустимы по санитарным нормам.

На рис. 5.2 представлена конструкция разборного двухпоточного теплообменника «труба в трубе» нежесткого типа, что достигается возможностью свободного перемещения внутренних труб при изменении рабочей температуры независимо от наружных. Данный теплообменник имеет три трубные решетки. На передней (левой) трубной решетке 3 неподвижно закреплены передние (левые) концы внутренних труб 7, уплотнение которых достигается упругой деформацией сферической шлифованной поверхности ниппеля, приваренного к концу трубы, и конической поверхности гнезда в трубной решетке 3 при их затяжке посредством гайки 11 с мелкой метрической резьбой М52×2. Правые концы внутренних труб 7 на другом конце аппарата соединены друг с другом двойниками (отводами) 9, установленными разъемно, на резьбовых муфтах. Правая трубная решетка 8 закрыта крышкой 10 на фланцах, внутри которой внутренние трубы и двойники дополнительно оmyваются снаружи рабочей средой *Б*, подаваемой на межтрубное пространство аппарата.

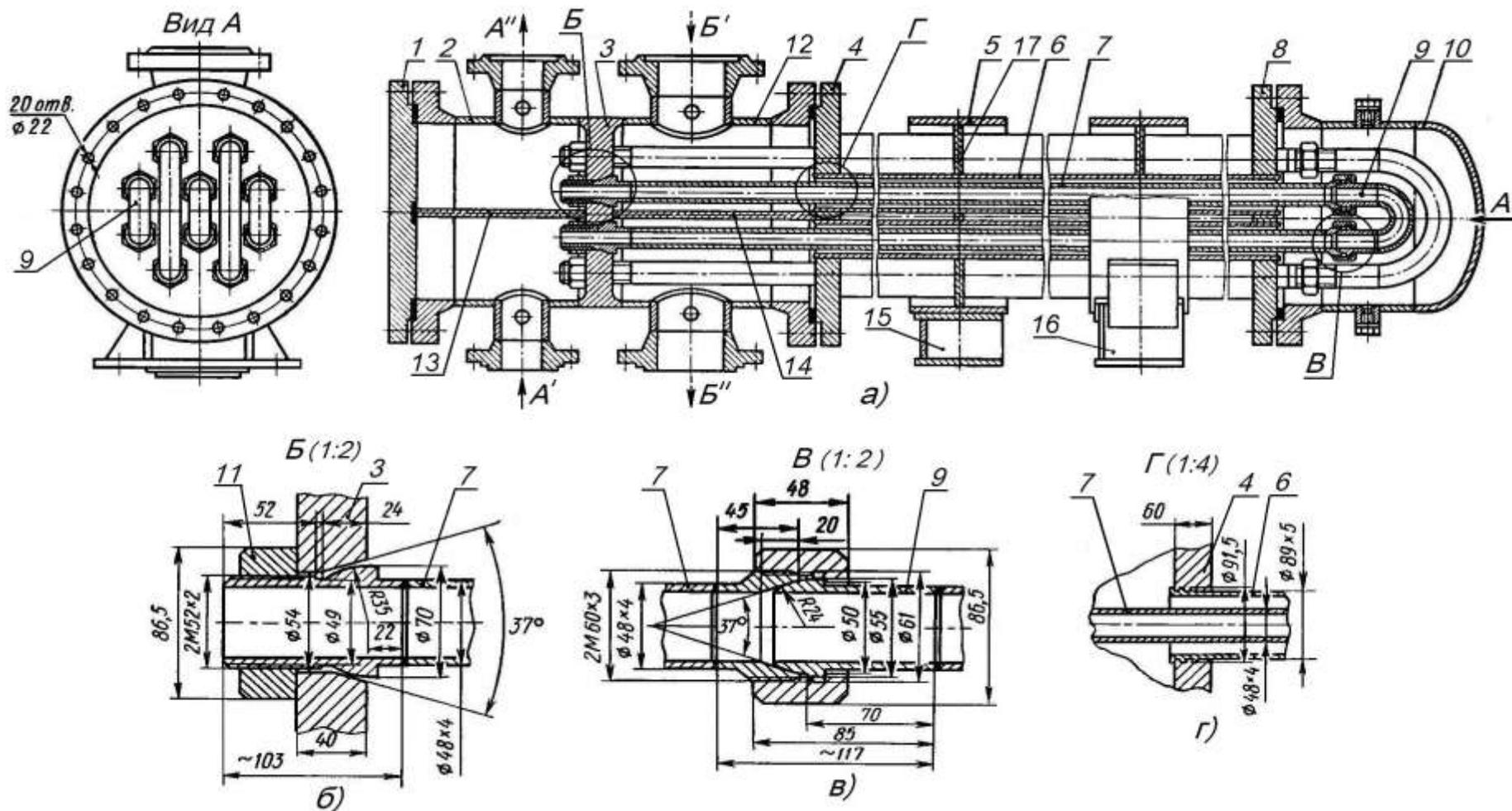


Рис. 5.2. Двухпоточный разборный теплообменник типа «труба в трубе» нежесткой конструкции: а) – общий вид; б) – схема крепления передней трубной решетки 3 с внутренней трубой 7 с помощью гайки 11 с метрической резьбой; в) – схема соединения внутренней трубы 7 с двойником (отводом) 9 внутри крышки 10; г) – узел соединения наружной трубы 6 с средней трубной решеткой 4 методом вальцовки

Наружные трубы 6 крепят к средней 4 и правой 8 трубным решеткам неподвижно, методом развальцовки на двух канавках с дополнительной подваркой. Внутренние трубы 7 расположены внутри наружных 6 концентрично, за счет установки на внутренних трубах не менее трех центрующих опорных ребер с небольшим радиальным зазором, благодаря чему трубы могут свободно расширяться или сжиматься в осевом направлении независимо друг от друга, обеспечивая в теплообменниках данной конструкции практически полную компенсацию тепловых деформаций от разности температур теплоносителей в аппарате.

В многопоточных теплообменниках разборной конструкции для распределения потоков среды *A* по внутренним трубам 7 служит передняя (левая) распределительная камера 2 с плоской крышкой 1 и штуцерами для подвода и отвода этой среды. Между левой 3 и средней 4 трубными решетками образуется средняя распределительная камера 12 с соответствующими штуцерами для движения среды *B* по кольцевому пространству между трубами. Данный теплообменник выполнен двухходовым по внутренним и наружным трубам, для чего в распределительных камерах 2 и 12 предусмотрены продольные перегородки 13 и 14 соответственно. Для обеспечения максимальной движущей силы процесса теплообмена, в многопоточных аппаратах обычно используется противоточная схема движения рабочих сред *A* и *B*, что достигается выбором соответствующих штуцеров на распределительных камерах 2 и 12. Теплообменник устанавливается на фундаменте на двух седловых опорах, из которых левая неподвижная 15 выполнена с круглыми отверстиями под фундаментные болты, а правая подвижная 16 – с вытянутыми отверстиями овальной формы.

После выверки горизонтальности теплообменника на фундаменте, гайки на фундаментных болтах на левой неподвижной опоре 15 затягиваются на полную силу, а на правой подвижной 16 остаются не затянутыми на 1 – 2 витка резьбы, чтобы предотвратить появление дополнительных осевых температурных напряжений в аппарате.

Опорная конструкция состоит из двух цилиндрических обечаек 5 с приваренными к ним седловыми опорами 15 и 16 и опорных трубных решеток 17, в которых закреплены на сварке наружные теплообменные трубы 6.

Данный двухходовой теплообменник имеет 5 параллельных потоков и соответственно 10 внутренних 7 и наружных 6 труб, размещенных на трех трубных решетках 3, 4 и 8. Стандартами предусмотрены многопоточные теплообменники типа труба в трубе с числом параллельных потоков 3; 5; 7; 12 и 22, с поверхностью теплообмена от 3 до 66 м² и на условное давление 2,5 и 4,0 МПа. В таких аппаратах применяют трубы длиной от 3 до 9 м, размерами наружные 89×5 мм, внутренние 48×4 мм. Диаметры внутренних и наружных труб при этом выбираются из стандартного сортамента труб, с таким расчетом, чтобы обеспечить возможность свободного извлечения внутренних труб из наружных, после снятия отводов на правом и отвинчивания гаек на их левых концах. Такая особенность конструкции позволяет производить полную разборку аппарата для выполнения операций осмотра, замены и механической чистки как внутренних, так и наружных поверхностей труб.

Как правило, разборные теплообменники типа «труба в трубе» нежесткой конструкции, с целью получения требуемой поверхности теплообмена, устанавливаются по два-три, опирая их один на другой с помощью седловых опор 2 и 3 (рис. 5.3), образуя многосекционный аппарат. При такой компоновке удается получить выигрыш в производственных площадях, что имеет немаловажное значение на крупных нефтехимических предприятиях.

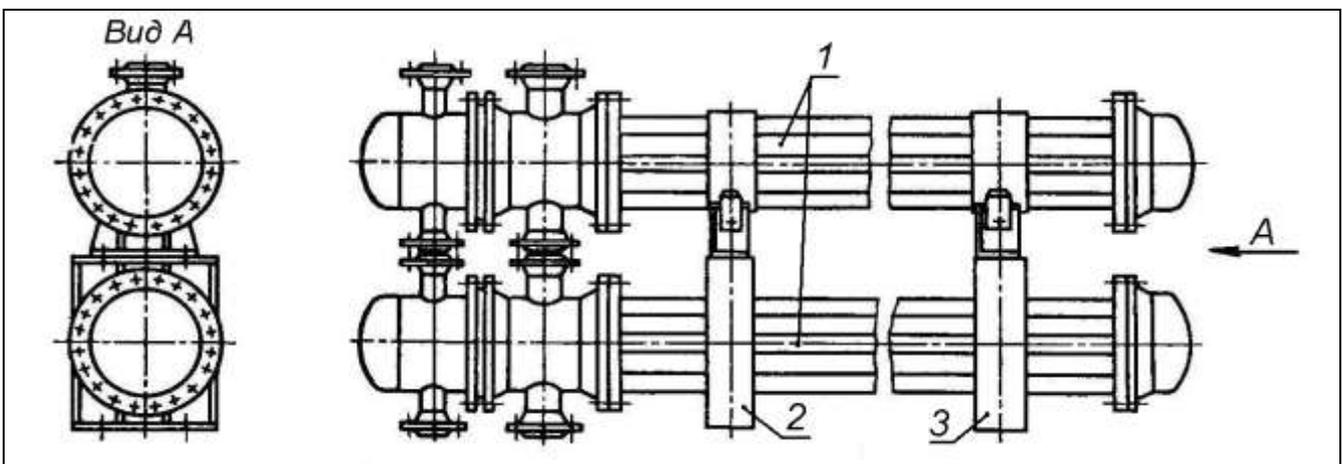


Рис. 5.3. Разборный двухсекционный теплообменник «труба в трубе» нежесткой конструкции: 1 – теплообменная секция «труба в трубе»; 2 – неподвижная опора; 3 – подвижная (скользящая) опора

Компенсация тепловых деформаций в данном аппарате нежесткой конструкции производится за счет свободного перемещения внутренних труб с двойниками внутри наружных труб

независимо друг от друга, размещенных внутри правой крышки на фланцах. Аналогично предыдущей конструкции (рис. 5.2) данный двухсекционный теплообменник опирается на две опоры: левую неподвижную 2 и правую подвижную 3, с целью обеспечения компенсации температурных расширений труб в аппарате.

В теплообменных аппаратах разборной конструкции внутренние трубы в ряде случаев с наружной стороны выполняют с оребрением. Ребра могут быть продольными или поперечными, накатанными или приварными, закрепляться методом запрессовки или развальцовки. Наружные диаметры оребренных труб должны допускать возможность их извлечения из внутренней полости наружных труб для осмотра, чистки и ремонта. Кроме того, для исключения возможности забивки ребер в кольцевое пространство между трубами не рекомендуется подавать загрязненные продукты, склонные к застыванию, полимеризации или дающие различные отложения.

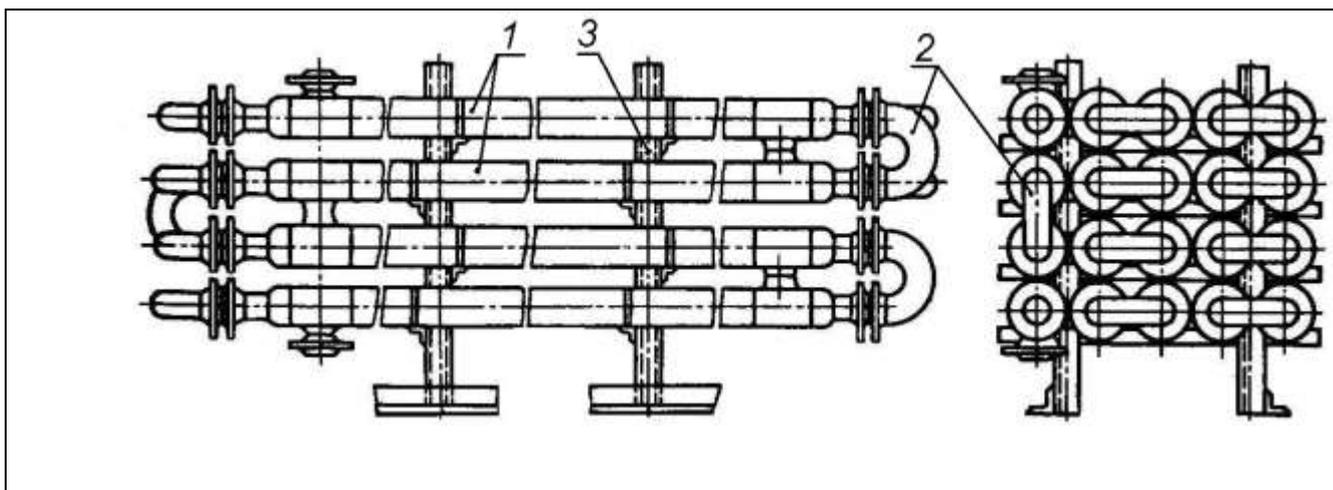


Рис. 5.4. Неразборный теплообменник «труба в трубе» жесткой конструкции: 1 – теплообменный элемент «труба в трубе»; 2 – фланцевый отвод (калач) на 180°; 3 – вертикальная стойка с горизонтальными балками

На рис. 5.4 представлен общий вид неразборного теплообменника «труба в трубе» жесткой конструкции, скомпонованного в общий сварной блок, состоящий из пяти горизонтальных и четырех вертикальных теплообменных элементов 1. Внутренние трубы соединены друг с другом разъемно, с помощью фланцевых отводов (калачей) 2, обеспечивающих последовательное противоточное движение теплоносителя в трубном пространстве, а также допускающие производить периодический осмотр и чистку труб изнутри. Недостатком конструкции является невозможность чистки

межтрубного пространства, поэтому сюда рекомендуется подавать чистые, не дающие твердых отложений на поверхности труб теплоносители. Блок неразборных теплообменных элементов жесткой конструкции обычно устанавливают на сварной металлической конструкции, прикрепляя их хомутами и гайками к опорным элементам, включающим стойки 3 из швеллеров и горизонтальные балки из уголков. При этом по длине устанавливают две, а при длинных трубах – три опоры.

5.2. Аппараты воздушного охлаждения

В аппаратах воздушного охлаждения (АВО), в отличие от кожухотрубчатых теплообменников, отсутствует корпус (кожух), а трубный пучок, собранный из оребренных трубчатых секций, омывается непосредственно воздухом из атмосферы, нагнетаемым или просасываемым осевыми вентиляторами (рис. 5.5). С торцов аппарат обычно закрыт металлическими листами, закрепленными на металлоконструкции.

АВО классифицируются по двум признакам: по назначению и конструкции. В зависимости *от назначения* АВО делятся на конденсаторы и холодильники для маловязких и вязких продуктов. В зависимости *от конструкции* (способа расположения трубчатых секций) АВО делятся на горизонтальные (АВГ), зигзагообразные (АВЗ), трехконтурные (АВГ–Т), для малых потоков (АВМ), наклонные в виде шатра, вертикальные и др.

На рис. 5.5, а) представлен аппарат воздушного охлаждения горизонтального типа марки АВГ. Он состоит из трех трубчатых секций 1, установленных на опорной металлической конструкции 2. Трубчатые секции из оребренных труб омываются воздушным потоком, засасываемым и нагнетаемым вентилятором 3 с лопастями 4 через направляющий аппарат – диффузор 5. По трубам секций направляют охлаждаемую и конденсирующуюся среду. Для повышения эффективности аппарата при сравнительно высокой температуре окружающего воздуха (в жаркое летнее время) на выходе воздуха из вентилятора перед подачей в трубчатую секцию предусмотрен кольцевой коллектор 6 для увлажнения воздуха с целью снижения его температуры, а для регулирования расхода воздуха на выходе из секции устанавливают жалюзийное устройство 7. В некоторых конструкциях АВО воздух к секциям подается вентилятором, создающим разрежение.

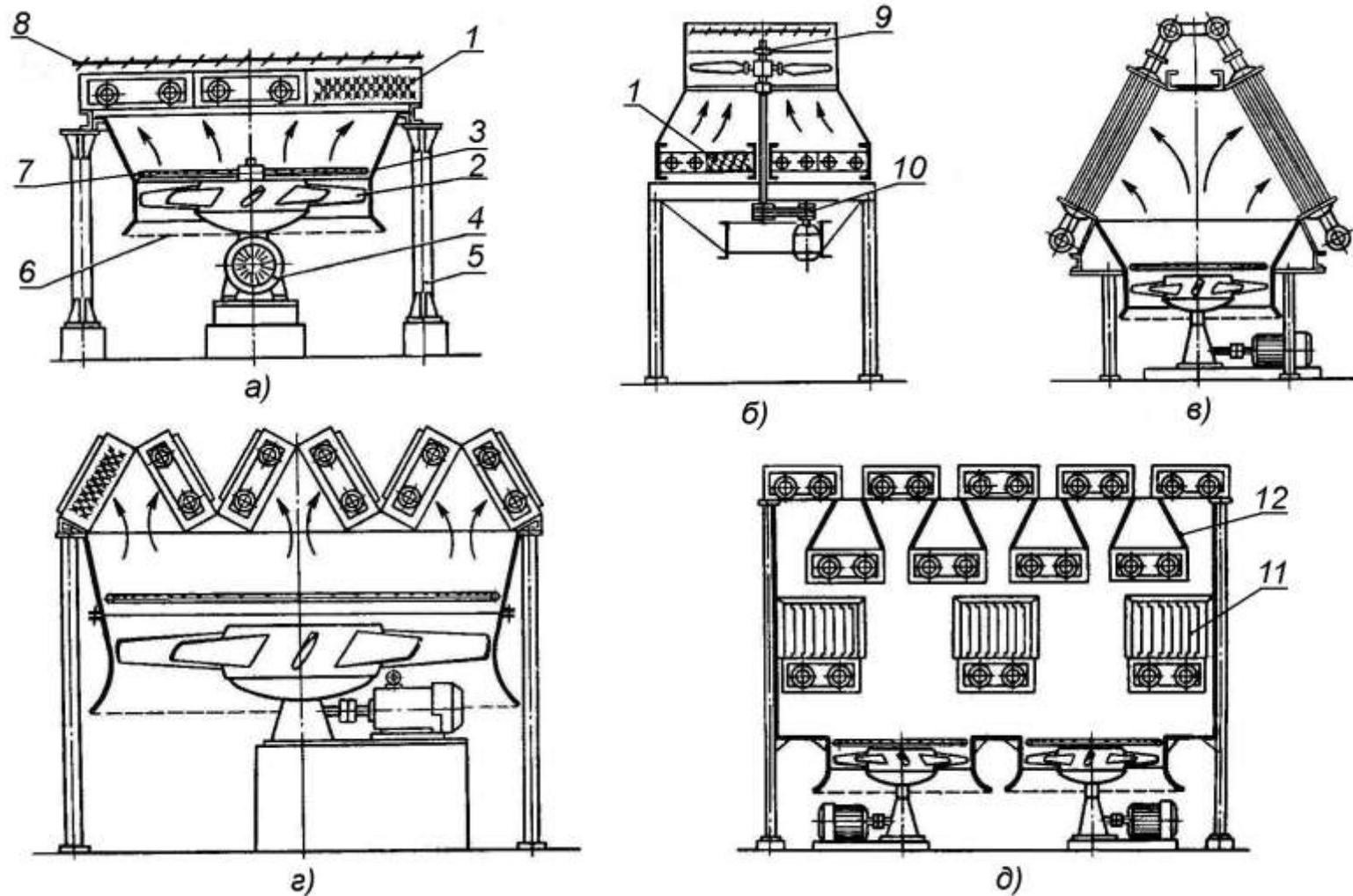


Рис. 5.5. Аппараты воздушного охлаждения: *а*), *б*) – горизонтальные (АВГ), соответственно, с нижним и верхним размещением вентилятора; *в*) – шатровый с наклонным расположением секций; *г*) – зигзагообразный (АВЗ); *д*) – трехконтурный (АВГ-Т)

Для предотвращения отложения накипи на поверхности труб для увлажнения нужно использовать химически очищенную воду.

Для подачи охлаждающего воздуха применяют осевые вентиляторы пропеллерного типа с диаметром колеса от 0,8 до 7 метров производительностью до 1,5 млн. м³ в час. Колеса вентиляторов изготавливают сварными из алюминия. Для изготовления колес и диффузора целесообразно применение стеклопластиков. Для защиты лопастей вентилятора от попадания посторонних предметов на входе в диффузор устанавливают защитные металлические сетки 8. Вентилятор приводится во вращение с частотой 160 – 500 об/мин через редуктор или клиноременную передачу 9 (рис. 5.5, б). Регулирование производительности вентилятора может осуществляться с помощью специального механизма 10 непосредственно при работающем двигателе. При использовании тихоходных электродвигателей колесо вентилятора можно крепить непосредственно к валу двигателя. Для снижения шума и уменьшения действия вибрации фундамент привода аппаратов воздушного охлаждения целесообразно выполнить отдельно от фундамента, к которому крепится аппарат.

При конструировании аппаратов воздушного охлаждения необходимо предусматривать меры для регулирования режима его работы в связи с сезонными изменениями температуры воздуха.

Наиболее эффективными методами являются изменение частоты вращения колеса вентилятора, изменение угла наклона лопастей вентилятора, которые могут осуществляться непосредственно при работе или периодически, при остановке вентилятора.

Стандартные аппараты воздушного охлаждения горизонтального исполнения марки АВГ (рис. 5.5, а) имеют три секции и вентиляторы с диаметром колеса 2,8 м. При длине труб 4 м устанавливают один вентилятор, при длине 8 м – два, при длине 12 м – три вентилятора. Площадь теплообмена по ребрению составляет от 875 до 6600 м².

При зигзагообразном расположении секций в аппаратах марки АВЗ (рис. 5.5, з) возможно размещение большего числа секций с поверхностью теплообмена от 2650 до 9800 м². Например, наиболее часто используют аппараты с шестью зигзагообразно расположенными секциями из труб длиной 6 и одним вентилятором с колесом диаметром 5 м или двумя вентиляторами с колесом диаметром 2,8 м.

Еще более компактны аппараты трехконтурного типа марки АВГ-Т, с горизонтальным расположением секций в три яруса (рис. 5.5, д). Из секций нижнего яруса отработавший (нагретый) воздух выводится сбоку в окна 11 торцевых стенок аппарата. В средний и верхний ряды (контур) свежий воздух от вентилятора поступает, пройдя между секциями нижнего контура, и по направляющим каналам, образованным наклонными металлическими листами 12, покрытыми теплоизоляционным материалом, выводится с верхних окон аппарата. Таким образом, все секции продуваются параллельными потоками свежего воздуха от вентилятора. Секции выполнены из труб длиной 8 и 12 м, воздух нагнетается соответственно четырьмя или шестью вентиляторами с диаметром колеса, как и в аппаратах горизонтального типа, равным 2,8 м. Аппараты трехконтурного типа наиболее крупные, их поверхность теплообмена по оребрению составляет от 7060 до 26500 м².

Основной рабочий орган аппаратов воздушного охлаждения – трубчатая секция (рис. 5.6), которая обычно состоит из четырех, шести или восьми рядов оребренных труб 1, расположенных по вершинам равносторонних треугольников, и закрепленных в двух трубных решетках 2 и 3 методом вальцовки в гладких или отверстиях с канавками. При больших давлениях среды в аппарате, превышающих 2,5 МПа, трубы крепят на решетках методом обварки с последующей развальцовкой для исключения щелевой коррозии сварного шва. Трубные решетки закрыты с двух концов крышками 4 и 5 прямоугольной формы и уплотнены прокладками из паронита марок ПОН-2 или ПМБ-2.

В стандартизованных аппаратах применяют секции с длиной труб от 1,5 до 12 м, с внутренним диаметром 21 или 22 мм. Секции могут быть одноходовыми и многоходовыми за счет размещения на крышках перегородок, уплотненных с помощью прокладок.

Роль кожуха, образующего межтрубное пространство для поперечного движения воздуха в секциях, играют сваренные из уголков или штампованные из листового металла каркасы 7, закрепленные с двух сторон к трубным решеткам 2 и 3 с помощью шпилек 8 с гайками. Для исключения прогиба и взаимного смещения труб в пучке между ними предусмотрены дистанционные прокладки 6 из алюминиевой ленты шириной 15 мм и шагом от 1 до 2 метров.

Для повышения эффективности теплообмена со стороны воздуха трубы в секциях снабжают поперечным оребрением. Коэффициент

оробрения, равный отношению поверхности оробренной трубы к поверхности гладкой трубы по основанию ребер составляет 9, 14, 6 и более (до 23).

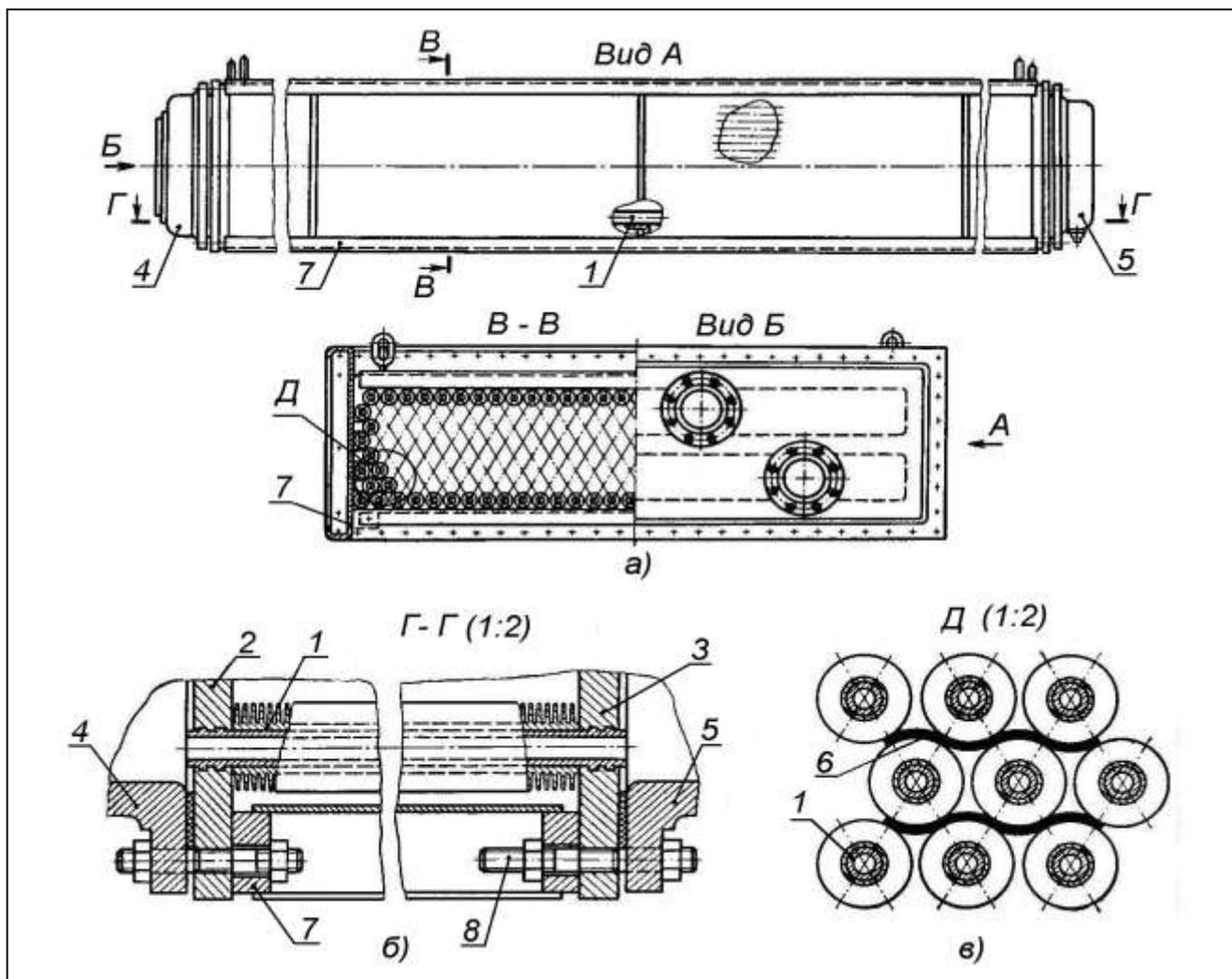


Рис. 5.6. Секция аппарата воздушного охлаждения: а) – общий вид; б) – схема крепления труб 1 к трубным решеткам 2 и 3; в) – элемент поперечного сечения пучка оробренных труб 1 с дистанционной алюминиевой прокладкой 6

При небольших давлениях рабочей среды в аппарате применяют монометаллические трубы с наружным оробрением, когда спиральные ребра накатывают снаружи на материале самой трубы, обычно из сплавов алюминия или латуни (рис. 5.7, а). Наиболее часто применяют биметаллические трубы с накатанным оробрением (рис. 5.7, б), у которых в зависимости от коррозионной активности и температуры охлаждаемой среды внутреннюю трубу выполняют из стали углеродистой или легированной, либо из латуни, а наружное спиральное оробрение – из деформируемого алюминиевого сплава.

Спиральные ребра могут быть закреплены завальцовкой в спиральную канавку на наружной поверхности стандартной трубы (рис. 5.7, в), или точечной приваркой металлической ленты, или напрессовкой ребер из отдельных колец (рис. 5.7, г). Для конденсаторов бензиновых фракций, содержащих хлористый водород и сероводород, внутренние трубы изготавливают из стойкой к коррозии латуни, которая имеет более высокий коэффициент теплопроводности, чем традиционная сталь. Благодаря оребрению в секциях АВО удастся получить значительные поверхности теплообмена по наружной поверхности труб, достигающих до 10 – 25 тысяч м² на один аппарат.

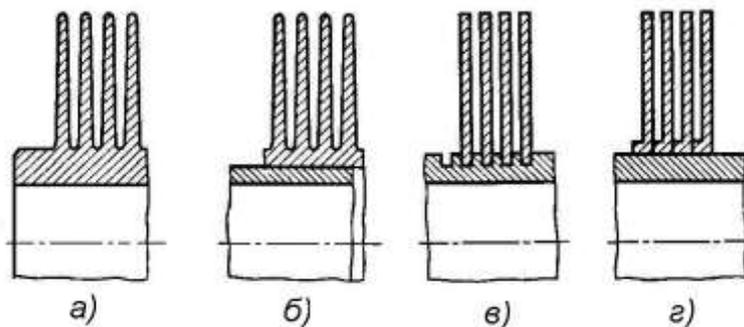


Рис. 5.7. Оребренные трубы аппаратов воздушного охлаждения с наружными ребрами: а) – монометаллические спиральные, накатанные из материала самой трубы; б) биметаллические спиральные, накатанные из деформируемого материала; в) – спиральные завальцованные; г) – напрессованные из колец

Аппараты воздушного охлаждения имеют ряд преимуществ по сравнению с водяными холодильниками и конденсаторами, в частности: в них не используется вода, требующая специальной подготовки и охлаждения в градирнях системы оборотного водоснабжения; им не нужна механическая чистка наружных поверхностей труб; сравнительно легко регулировать степень охлаждения, например, за счет изменения частоты вращения асинхронного электродвигателя с помощью частотного преобразователя. Применение аппаратов воздушного охлаждения способствует сохранению чистоты рек и водоемов, а также экономии дорогостоящих легированных сталей, которые требуются для защиты от коррозии со стороны охлаждающей воды.

5.3. Погружные теплообменные аппараты

Специфической особенностью погружных теплообменников является наличие емкости-ящика, в которую погружены

теплообменные трубы. В емкости движется охлаждающая среда, обычно вода. Раньше погружные теплообменники применяли на всех нефтеперерабатывающих заводах в качестве конденсаторов-холодильников для конденсации и выделения топливных фракций из нефти и нефтепродуктов. В настоящее время с использованием более эффективных и экологически чистых аппаратов воздушного охлаждения погружные аппараты применяют лишь для доохлаждения нефтепродуктов пресной или морской водой после предварительного снижения их температуры в аппаратах воздушного охлаждения, а также когда по условиям чистки нерационально использование более компактных и герметичных кожухотрубчатых аппаратов.

По конструкции поверхности охлаждения погружных аппаратов можно разделить на три типа: змеевиковые с прямыми трубами на фланцах, змеевиковые с гнутыми трубами, и коллекторные.

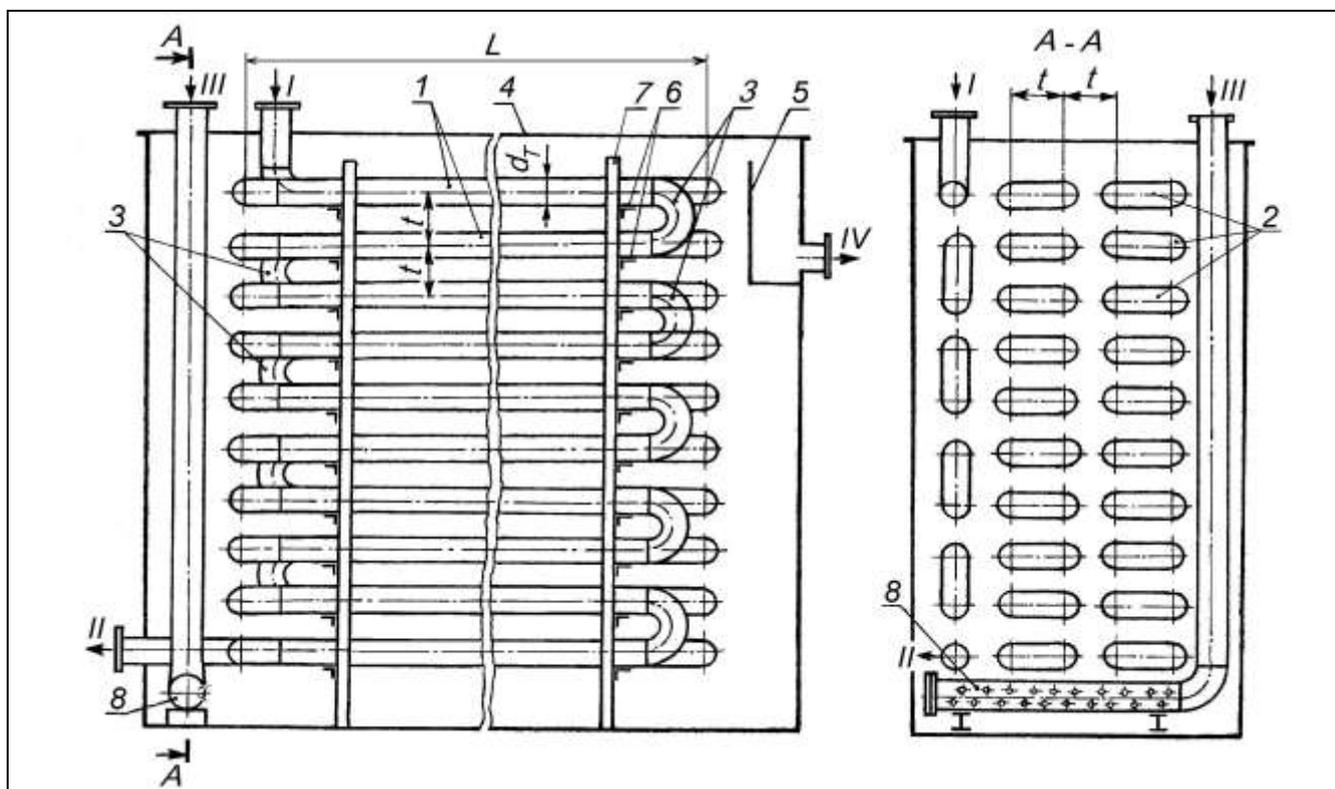


Рис. 5.8. Однопоточный змеевиковый погружной теплообменник с прямыми теплообменными трубами 1: 2 – горизонтальные отводы; 3 – вертикальные отводы; 4 – емкость (ящик); 5 – переливной карман; 6 – опорные уголки; 7 – вертикальные стойки; 8 – распределитель для подачи охлаждающей жидкости III

На рис. 5.8 показана схема *однопоточного змеевикового погружного конденсатора-холодильника* с прямыми теплообмен-

ными трубами 1, соединенными друг с другом с помощью сварки (или на фланцах). Переход из одной трубы в другую в аппарате осуществляется посредством приварных горизонтальных двойников (отводов) 2. Охлаждаемый продукт *I* последовательно проходит пакет прямых труб 1, расположенный в данном горизонтальном ряду, после чего через вертикальные двойники 3 переходит в трубы следующего, более нижнего ряда и т.д.

Пакет труб располагают внутри прямоугольного ящика 4 так, чтобы он весь по высоте находился в жидкости, не касаясь стенок аппарата, чтобы исключить их взаимное трение и износ от температурных расширений. Для поддержания требуемого уровня теплоносителя его выход *IV* из верхней части емкости осуществляют непрерывно через переливной карман 5.

Каждый ряд пучка труб удерживается внутри ящика на горизонтальных опорных балках 6 с помощью хомутов с гайками, установленных на четырех вертикальных стойках 7. Для равномерной подачи охлаждающей жидкости *III* в нижней части емкости 4 размещают распределитель 8 с двумя или тремя рядами отверстий или щелей.

При большом расходе охлаждаемой среды и для уменьшения гидравлического сопротивления трубного пучка применяют **коллекторные змеевиковые холодильники**, в которых охлаждаемый поток в трубах при помощи специального коллектора разбивается на несколько параллельных потоков. Меньшее гидравлическое сопротивление коллекторного аппарата по сравнению с однопоточным достигается за счет снижения скорости потока и длины пути среды.

Погружной теплообменник с цилиндрическим спиральным змеевиком (рис. 5.9) представляет собой цилиндрический корпус 1 с приварным плоским днищем и отъемной крышкой на фланцах, внутри которого соосно друг к другу размещены два цилиндрических змеевика 2 и 3 с диаметрами спиралей D_1 и D_2 , изготовленные из стандартных труб. Змеевики соединены друг с другом последовательно посредством стыковой сварки и образуют трубное пространство аппарата, по которому движется охлаждаемый или конденсируемый продукт, ввод которого в аппарат производится через нижний штуцер *I* змеевика, а выход – через верхний штуцер *IV*. Другой теплоноситель – охлаждающая жидкость, обычно вода, подается в нижнюю часть корпуса 1 через штуцер *II* и отводится из сливного порога 4 через штуцер *III*, поддерживая постоянный уровень

жидкости $H_{ж}$ в корпусе аппарата. Змеевики крепятся к трем – четырем вертикальным стойкам 5, изготовленным из уголков или швеллеров, с помощью хомутов 6 с гайками 7.

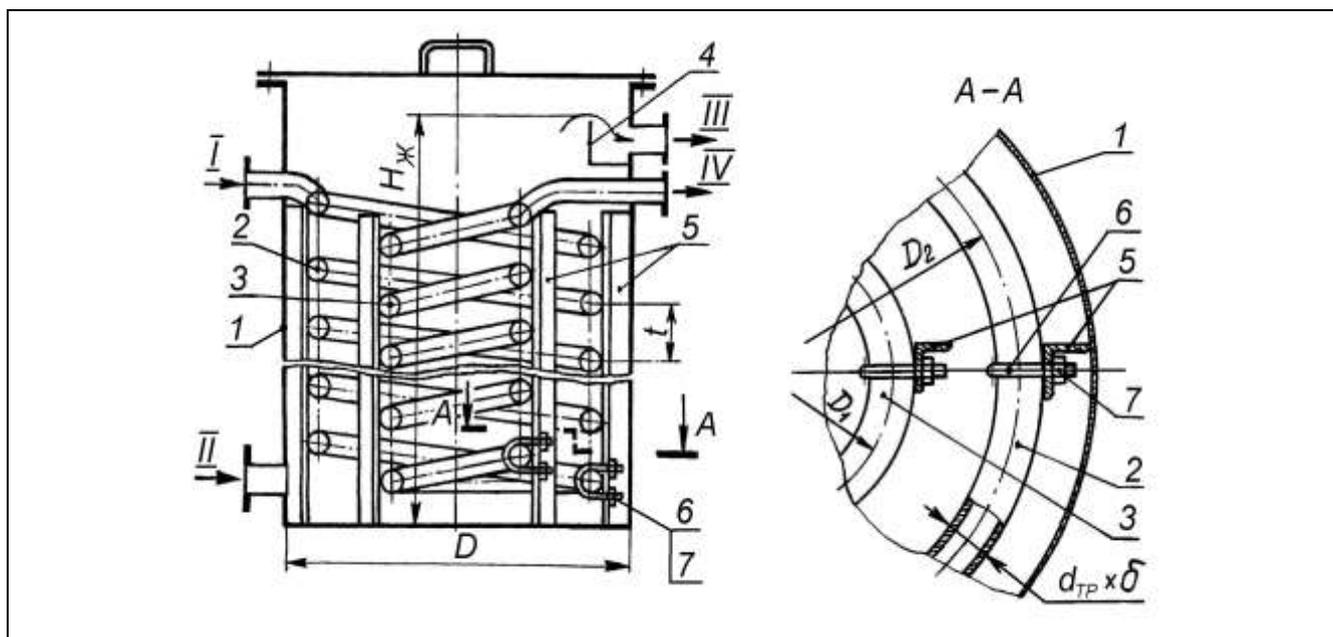


Рис. 5.9. Погружной цилиндрический теплообменник с двумя соосными змеевиками: 1 – цилиндрический корпус; 2 – наружный змеевик; 3 – внутренний змеевик; 4 – переливной карман; 5 – стойки из уголков; 6 – хомут; 7 – гайка. Штуцера: I – вход охлаждаемого продукта; II – вход теплоносителя; III – выход теплоносителя; IV – выход охлажденного продукта

В отличие от кожухотрубчатых аппаратов погружные теплообменники не имеют сложных и дорогих в изготовлении трубных решеток, поэтому основными положительными качествами этих аппаратов является простота конструкции и дешевизна, а также возможность изготовления из любых материалов; способность змеевика выдерживать высокие давления из-за отсутствия температурных напряжений и малая чувствительность к нарушениям режима работы аппарата.

Отрицательными качествами погружных аппаратов является низкая интенсивность теплоотдачи в межтрубном пространстве, высокая удельная металлоемкость, большое гидравлическое сопротивление трубного пространства, поэтому рекомендуют скорость движения жидкостей в змеевике в пределах 0,5 – 1 м/с, газов – 5 – 12 м/с. Поверхность теплообмена обычно не превышает 10 – 15 м². Одним из возможных вариантов увеличения поверхности теплообмена является установка дополнительного змеевика 2 внутри

наружного 3, с последовательным или параллельным соединением их с помощью сварки (или на фланцах), как это изображено на рис. 5.9.

Змеевик в аппарате размещают так, чтобы он весь по высоте находился в жидкости, не касаясь при этом стенок аппарата, и со всех сторон имел радиальное расстояние $\Delta r = (2 \dots 5) \cdot t$ м до стенок аппарата. Осевой шаг спирального змеевика рекомендуется принимать в пределах $t = (0,5 \dots 2) \cdot d_T$, где d_T – наружный диаметр трубы змеевика.

Тогда при известном диаметре корпуса аппарата D диаметр витков наружного змеевика будет равен $D_2 = D - (2 \dots 5) d_T$; а диаметр внутреннего змеевика составит $D_1 = D - (4 \dots 10) d_T$ м.

При известной величине поверхности теплообмена F , определенной из основного уравнения теплопередачи, полная длина труб цилиндрического змеевика аппарата определяется по уравнению $L = F/(\pi d_p)$, где d_p – расчетный диаметр труб змеевика. При этом высота цилиндрической части змеевика составит $H = t N$ м, где N число витков змеевика.

В связи с указанными недостатками погружные аппараты используются на ряде действующих нефтеперерабатывающих заводов и при строительстве новых установок, как правило, не применяют. Для интенсификации теплоотдачи в межтрубном пространстве аналогично реакторам устанавливают, перемешивающие устройства, а для снижения гидравлического сопротивления змеевика его делают многозаходным, направляя продукт в трубное пространство несколькими параллельными потоками с помощью коллекторов.

5.4. Оросительные теплообменники

Оросительные теплообменники применяются в качестве холодильников и конденсаторов для низкокипящих нефтепродуктов. Они представляют собой (рис. 5.10) змеевик, состоящий из нескольких рядов прямых горизонтальных труб 1, расположенных одна над другой, по наружной поверхности которых тонкой пленкой стекает охлаждающая жидкость, обычно вода.

Пучок труб, по которым движется охлаждаемая рабочая среда, соединены на сварке или на фланцах с помощью вертикальных отводов на 180° (калачей) 2. Для равномерного распределения орошающей воды по всей длине над верхним рядом пучка труб устанавливают оросительные устройства желобчатого типа или трубчатый. В желобчатых оросителях вода вытекает через треугольные вырезы в верхней кромке желоба, а в трубчатых –

многочисленными струйками через нижние ряды отверстий с диаметром d_0 на перфорированной распределительной трубе 3. Далее струи орошающей воды попадают на пластинчатые пленкообразователи 4 с треугольными прорезями на нижней кромке для равномерного распределения пленки орошающей жидкости по всей длине пучка труб. При большом числе труб в ряду или большом расстоянии между ними пластинчатые пленкообразователи могут быть установлены и между более нижними рядами труб. Пластинчатые пленкообразователи устанавливаются строго горизонтально на верхней оросительной трубе 3 с помощью хомутов 5, стягивая их болтами 6 с гайками 7.

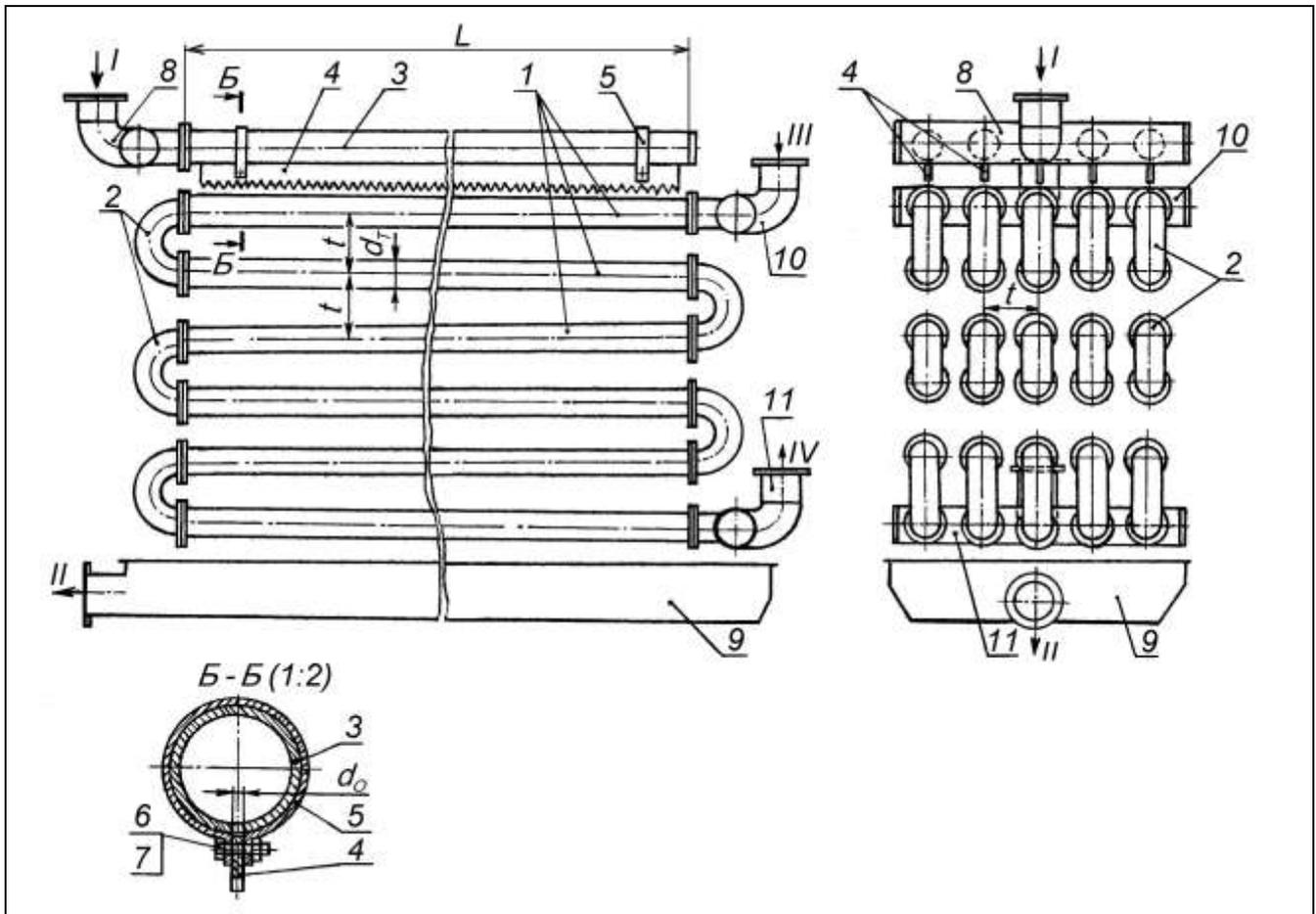


Рис. 5.10. Оросительный теплообменник: 1 – горизонтальные теплообменные трубы; 2 – вертикальные отводы на фланцах; 3 – оросительные трубы; 4 – пластинчатые пленкообразователи; 5 – хомут; 6 – болт; 7 – гайка; 8 – распределительный коллектор для подачи холодной орошающей воды I; 9 – поддон для сбора и отвода нагретой орошающей жидкости II; 10 – распределительный коллектор для подачи охлаждаемого продукта III; 11 – нижний сборный коллектор для охлажденного продукта IV

С целью эффективного и более полного использования поверхности теплообмена в оросительных теплообменниках, особенно на установках большой производительности, подачу орошающей (холодной) воды *I* на верхний ряд оросительных труб 3 производится через распределительный коллектор 8, одновременно несколькими параллельными потоками, а отработанная (нагретая) вода *II* собирается со всего пучка труб в поддоне 9, расположенном в нижней части аппарата.

Аналогично, через распределительный коллектор 10 производится подача охлаждаемого продукта *III* на верхний ряд труб 1, а сбор и выход охлажденного продукта *IV* – через нижний сборный коллектор 11.

Орошающая теплообменник вода при протекании по наружным стенкам труб частично испаряется, при этом процесс теплообмена протекает интенсивнее, поэтому расход воды на охлаждение в оросительных теплообменниках ниже, чем в теплообменниках других конструкций. Однако при этом происходит необратимая потеря воды на испарение.

Для предотвращения сильного увлажнения воздуха в помещении, оросительные теплообменники размещают на открытом воздухе. По этой же причине, если оросительные теплообменники необходимо установить в помещении, например, с целью исключения промерзания в зимних условиях, их приходится помещать в громоздкие кожухи, которые подключаются к системе вытяжной вентиляции, что приводит к увеличению капитальных и эксплуатационных затрат.

К недостаткам оросительных теплообменников следует отнести также громоздкость конструкции, неравномерность смачивания наружной поверхности труб, нижние ряды которых могут вообще не смачиваться и практически не участвовать в процессе теплообмена. Поэтому, несмотря на простоту изготовления, легкость осмотра и чистки наружных стенок труб и другие достоинства, оросительные теплообменники находят ограниченное применение.

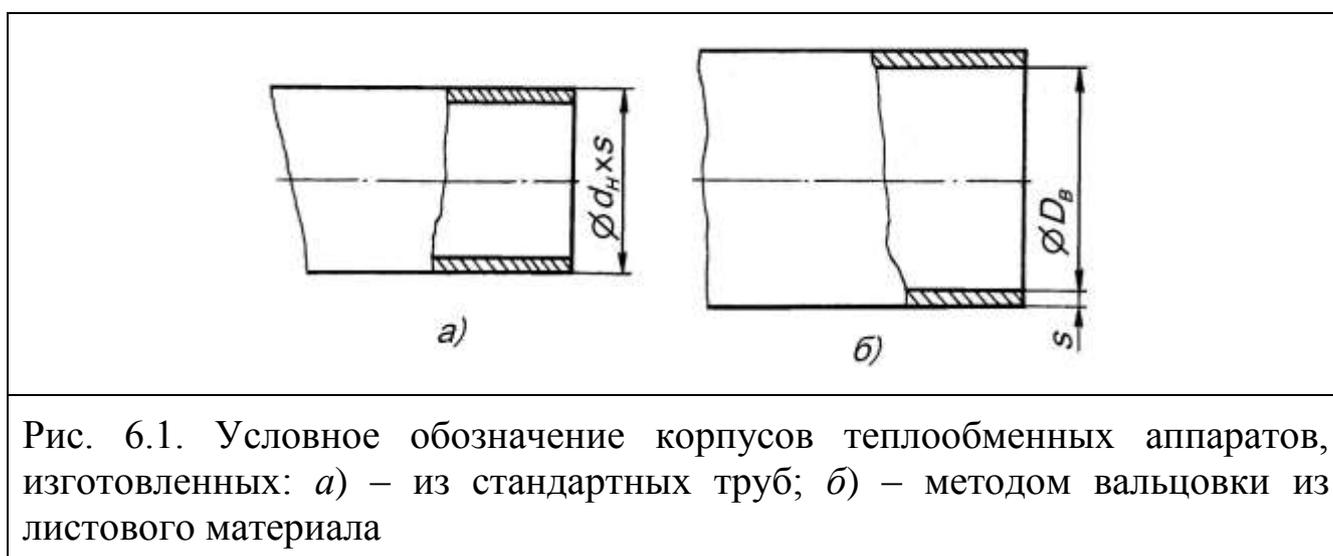
6. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Основными конструктивными элементами кожухотрубчатых теплообменников являются корпус (кожух), трубный пучок, крышки и распределительные камеры.

В зависимости от физико-химических параметров применяемых рабочих сред теплообменники могут быть изготовлены из конструкционных и легированных сталей, цветных металлов и сплавов, быть одно- и двухслойными, а также из неметаллических материалов. В зависимости от назначения и характеристик используемых в аппаратах рабочих сред в ГОСТ 14245-79, ГОСТ 14246-79 и ГОСТ 15122-79 приведены марки и группы материалов для изготовления основных элементов и деталей теплообменников [5].

6.1. Корпуса теплообменников

Корпуса теплообменников выполнены в виде цельносварных цилиндрических обечаек, изготовленных методом вальцовки из листовых материалов или из труб соответствующего стандартного диаметра и толщины. При использовании для изготовления корпуса аппарата стандартных труб на чертеже и в расчетах указывают наружный диаметр и толщину в виде произведения $d_n \times s$ (рис. 6.1, а), а при изготовлении корпуса методом вальцовки и сварки из листового материала в качестве расчетного используют внутренний диаметр D_B (рис. 6.1, б) и толщину s из ряда нормальных диаметров химической аппаратуры.



Толщину корпуса s определяют по расчетным формулам безмоментной или моментной теории оболочек на действие рабочих давлений в аппарате и дополнительно проверяют на совместное действие осевых нагрузок и напряжений от разности температур и давлений.

6.2. Трубные пучки теплообменников

Трубный пучок представляет собой основной рабочий орган кожухотрубчатых теплообменников, состоящий из пакета труб различной конфигурации, трубных решеток, поперечных перегородок и других деталей, предназначенных для осуществления процесса теплообмена между теплоносителями с максимальной эффективностью путем соответствующей организации схемы и режима их движения в трубном и межтрубном пространствах аппарата. Трубный пучок является ответственным узлом в конструкции теплообменника, от которого зависит интенсивность теплообмена между рабочими средами в аппарате, ему приходится 60 – 80 % общей массы аппарата.

6.2.1. Теплообменные трубы

Теплообменные трубы являются одним из основных элементов трубного пучка теплообменных аппаратов, из которых образуется важнейший технологический параметр аппарата – поверхность теплообмена F . Ранее в теплообменниках жесткой и полужесткой конструкции применяли дорогие бесшовные цельнотянутые трубы, а в настоящее время применяют более доступные и дешевые электросварные трубы.

Основным параметром теплообменных труб является их **диаметр**, от которого в значительной мере зависит эффективность процесса теплообмена: с уменьшением диаметра труб в определенном интервале, как правило, происходит увеличение коэффициентов теплоотдачи.

Кроме того, уменьшение диаметра труб, при сохранении поверхности теплообмена, приводит к уменьшению диаметра и массы корпуса аппарата, поскольку на трубной решетке удастся разместить большее число труб меньшего диаметра.

Однако чрезмерное уменьшение диаметра труб может привести к следующим негативным последствиям:

- возможность более быстрой забивки и затрудненность механической чистки внутренней поверхности труб;
- сложность вальцовки труб малого диаметра на трубных решетках.

Поэтому наиболее оптимальными и распространенными являются теплообменные трубы с условным диаметром D_y 15 мм ($\text{Ø}20 \times 2$, $\text{Ø}20 \times 2,5$) и D_y 20 мм ($\text{Ø}25 \times 2$, $\text{Ø}25 \times 2,5$), в США – дюймовые трубы с условными диаметрами D_y 1/2' ($\text{Ø}19,6$ мм) и D_y 3/4' ($\text{Ø}25,4$ мм).

Другой конструктивный параметр – *длина труб l* , – также влияет на технико-экономические показатели работы теплообменника. Так теплообменные аппараты, изготовленные из труб большой длины, имеют меньшее число труб в пучке и, соответственно, меньший диаметр корпуса при одинаковой поверхности теплообмена, что в свою очередь приводит к повышению эффективности теплообмена в связи с увеличением скорости движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах аппарата. Однако длинные теплообменные трубы труднее поддаются механической чистке, особенно с внутренней стороны; кроме того, усложняется их замена, поэтому предпочтительными являются теплообменные аппараты с длиной труб 4 – 6 м, в редких случаях допускаются аппараты с длиной труб до 8 – 9 м.

6.2.2. Схемы размещения труб в трубных решетках

Схема размещение труб в трубных решетках и их шаг регламентируется для кожухотрубчатых теплообменников ГОСТ 9929-79, а для аппаратов с U-образными трубами (типа ТУ) и с плавающей головкой (типа ТП) – ГОСТ 13203-79 и ГОСТ 13202-79 соответственно.

После выбора диаметра труб следующим не менее важным этапом проектирования теплообменников является выбор схемы размещения труб в трубных решетках. При этом следует учитывать, что выбранная схема размещения труб должна удовлетворять, во-первых, условию компактности трубных решеток и теплообменника в целом; во-вторых, обеспечить достаточную механическую прочность закрепления труб в решетках, в-третьих, обеспечить возможность чистки наружной поверхности труб.

В кожухотрубчатых теплообменниках применяют три схемы размещения труб в трубных решетках:

- 1 – по вершинам равносторонних треугольников;
- 2 – по вершинам квадратов;
- 3 – по concentрическим окружностям.

Способ размещения труб по вершинам равносторонних треугольников (рис. 6.2, *а*) является наиболее распространенным, поскольку при одинаковом шаге размещения t эта схема позволяет разместить максимальное число труб в единице площади трубной решетки по сравнению с другими схемами размещения, т.е. обеспечивает наиболее компактную конструкции аппарата; отличается удобной разметкой при механической обработке отверстий на трубных решетках и перегородках; обеспечивает равную прочность всех отверстий из-за одинаковой плотности и шага размещения отверстий на трубной решетке по трем координатным осям равностороннего треугольника. Единственным недостатком системы треугольников является затрудненность механической чистки наружной поверхности труб, т.к. между трубами не образуются сквозные каналы, по которым можно было бы направить механизированный инструмент. В связи с этим систему треугольников применяют в неразборных теплообменниках жесткой (типа Н) и полужесткой конструкций (типа К), трубные пучки которых не извлекаются из корпуса из-за неразъемного сварного соединения трубных решеток с корпусом. Для исключения загрязнений наружных поверхностей труб в этих аппаратах в межтрубное пространство подают чистые продукты, не загрязняющие теплообменную поверхность.

Основными достоинствами схемы размещения труб по вершинам квадратов (рис. 6.2, *б*) являются удобство разметки и механической обработки трубных решеток и образование сквозных каналов в пучке труб по двум взаимно перпендикулярным осям координат, допускающим возможность чистки межтрубного пространства механизированным инструментом. Поэтому систему квадратов наиболее часто применяют в теплообменниках разборной конструкции с U-образными трубами (типа У) и с плавающей головкой (типа П), трубные пучки которых вместе с решетками можно извлечь из корпуса во время проведения ремонтных работ. При размещении труб по вершинам квадратов можно установить примерно на 10% меньше труб, чем при их расположении по вершинам равносторонних треугольников с одинаковым шагом размещения t .

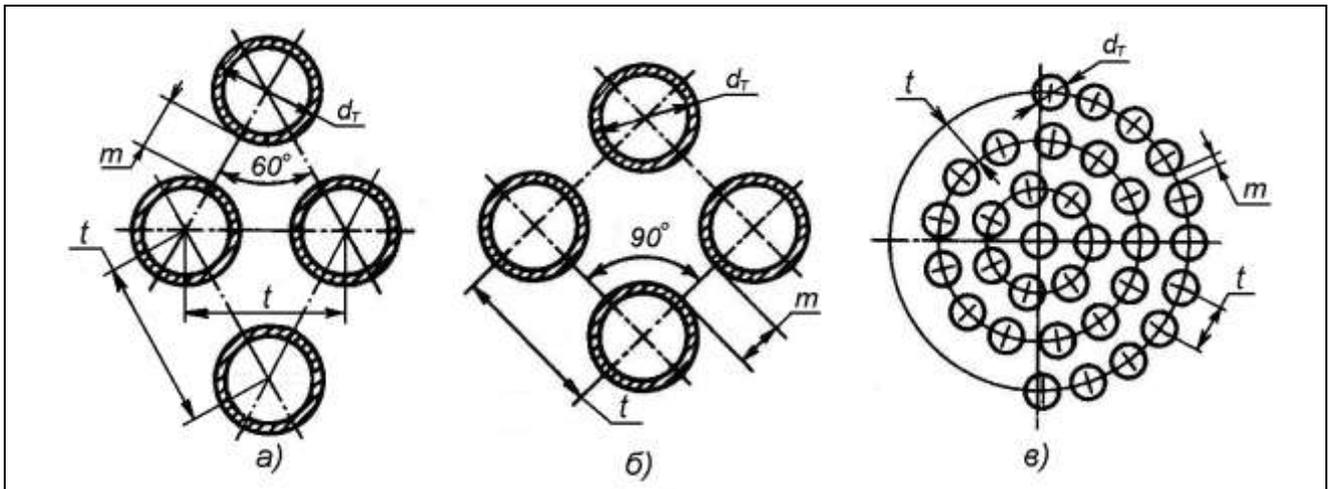


Рис. 6.2. Схемы размещения труб в трубных решетках: а) – по вершинам равносторонних треугольников; б) – по вершинам квадратов; в) – по концентрическим окружностям

Схема размещения труб по концентрическим окружностям (рис. 6.2, в) является менее распространенной, поскольку требует более сложную индивидуальную разметку трубных решеток и поперечных перегородок при их механической обработке. Кроме того, между рядами не образуются сквозные каналы, поэтому эту схему применяют в неразборных теплообменниках жесткой конструкции типа Н с использованием чистых продуктов, не образующих отложений на межтрубном пространстве, например, на кислородных установках и установках получения сжиженных газов.

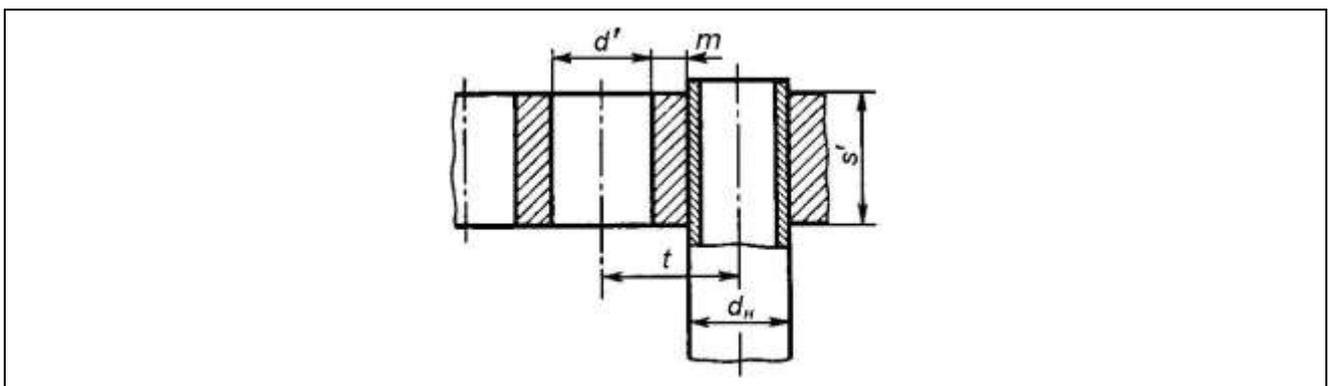


Рис. 6.3. Схема образования мостика m для закрепления труб в трубной решетке

Шаг труб t – кратчайшее расстояние между ближайшими осями труб на трубной решетке (рис. 6.3), выбирается с учетом необходимости обеспечения прочности и целостности мостика $m = t - d_n$ между соседними отверстиями, от которого в первую очередь зависит механическая прочность и плотность соединения труб с

трубными решетками. В диапазоне наиболее распространенных диаметров от 15 до 60 мм шаг размещения труб по системам треугольников и квадратов выбирается из следующего стандартного ряда:

$d_{\text{н}}$, мм	16	20	25	32	38	57
t , мм	21	26	32	40	48	70

или рекомендуется определять по эмпирическому уравнению

$$t \geq 1,2 d_{\text{н}} + 2 \text{ мм}, \quad (6.1)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы в мм.

6.2.3. Способы соединения труб с трубной решеткой

Соединение труб с трубными решетками является одним из ответственных узлов кожухотрубчатых теплообменников, которое должно обладать: во-первых, механической прочностью, чтобы исключить возможность вырывания труб из трубных решеток под действием температурных нагрузок; во-вторых, плотностью и герметичностью соединения, чтобы не допускать возможности смешения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах; в-третьих, технологичностью исполнения, т.е. быть дешевым и простым в выполнении технологической операции соединения большого числа труб с трубной решеткой с помощью механизированного инструмента; в-четвертых, ремонтпригодностью, т.е. допускать легкую и быструю замену труб в аппарате.

Кроме того, соединение труб с решетками должно обеспечить надежность и безопасность конструкции для обслуживающего персонала и окружающей среды.

Наиболее распространенным способом соединения является **развальцовка труб** (рис. 6.4, а, б, в, е), выполняемая специальным инструментом – **вальцовкой**. При вращении центрального конического сердечника от механизированного привода под действием раздвигающихся цилиндрических роликов вальцовки происходит постепенное увеличение диаметра трубы в отверстиях трубной решетки. В результате развальцовки конец трубы получает остаточную (пластическую) деформацию и плотно прижимается к стенкам гнезда трубной решетки, а трубные решетки остаются в зоне упругой деформации, благодаря чему достигается прочное и плотное соединение труб с решетками. Прочность соединения оценивается усилием вырывания труб из гнезда, а плотность – давлением среды, до

которого сохраняется герметичность. Для обеспечения качественной развальцовки и возможности замены труб при ремонте аппарата трубные решетки изготавливают из более прочных и твердых материалов, чем трубы. При этом форма гнезда в трубной решетке при развальцовке не меняется.

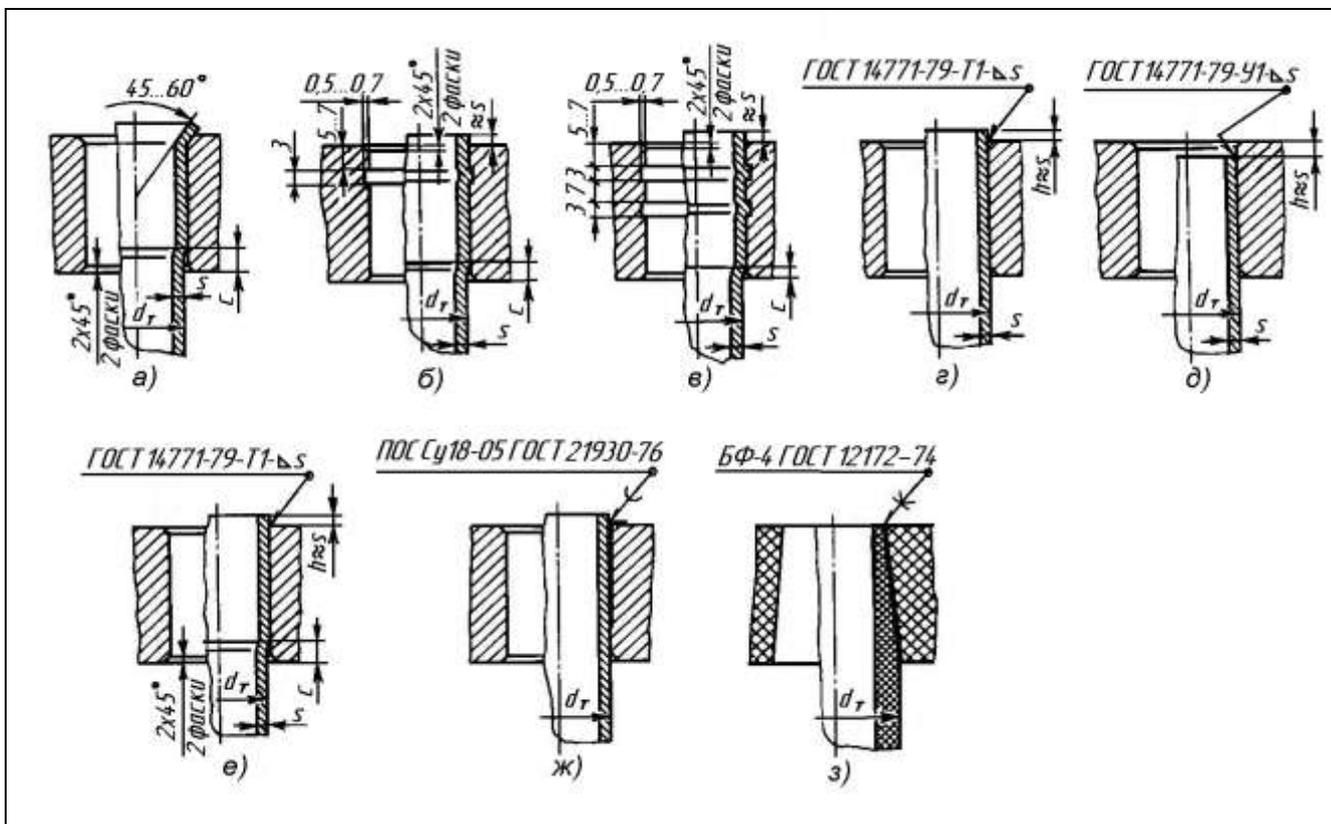


Рис. 6.4. Способы соединения труб с трубной решеткой: а) – развальцовка в гладких отверстиях с разбортовкой; б), в) – развальцовка в отверстиях с одной и двумя канавками соответственно; г), д) – сварка выступающих и утопленных концов труб; е) – сварка с развальцовкой; ж) – пайка; з) – склеивание

Диаметр отверстия на трубной решетке определяется допусками на размеры стандартизованных труб и отклонениями при механической обработке отверстий. В качественном развальцовочном соединении зазор между трубой и отверстием должен быть минимальным. Например, для труб с диаметром $\text{Ø}25 \times 2$ отверстия обычно выполняют с диаметром $25,4^{+0,1}$ мм, т.е. с зазором на сторону 0,2 мм.

При давлениях в аппарате до 0,6 МПа трубы вальцуют **в гладких отверстиях** (рис. 6.4, а). При развальцовке конец трубы обычно выступает над гнездом на величину, равную толщине стенки s , но не менее 3 ... 4 мм, который разбортовывается вращающимися роликами

в форме «колокольчика» и обеспечивает дополнительную прочность и плотность соединения. Трубы в кожухотрубчатых теплообменниках развальцовывают на глубину $1,5 d_t$, или, если толщина трубной решетки меньше этого значения, – на полную глубину. При этом со стороны межтрубного пространства оставляют неразвальцованный пояс шириной $c = 3 \dots 8$ мм, чтобы исключить возможность повреждения стенок труб острыми кромками отверстий трубных решеток. С этой целью в отверстиях трубных решеток с двух сторон снимают фаски размером $1 \dots 2$ мм под углом 45° .

При развальцовке труб **в отверстиях с канавками** (рис. 6.4, б, в) значительно возрастают сопротивление трубок вырыванию и герметичность соединения. Так же, как и в случае гладких отверстий, развальцовку сочетают с разбортовкой выступающей части трубы и снятием двух фасок под углом 45° в отверстиях трубных решеток. Число канавок принимают в зависимости от рабочего давления: одну канавку (рис. 6.4, б) выполняют при давлениях до 1,6 МПа, и две канавки (рис. 6.4, в) – при давлениях до 2 МПа. Размеры канавки выбирают в зависимости от толщины стенки трубы s : обычно глубина канавки $t = s/5 = 0,4 \dots 0,5$ мм; ширина канавки $h = s + 1$ мм = $2 \dots 3$ мм; расстояние между канавками $H = 2h = 2(s + 1 \text{ мм}) = 4 \dots 6$ мм.

В случаях использования более высоких давлений в аппарате, превышающих 2 МПа, и когда требуется повышенная герметичность соединения, например, при использовании высокоагрессивных, ядовитых или взрыво- и пожароопасных продуктов, трубы с трубной решеткой соединяют **методом сварки** (рис. 6.4, з, д). Для образования качественного углового (У1) или таврового (Т1) сварного шва конец трубы при этом следует располагать выше (рис. 6.4, з) или ниже (рис. 6.4, д) внешней поверхности трубной решетки на величину h таким образом, чтобы катет k сварного шва получился равным толщине стенки s трубы, т.е. $h = k \approx s$. Вариант использования соединения с угловым сварным швом У1 (рис. 6.4, д) удобен тем, что допускает более легкое рассверливание утопленного конца трубы с помощью сверла или зенковки при выполнении операции замены труб в теплообменнике.

Для обеспечения надежности соединения и исключения возможности смешения теплоносителей, согласно современным требованиям нормативных документов Ростехнадзора, обварку труб совмещают с развальцовкой, т.е. применяют **комбинированный метод** (рис. 6.4, е). При этом трубы сначала обваривают, например,

тавровым сварным швом Т1, а затем развальцовывают с соблюдением перечисленных выше требований к развальцовочному соединению. Такая комбинация позволяет повысить прочность и плотность сварного соединения и исключить возможность щелевой коррозии сварного шва со стороны среды межтрубного пространства.

Пайка труб (рис. 6.4, ж) применяется в случаях, когда для изготовления теплообменника труб и трубных решеток используются цветные металлы и сплавы (медь, латунь, серебро, бронза и др.). В зависимости от рабочей температуры сред в аппарате для пайки используют оловянисто-свинцовые бессурьмянистые (ПОС), сурьмянистые (ПОС Су), серебряные (ПСр), медно-цинковые (ПМЦ) и другие марки припоев, выпускаемые в виде проволоки, полос, прутков и порошка, допускающие широкий диапазон рабочих температур от 180 до 850 °С. Перед выполнением окончательной пайки сопрягаемые поверхности труб и отверстия очищают от загрязнений с помощью паяльной кислоты и подвергают лужению – предварительно покрывают тонким равномерным слоем расплавленного жидкого припоя (например, ПОС Су 18-05 ГОСТ 21930-76).

Методом склеивания (рис. 6.4, з) соединяют трубы и решетки, изготовленные из разнородных материалов, например, металлов с неметаллами, различных сочетаний неметаллических материалов, например, графита, керамики, фторопласта, пластмасс и др. Наиболее распространенными являются синтетические клеи фенолополивинилацетатные марок БФ-2, БФ-4, БФ-2Н, применяемые при относительно низких температурах (от 80 до 200 °С). Клей ПЭФ-2/10 устойчив к воздействию топлива и масел, а также допускает воздействия вибрации и знакопеременных нагрузок сжатия-растяжения. Теплостойкий клей марки ВС-10Т работает без снижения прочности клеевого шва при температурах до 200 – 300 °С. Перед нанесением клея склеиваемые поверхности тщательно обезжиривают с помощью ацетона, бензина или бензола, и в зависимости от марки, один или несколько раз покрывают тонким слоем клея, и, после подсушки, прижимают друг к другу с приложением или без приложения силы.

Пример подвижного соединения труб с трубными решетками с помощью сальникового уплотнения в теплообменниках нежесткого типа был представлен выше на рис. 3.14. Благодаря сальниковой набивке 4, установленной в гнезде 2 трубной решетки 1, и уплотняемой с помощью нажимного кольца 6 и резьбовой втулки 5, верхний конец теплообменных труб 3 имеет возможность свободно

перемещаться в трубной решетке 1, что позволяет осуществить индивидуальную компенсацию тепловых расширений всех труб и корпуса, практически полностью разгружая теплообменный аппарат от воздействия температурных напряжений. Однако серьезным недостатком данной конструкции является уменьшение числа труб и поверхности теплообмена в аппарате из-за увеличенного шага между трубами, а также сложность изготовления трубных решеток с резьбовыми отверстиями в гнездах. Кроме того, сальниковая набивка не обеспечивает полной герметичности соединения труб с решетками, требует периодической подтяжки, поэтому такая конструкция не находит широкого применения в химических производствах.

Весьма перспективным является соединение труб с решетками методом сварки взрывом, с использованием дозированной порции взрывчатого вещества в специальном патроне, который позволяет значительно сократить время проведения операции закрепления труб по сравнению с традиционными методами развальцовки и обварки, сохраняя при том такую же прочность и плотность соединения.

6.2.4. Методы интенсификации теплообмена в трубах.

Оребренные трубы

В тех случаях, когда коэффициенты теплоотдачи в трубном и межтрубном пространствах кожухотрубчатых теплообменников значительно отличаются друг от друга, с целью интенсификации теплообмена применяют ***оребрение труб***. При этом ребра размещают на той стороне трубы (внутренней или наружной), где коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение. Обычно более низкие коэффициенты характерны для газообразных теплоносителей, например, в аппаратах воздушного охлаждения или калориферах, в которых коэффициенты теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха на порядок меньше, чем коэффициенты теплоотдачи со стороны жидких теплоносителей.

По конструктивному исполнению оребрение труб может выполняться по месту расположения – внутренним и наружным; по геометрической форме – продольным и поперечным; по способу выполнения – накатанным, запрессованным, завальцованным, приварным и др.; по материалу изготовления ребер – монометаллическим, изготовленным из того же материала, что и трубы и биметаллическим, изготовленным из другого, более теплопроводящего материала и др.

Выше на рис. 5.7 были рассмотрены некоторые варианты конструкций оребренных труб, используемых в трубчатых секциях аппаратов воздушного охлаждения: с наружными кольцевыми или спиральными ребрами, изготовленными из самого материала труб (рис. 5.7, *а*) или из более мягких пластичных материалов, неподвижно закрепленных на внутренней несущей стандартной стальной или латунной трубе методами обкатки (рис. 5.7, *б*), вальцовки (рис. 5.7, *в*) или горячей напрессовки (5.7, *г*). Основной геометрической характеристикой оребренных труб является коэффициент оребрения, который выбирается из стандартного ряда и учитывается при расчете коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в аппаратах воздушного охлаждения.

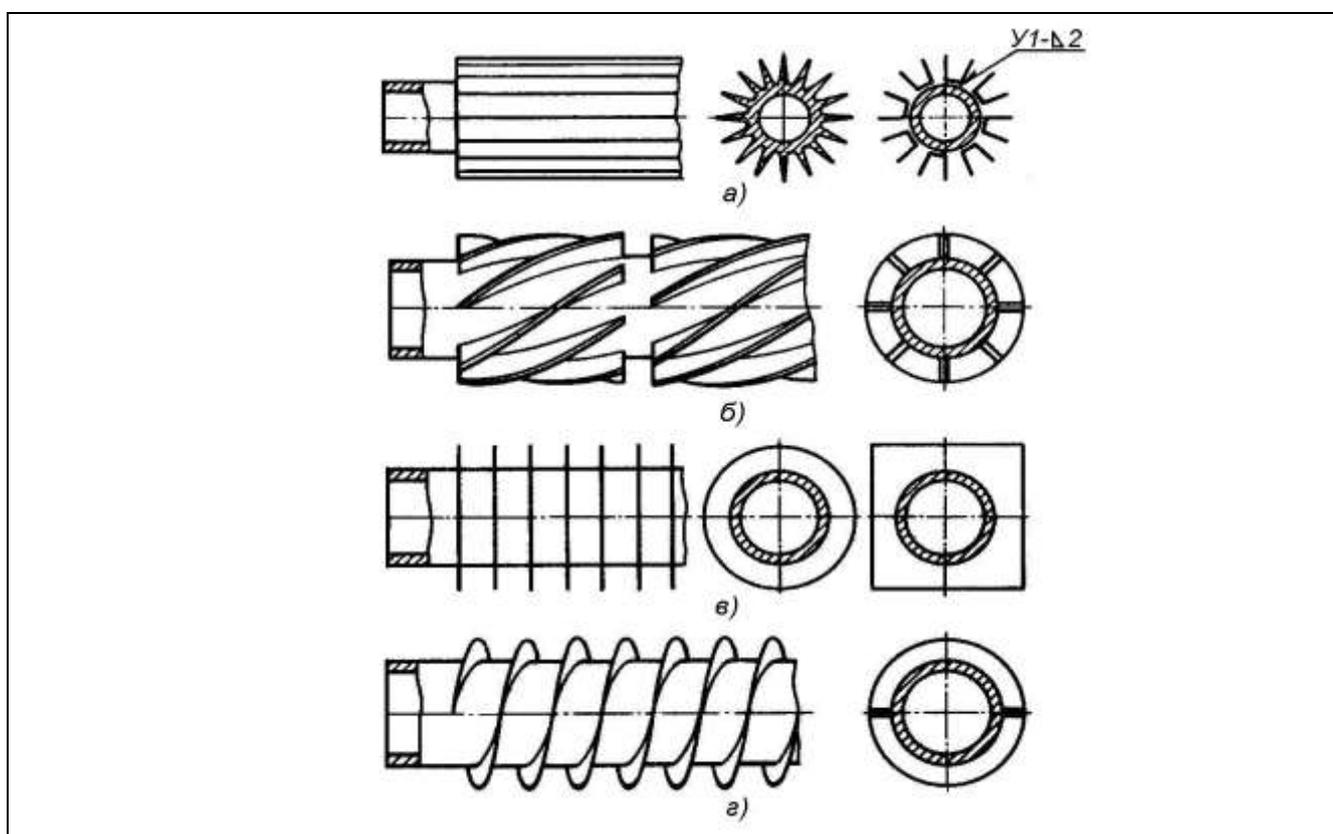


Рис. 6.5. Схемы труб с наружным оребрением: *а*) – продольным накатанным и приварным; *б*) – разрезным витым; *в*) – поперечным; *г*) – спиральным

Установлено, что оребрение увеличивает не только теплообменную поверхность, но и коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности труб к теплоносителю вследствие турбулизации потока ребрами. При этом, однако, необходимо учитывать возрастание затрат на прокачивание теплоносителя через аппарат.

На рис. 6.5 этому условию в полной мере удовлетворяют варианты крепления наружных ребер методами накатки и сварки (а), разрезные витые ребра, выдавленные из материала самой трубы (б), а на рис. 6.6 – продольные ребра из полос (а), вставленные в канавки, полученные протяжкой на поверхности трубы и закрепленные обжатием кромок канавок (завальцовка ребер роликами), трубы с поперечно-винтовым оребрением низкой высоты (б) и ребристые трубы с приварными шипами (в). Здесь следует отметить, что ребра, присоединенные сваркой и накаткой, эффективнее ребер, прикрепленных завальцовкой или запрессовкой, вследствие лучшего прохода тепла в месте их присоединения.

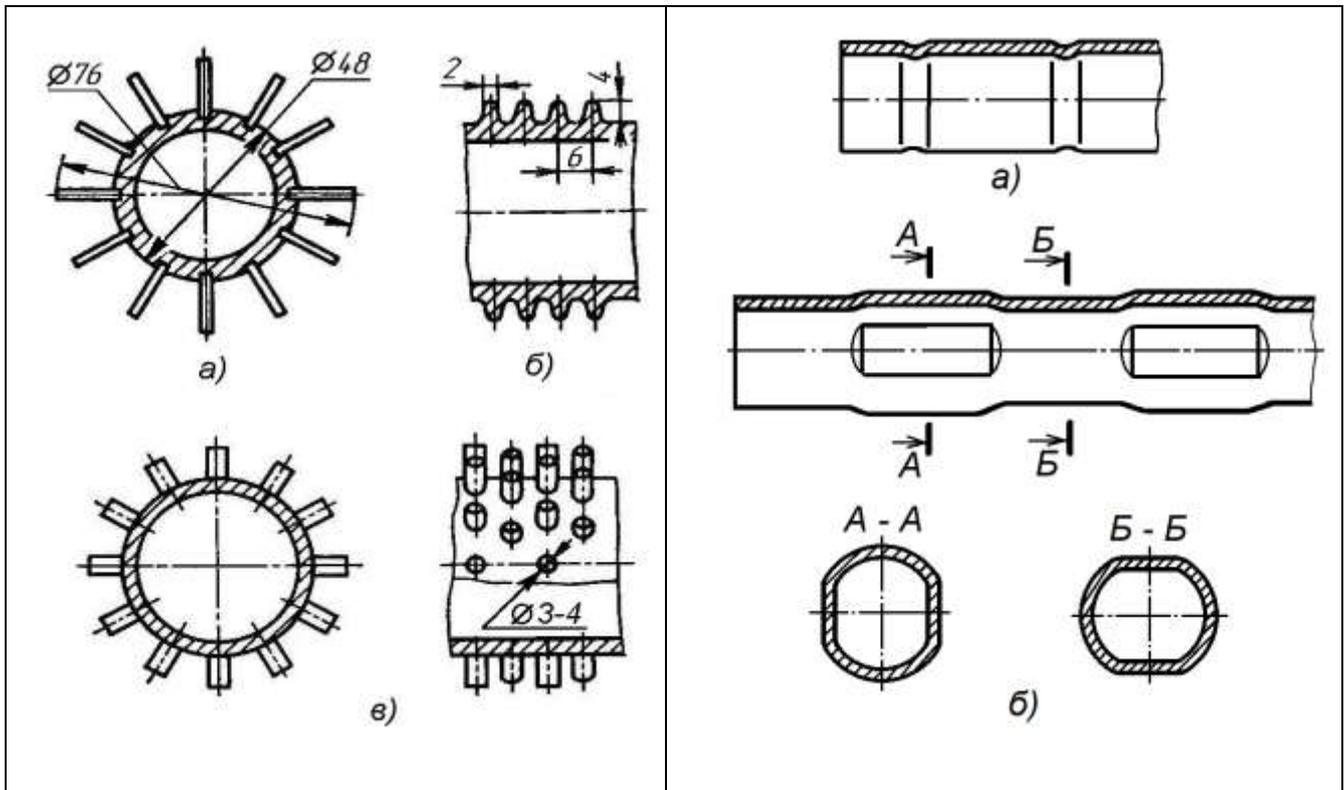


Рис. 6.6. Схемы наружного оребрения труб: а) – с завальцованными продольными пластинами; б) – поперечно-винтовыми ребрами малой высоты; в) – с приварными шипами

Рис. 6.7. Варианты оребрения труб методом пластической деформации: а) – с кольцевыми канавками; б) – обжатые во взаимно перпендикулярных направлениях

При этом ребра служат не только для турбулизации омываемого наружного потока, но и приводят к увеличению наружной поверхности контакта теплообменных труб кратно коэффициенту оребрения.

Внутреннее оребрение труб в теплообменниках менее распространено, поскольку может привести к значительному увеличению гидравлического сопротивления трубного пространства в результате забивки ребер загрязненными рабочими средами.

Для интенсификации теплообмена довольно часто используют дополнительные элементы, турбулизирующие или разрушающие пограничный слой теплоносителя на внутренней и (или) наружной поверхностях труб.

Эффект теплоотдачи на наружной и внутренней поверхности труб существенно увеличивают кольцевые канавки (рис. 6.7, *а*), позволяющие повысить интенсивность процесса теплообмена в трубном и межтрубном пространствах примерно в 2 раза за счет дополнительной турбулизации потоков в пограничном слое. Преимуществом такой схемы оребрения является возможность замены труб при проведении ремонтных работ.

Дополнительную турбулизацию как внутренних, так и наружных потоков сред обеспечивают трубы, обжатые в двух взаимно перпендикулярных направлениях с определенным шагом (рис. 6.7, *б*). Однако такое обжатие приводит к увеличению наружного диаметра труб, что затрудняет процесс сборки теплообменника и не допускает производить замену труб при ремонте аппарата.

Если коэффициент теплоотдачи от среды, проходящей в трубах, значительно ниже, чем коэффициент на наружной поверхности труб, весьма выгодно использование в теплообменниках труб с внутренним оребрением различной формы (рис. 6.8), в которых осуществляется воздействие на поток устройствами, разрушающими и турбулизирующими внутренний пограничный слой потока в трубах.

Одним из возможных вариантов является конструкция (рис. 6.8, *а*), состоящая из продольных вставок в форме прямых или спиральных штампованных желобов, закрепленных внутри трубы точечной сваркой. Естественно, при такой схеме в трубное пространство могут быть поданы только чистые, не содержащие примеси рабочие среды.

Турбулизирующие вставки в виде диафрагмы (рис. 6.8, *б*) размещают в трубе на определенном расстоянии одна от другой. При наличии таких вставок переход к турбулентному режиму в трубах происходит уже при $Re = 140$ (для гладких труб без вставок при $Re = 2300$), что позволяет примерно в 4 раза интенсифицировать теплообмен в трубах. Вставки в виде дисков (рис. 6.8, *в*) с

определенным шагом укрепляют на тонком стержне, вставленном в трубы. По своему воздействию на поток вставки близки к диафрагмам.

Весьма эффективной является установка внутри труб спирально навитой металлической вставки (рис. 6.8, *г*), изготовленной из тонких алюминиевых или латунных лент. При низких значениях чисел Re такая вставка позволяет повысить коэффициент теплоотдачи в трубах в 2 ... 3 раза при относительно небольшом гидравлическом сопротивлении в трубах и не подвергается загрязнению вследствие способности ее к самоочищению подаваемым в трубу потоком рабочей среды.

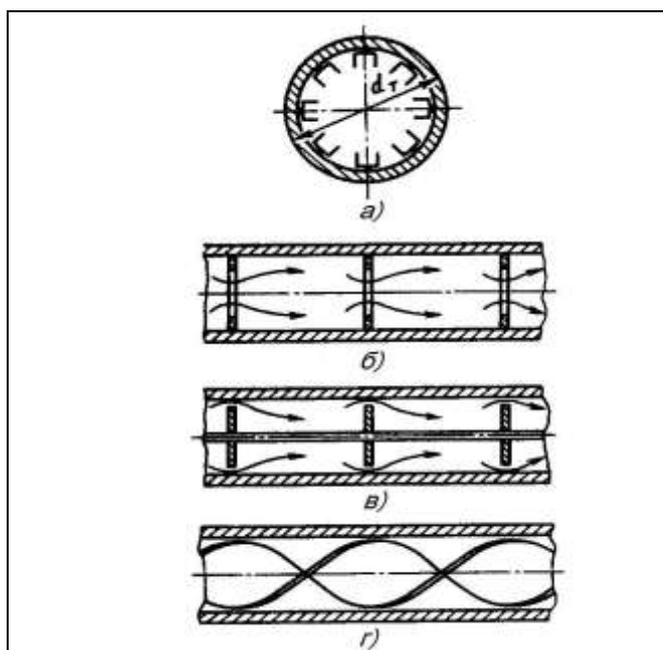


Рис. 6.8. Внутренние турбулизирующие вставки в трубах в виде: *а*) – приварных штампованных желобов; *б*) – диафрагмы; *в*) – дисков; *г*) – спиральной ленты

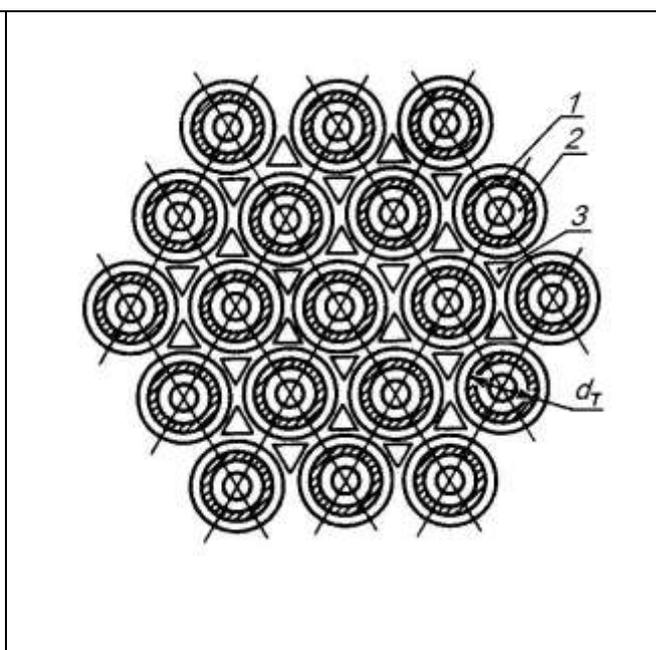


Рис. 6.9. Комбинированная схема внутреннего и наружного оребрения пучка труб 1 с помощью диафрагмы 2 и треугольной вставки 3

Подобный эффект турбулизации потока и повышение коэффициентов теплообмена в трубах при небольшом повышении гидравлического сопротивления обеспечивает также спиральная вставка в виде цилиндрической пружины, изготовленная из круглого или квадратного прутка.

Кроме специальных вставок и насадок теплообмен в трубах можно интенсифицировать применением шероховатых поверхностей, накаткой наружных спиральных или кольцевых канавок. В этих случаях даже при ламинарном режиме движения теплоносителя

коэффициент теплоотдачи в трубах на 20 ... 80 % выше, чем в гладких.

При теплообмене в системе газ – газ рационально в качестве теплообменной поверхности использовать пучки труб с внутренними и наружными ребрами (рис. 6.9). В качестве внутреннего оребрения в стандартных теплообменных трубах 1 здесь использованы диафрагмы 2, а для обеспечения направленного и непрерывного потока газа между наружными ребрами помещены треугольные вставки 3.

Кроме перечисленных методов в отечественной и зарубежной практике делают попытки интенсифицировать теплопередачу другими способами, например, использованием вращающихся турбулизаторов, применением пульсирующей подачи рабочих сред и др.

6.3. Перегородки в теплообменниках

Для того, чтобы процесс теплопередачи в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах осуществлялся с высокой эффективностью, т.е. протекал при максимальных значениях коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, в трубном и межтрубном пространствах необходимо обеспечить турбулентный режим движения теплоносителей с максимальными линейными скоростями, что достигается применением *перегородок*. По схеме расположения перегородки могут быть продольными и поперечными, по месту размещения – в трубном и межтрубном пространствах.

Продольные перегородки располагают вдоль оси труб в трубном пространстве аппарата. Они служат для образования многоходовых теплообменников с числом ходов от двух до шести и с целью повышения эффективности теплообмена. По сравнению с одноходовыми аппаратами в многоходовых теплообменниках удастся увеличить линейную скорость движения теплоносителя в трубах кратно числу ходов и обеспечить турбулентный режим движения ($Re > 10000$), что в свою очередь приводит к повышению коэффициента теплоотдачи со стороны среды в трубном пространстве.

Применяют продольные перегородки двух типов: хордовые и радиальные. Наиболее распространены *хордовые перегородки* (рис. 6.10), которые применяются в теплообменниках неразборной (ТН и ТК) и разборной конструкций (ТП), а *радиальные* перегородки (рис. 6.11) – в разборных теплообменниках с плавающей головкой типа ТП. Хордовые и радиальные перегородки приваривают к крышкам и распределительным камерам сплошным тавровым швом Т1 (рис. 6.10,

з), а со стороны трубной решетки 8 входят в пазы, которые уплотняются с помощью прокладки 7 из полоски паронита или асбестового шнура. Для возможности полного опорожнения трубного пространства от рабочих сред при остановке аппарата на осмотр или ремонт, перегородки приваривают под небольшим углом в $1 - 2^\circ$ к продольной оси аппарата и дополнительно снабжают одним – двумя дренажными отверстиями с диаметром 6 – 8 мм (рис. 6.10, з).

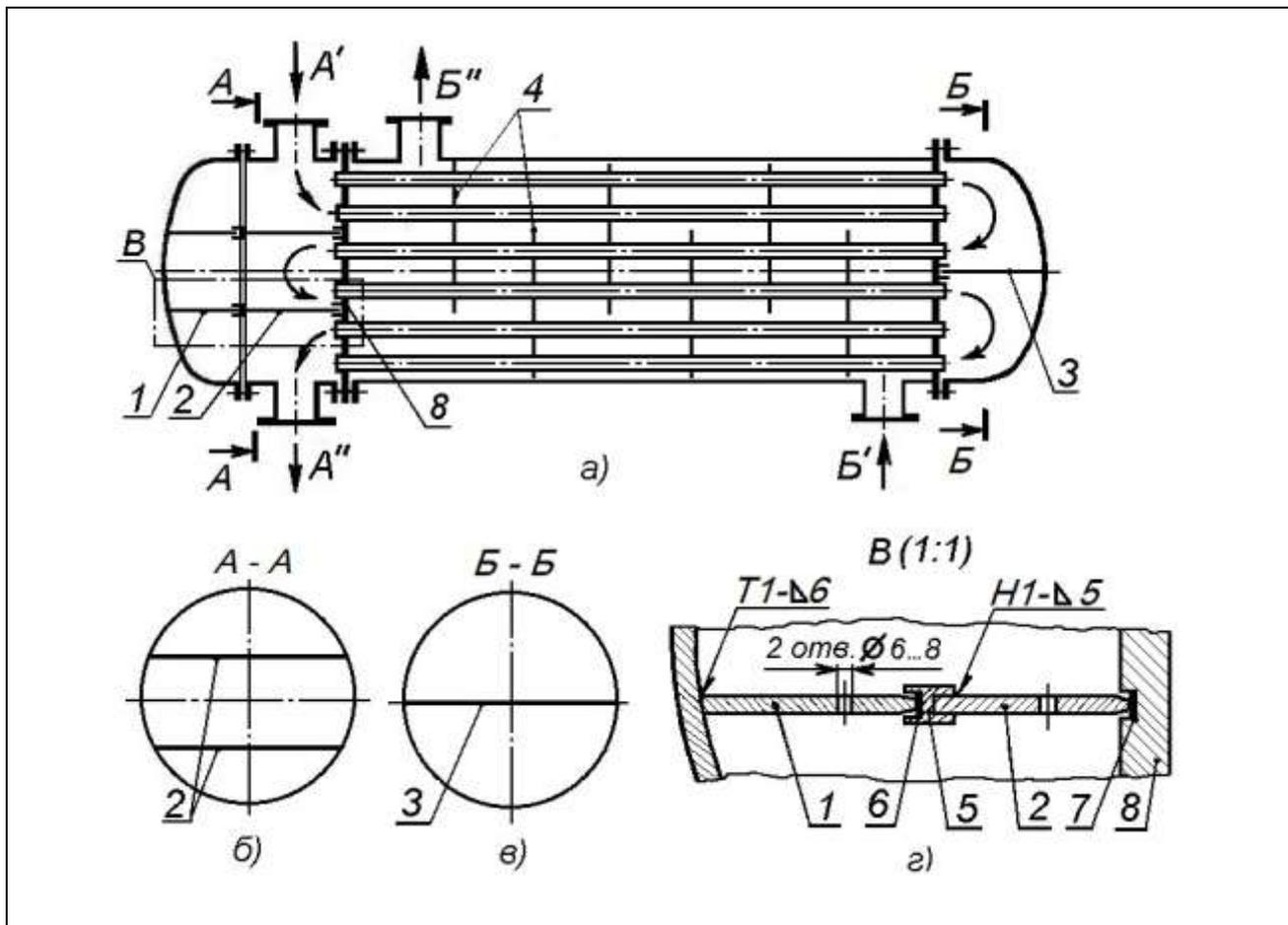


Рис. 6.10. Теплообменники с продольными хордовыми 1, 2, 3 и поперечными 4 перегородками: а) – общий вид; б), в) – схемы размещения хордовых продольных перегородок 1, 2 и 3 на крышках; з) – схема соединения продольных перегородок 1 и 2 методом сварки с крышкой и с прокладкой 7 с трубной решеткой 8

Хордовые (рис. 6.10) и радиальные (рис. 6.11) перегородки, в зависимости от числа ходов, располагают на одной или на обеих крышках теплообменника. При установке хордовых перегородок их общее число (Π) в аппарате должно быть на единицу меньше числа ходов (X), т.е. должно выполняться условие $\Pi = X - 1$. Следовательно, одноходовой теплообменник не будет иметь ни одной перегородки, а

четырёхходовый аппарат, схема которого представлена на рис. 6.10, имеет три продольные хордовые перегородки, из них две (1 и 2) располагаются на левой крышке, а одна (3) – на правой крышке аппарата. В стандартизованных теплообменниках число ходов не должно превышать шести, (т.е. не может иметь более пяти перегородок на двух крышках), поскольку чрезмерное увеличение скорости теплоносителя в трубах при большом числе перегородок приводит к резкому возрастанию гидравлического сопротивления теплоносителя в трубном пространстве аппарата, что в свою очередь потребует установки более мощного и дорогостоящего насоса для его перекачки.

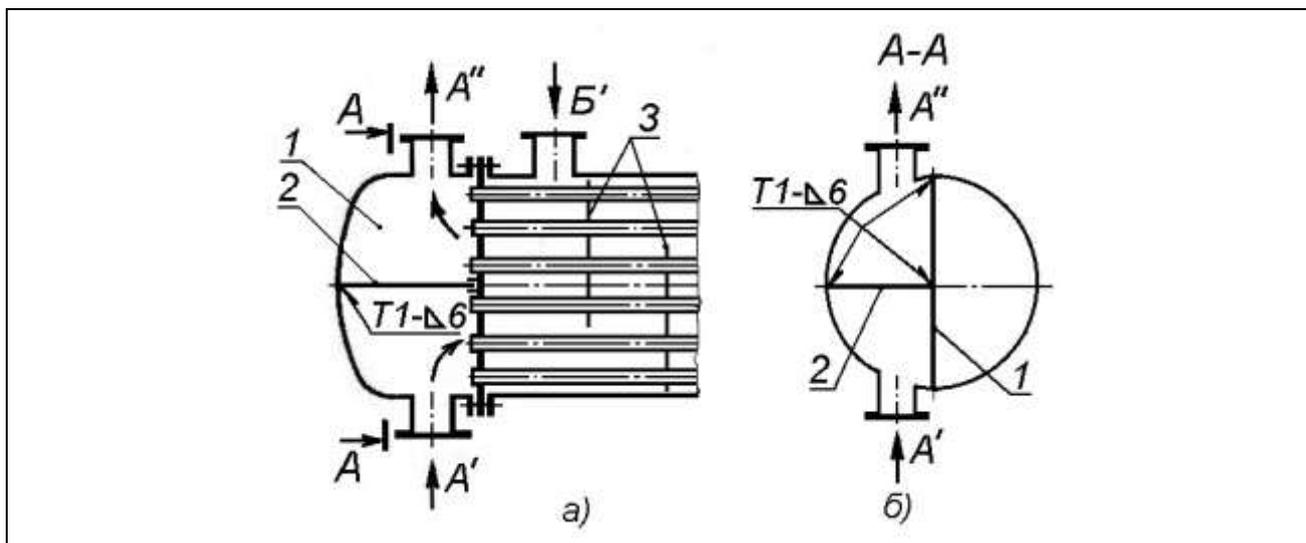


Рис. 6.11. Теплообменник с продольными радиальными перегородками 1 и 2 в трубном и поперечными перегородками 3 в межтрубном пространстве: а) – общий вид; б) – схема размещения и приварки радиальных перегородок 1 и 2 на левой крышке аппарата тавровым сварным швом Т1

В межтрубном пространстве теплообменников, как правило, размещают поперечные перегородки 4 (рис. 6.10, а), которые полезны в следующих отношениях. Во-первых, они обеспечивают поперечное омывание пучка труб с углом атаки, близким к 90° , а коэффициент теплоотдачи, как известно, при поперечном омывании труб выше, чем при продольном. Во-вторых, поперечные перегородки позволяют значительно увеличить скорость движения теплоносителя и способствуют улучшению эффективности теплоотдачи за счет турбулентного движения потока среды в межтрубном пространстве теплообменника. В-третьих, благодаря поперечным перегородкам исключаются застойные зоны в межтрубном пространстве аппарата,

т.е. полностью удастся использовать весь внутренний объем аппарата в процессе теплообмена между рабочими средами. В-четвертых, поперечные перегородки дополнительно поддерживают трубный пучок от прогиба и вибраций труб, что особенно важно в аппаратах большой длины.

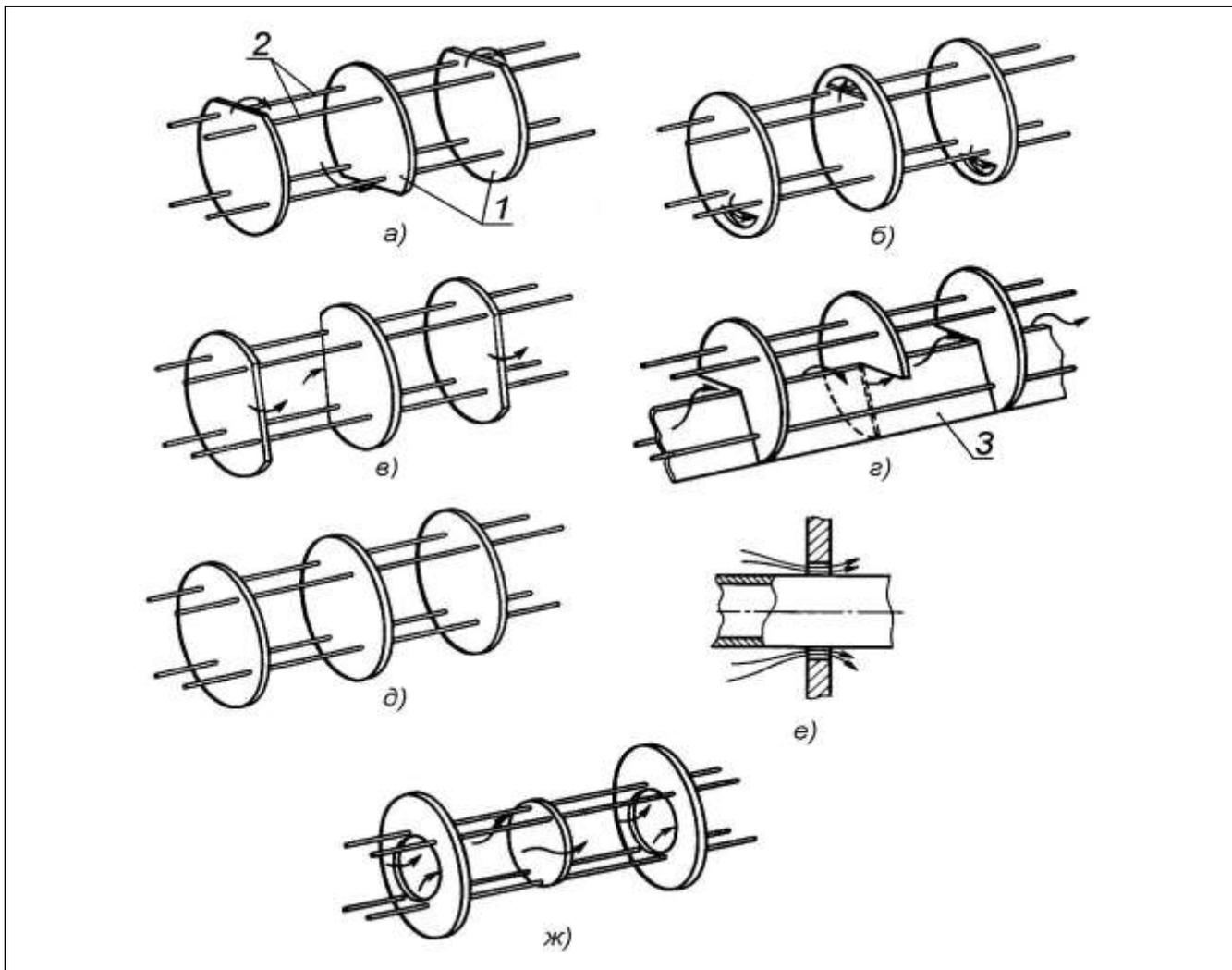


Рис. 6.12. Схемы размещения поперечных перегородок 1 со стяжками 2 в межтрубном пространстве теплообменников: а) – с сегментными горизонтальными вырезами и окнами (б) в верхней и нижней частях; в) – с сегментными вертикальными вырезами по бокам перегородок; г) – с продольной перегородкой 3 и секторным вырезом в нижней четверти аппарата; д) – сплошные; е) – щелевые с увеличенным зазором; ж) – чередующиеся кольцо – диск

Конструктивное исполнение поперечных перегородок может быть различным (рис. 6.12) в зависимости от назначения, расположения, марки теплообменника и ряда других факторов. В мировой и отечественной практике наиболее широко применяют

сегментные поперечные перегородки. При этом высоту сегмента выполняют примерно равной одной трети диаметра корпуса, а расстояние между ними – около половины диаметра корпуса.

Известны поперечные перегородки 1 с сегментными горизонтальными вырезами (рис. 6.12, *а*) и с сегментными окнами в верхней и нижней частях (рис. 6.12, *б*), стянутых в единый пакет с помощью резьбовых стяжек 2 с дистанционными трубками. В конденсаторах и дефлегматорах, с целью предотвращения возможности затопления нижних вырезов и окон перегородок сконденсировавшейся жидкостью, вырезы в перегородках размещают по бокам, справа и слева по ходу движения теплоносителя (рис. 6.12, *в*), когда конденсирующийся пар движется в межтрубном пространстве «змейкой». На рис. 6.12, *г*) приведена конструкция комбинированной перегородки, состоящей из продольной перегородки 3, высотой равной половине диаметра аппарата и поперечных перегородок с секторным вырезом в нижней четверти аппарата. Секторный вырез, по площади равный четверти круга, располагают в соседних перегородках в шахматном порядке. Благодаря такой схеме размещения перегородок теплоноситель в межтрубном пространстве совершает винтовое вращательное движение то по часовой стрелке, то против нее, обеспечивая интенсификацию теплообмена в аппарате.

Для чистых жидкостей, не образующих загрязнений на поверхности теплообмена труб в межтрубном пространстве, можно использовать сплошные (щелевые) перегородки (рис. 6.12, *д*), в которых поток теплоносителя в межтрубном пространстве дополнительно турбулизируется, проходя через узкую щель шириной 2 – 3 мм между стенкой трубы и отверстием в перегородке (рис. 6.12, *е*), что приводит к уменьшению толщины ламинарного пограничного слоя, и, как следствие, увеличению коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности труб.

Перегородки можно устанавливать также в виде чередующихся концентрических колец и дисков (рис. 6.12, *ж*), которые обеспечивают попеременное сжатие и расширение потока среды.

На рис. 6.13 представлена схема наиболее распространенного способа крепления поперечных перегородок на межтрубном пространстве с помощью резьбовых стяжек и дистанционных труб.

Этот метод является наиболее универсальным и находит применение в теплообменниках как неразборного исполнения жесткой (типа Н) и полужесткой (типа К) конструкций, так и в разборных

аппаратах нежесткой конструкции (типов П, У и с сальниковым уплотнением). Основным скрепляющим элементом конструкции здесь являются стяжки 5, выполненные в виде удлиненных шпилек из круглого проката с резьбой М14 ... М16 на концах. Количество стяжек принимается в количестве от 4 до 10 в зависимости от диаметра аппарата и числа поперечных перегородок. Левым концом стяжки вворачиваются в резьбовые отверстия на трубной решетке 2, на которые при сборке аппарата поочередно нанизывают распорные дистанционные трубы 6, поддерживающие требуемое расстояние между перегородками и поочередно сами перегородки, которые стягиваются в единый пакет вместе с трубным пучком с помощью гаек 7 с контргайками на правом конце стяжек для предотвращения их самосвинчивания. Дистанционные трубы 6 выполнены из отрезков труб с диаметром, равным диаметру d_T теплообменных труб 3.

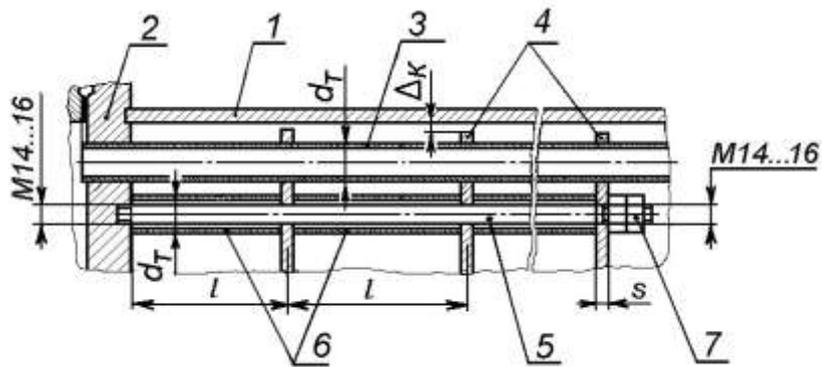


Рис. 6.13. Схема крепления поперечных перегородок 4 в межтрубном пространстве теплообменника с помощью резьбовых стяжек 5 с дистанционными трубами 6 и гайками 7

Толщина перегородки s обычно составляет 4 ... 12 мм в зависимости от диаметра аппарата; расстояние между перегородками l принимают в пределах от 200 мм до $50d_T$ (здесь d_T – наружный диаметр труб). Увеличенное расстояние между перегородками (800 ... 1000 мм) назначают в случаях подачи в межтрубное пространство теплообменника конденсирующихся продуктов, например, острого водяного пара, когда скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве практически не влияет на коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара.

Эффективность поперечных перегородок в значительной степени снижается от наличия неплотностей между перегородкой 4 и стенкой корпуса 1 теплообменника. Поэтому зазор между внутренней стенкой

корпуса и перегородкой Δ_k не должен превышать 2 ... 3 мм, а диаметральный зазор между теплообменными трубами 3 и отверстием перегородки – не более 1 ... 1,5 мм в соответствии с нормативными документами отрасли.

В ряде случаев в межтрубном пространстве теплообменников нежесткой конструкции с U-образными трубами устанавливают продольные перегородки 2 (рис. 6.14). Использование продольной перегородки в этом случае позволяет получить наиболее эффективную противоточную схему движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах с максимальной движущей силой процесса.

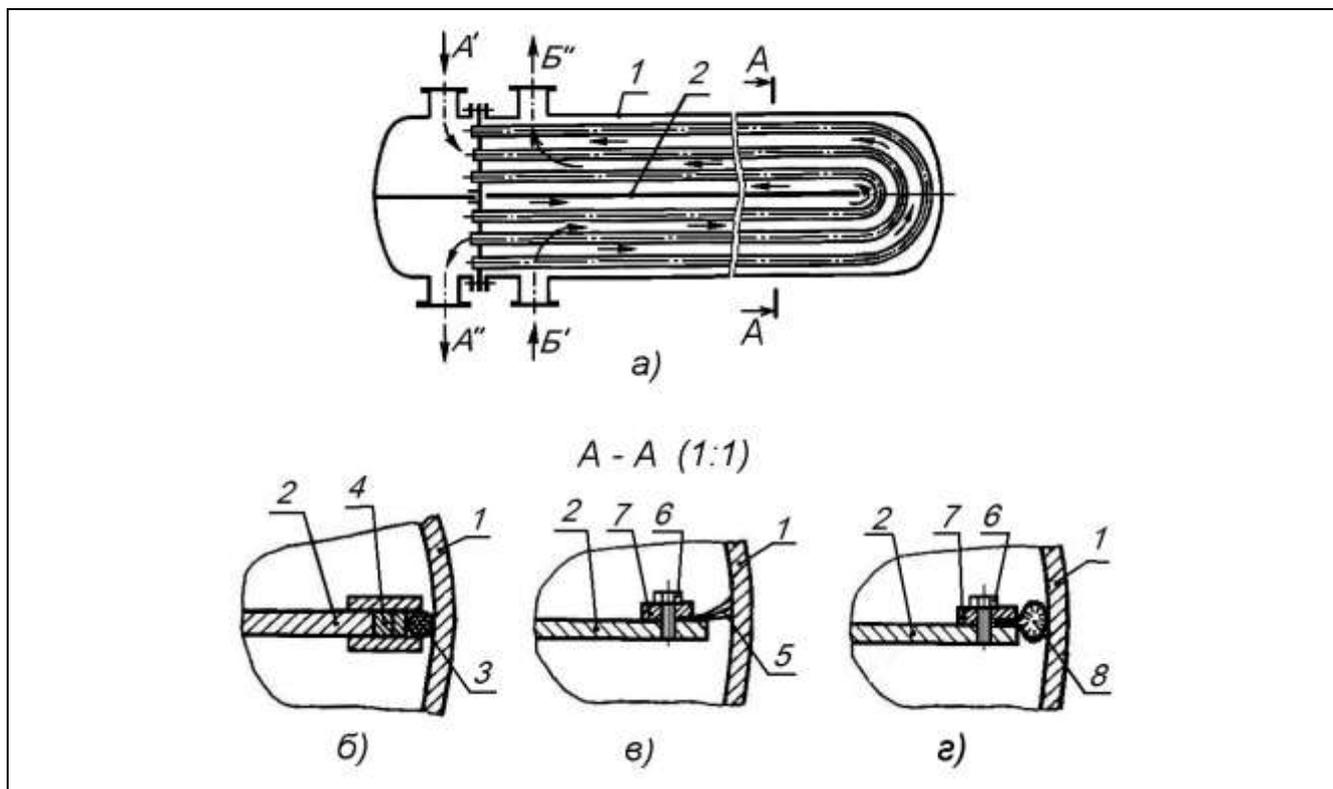


Рис. 6.14. Схемы уплотнения подвижной продольной перегородки 2 в корпусе 1 теплообменника с U-образными трубами: а) – общий вид; б) – с помощью асбестового шнура 3 и распорного устройства 4; в) – с пакетом изогнутых упругих пластин 5, стянутых болтами 6; г) – со сложенной вдвое прокладкой 8 с металлической «шерстью» внутри

Трубный пучок в аппаратах данного типа является разборным и должен допускать возможности его извлечения из корпуса вместе с продольной перегородкой, поэтому следует предусмотреть уплотнение образующегося зазора между корпусом 1 и перегородкой 2. Для этой цели можно использовать прорезиненный асбестовый шнур 3 (рис. 6.14, а), уложенный в продольном пазу перегородки 2 с

распорным устройством 4 для плотного поджатия уплотнения к корпусу 1.

Более удобным и компактным является уплотнение зазора с помощью пакета гибких металлических пластин 5 (рис. 6.14, б), поджатых к перегородке 2 с помощью прижимной планки 7 с болтами б; достаточно плотное и подвижное соединение узла обеспечивает конструкция, в которой для уплотнения зазора используется сложенная вдвое прокладка 8 с металлической «шерстью» внутри (рис. 6.14, в), прижатая к перегородке металлической планкой 7 болтами б.

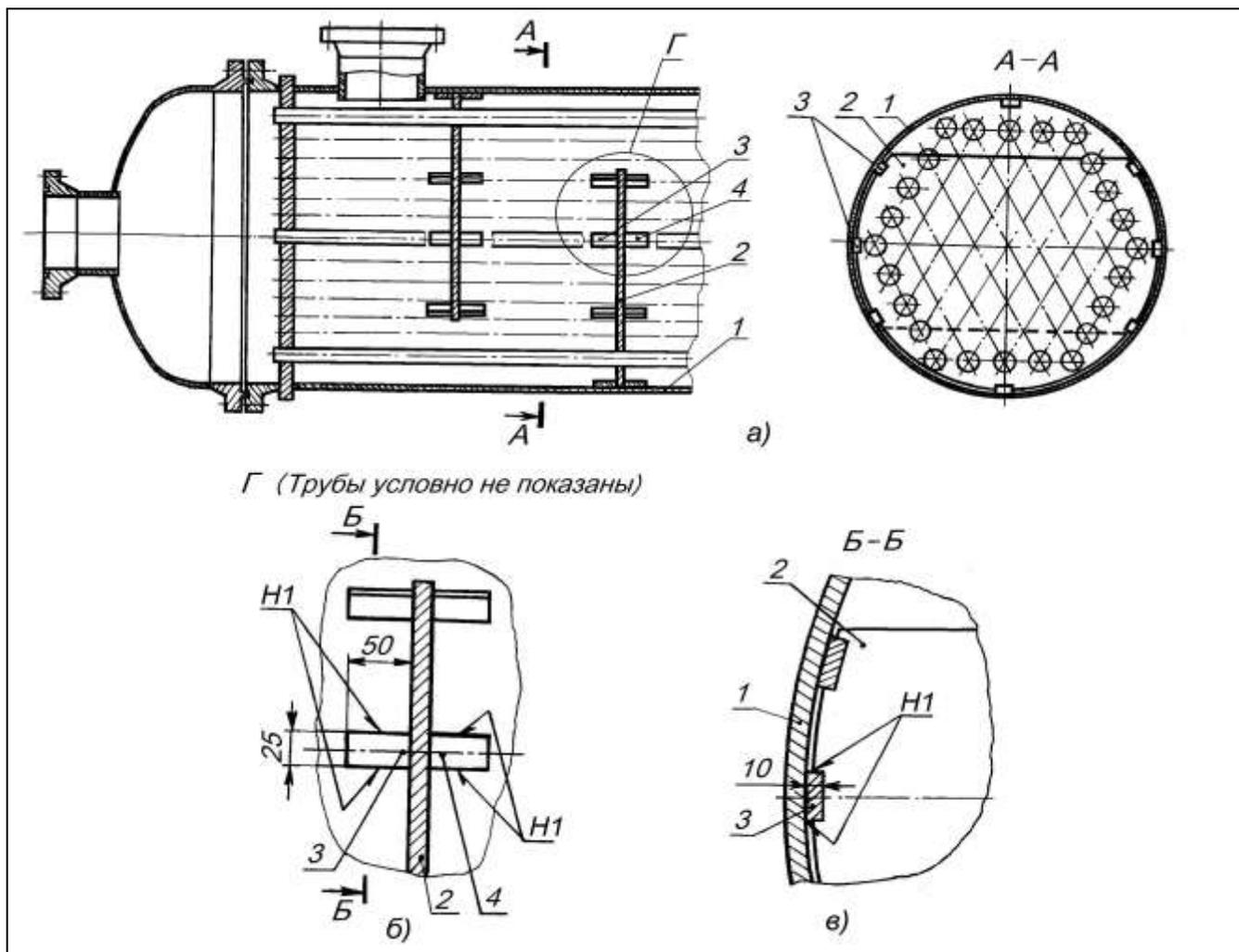


Рис. 6.15. Схема крепления поперечных перегородок 2 к корпусу 1 с помощью приварных накладных пластин 3 и 4: а) – общий вид; б), в) – схемы приварки накладных пластин 3 и 4 к корпусу 1 аппарата нахлесточным сварным швом Н1

В теплообменниках жесткой (тип Н) и полужесткой (тип К) конструкций, трубные пучки которых являются неразборными, т.е. не извлекаются из корпуса, довольно распространенным является способ

крепления поперечных перегородок в межтрубном пространстве с помощью приварных накладных пластин 3 и 4 (рис. 6.15).

Последние, в отличие от известного метода крепления перегородок к трубным решеткам с помощью резьбовых стяжек 5 с дистанционными трубами 6 (рис. 6.13), менее металлоемки, поэтому проще и дешевле в изготовлении и монтаже.

6.4. Отбойники для защиты труб в теплообменниках

Для защиты теплообменных труб от абразивного и эрозионного износа и вибрации под действием высокоскоростного потока теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников напротив входного штуцера устанавливают отбойники (рис. 6.16, 6.17). Отбойники выполняют в виде плоских пластин прямоугольной (рис. 6.16, *a*), 6.17, *б*), квадратной (рис. 6.16, *б*), или круглой (рис. 6.17, *a*) форм, с толщиной от 3 до 5 мм, обычно из того же материала, что и корпус аппарата.

С целью надежной защиты труб в зоне входа теплоносителя поперечный размер отбойника в плане D_1 должен быть больше внутреннего диаметра D входного штуцера на 10 ... 20 мм, т.е. должно выполняться условие: $D_1 = D + (10 \dots 20)$ мм.

Для того, чтобы отбойник не создавал излишнего гидравлического сопротивления на линии подачи теплоносителя, расстояние h от внутреннего среза штуцера (или от внутренней поверхности корпуса) до отбойника должно выбираться таким образом, чтобы площадь прохода для распределения теплоносителя между отбойником и корпусом получилась не меньше, чем внутренняя площадь входного отверстия штуцера, что обеспечивается при выполнении условия: $h \geq 0,25 D$. Однако, не рекомендуется чрезмерное увеличение зазора h , поскольку из-за установки отбойника не удастся размещать крайние верхние ряды пучка труб, что может привести к заметному снижению их числа и, соответственно, к уменьшению поверхности теплообмена в аппарате.

Отбойники чаще всего приваривают к конструктивным элементам теплообменника (рис. 6.16, 6.17, *б*), или крепят резьбовыми хомутами к теплообменным трубам (рис. 6.17, *a*). Приваривать отбойники к теплообменным трубам не рекомендуется, поскольку это может привести к прожогу стенок труб при их сварке и смешению теплоносителей в аппарате. Расстояние b от отбойника 1 до первой поперечной перегородки 5 теплообменника (рис. 6.17, *a*) должно быть

не менее 100 мм, для обеспечения беспрепятственного распределения входящего потока в межтрубном пространстве аппарата.

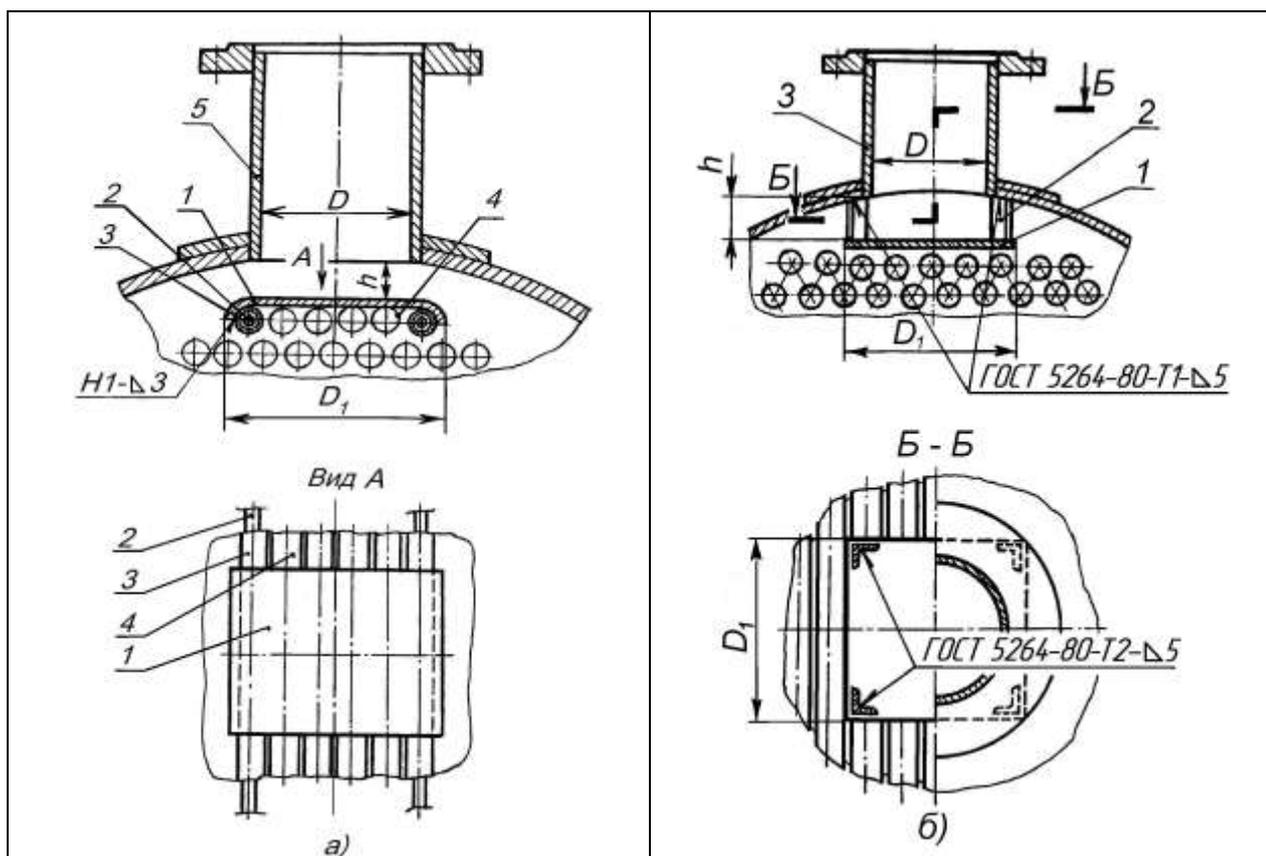


Рис. 6.16. Схемы крепления отбойников 1 в теплообменнике: а) – приваркой к дистанционным трубам 3 со стяжками 2; б) – приваркой к корпусу с помощью четырех лап-стоек 2 из отрезков уголков

На рис. 6.16, а) представлена наиболее распространенная схема крепления отбойника 1 прямоугольной формы к двум дистанционным трубкам 3, надетым на стяжки 2 с помощью прерывистого нахлесточного сварного шва Н1, выдерживая при этом линейный размер отбойника D_1 и зазор h между ним и внутренним торцом штуцера 5.

На рис. 6.16, б) приведена конструкция сварного отбойника 1 квадратной формы, состоящего из приваренных к нему четырех стоек-лап 2 из отрезков равносторонних уголков длиной $h \geq 0,25 D$. При сборке теплообменника перед установкой пучка труб в трубных решетках, все стойки отбойника привариваются к внутренней стенке корпуса четырьмя тавровыми сварными швами Т1, обеспечивая жесткость конструкции и надежную защиту труб от износа и вибраций под действием входящего в аппарат потока теплоносителя.

Вариант крепления отбойника 1 круглой или квадратной формы к крайнему ряду теплообменных труб 4 с помощью изогнутых шпилек-хомутов 2 с гайками 3 показан на рис. 6.17, а). Шпильки в данной конструкции, как и в предыдущих двух вариантах (рис. 6.16) отбойников, не вызывают повреждения теплообменных труб, однако не в полной мере обеспечивают защиту труб от воспринимаемой отбойником вибрации в зоне входа и распределения теплоносителя.

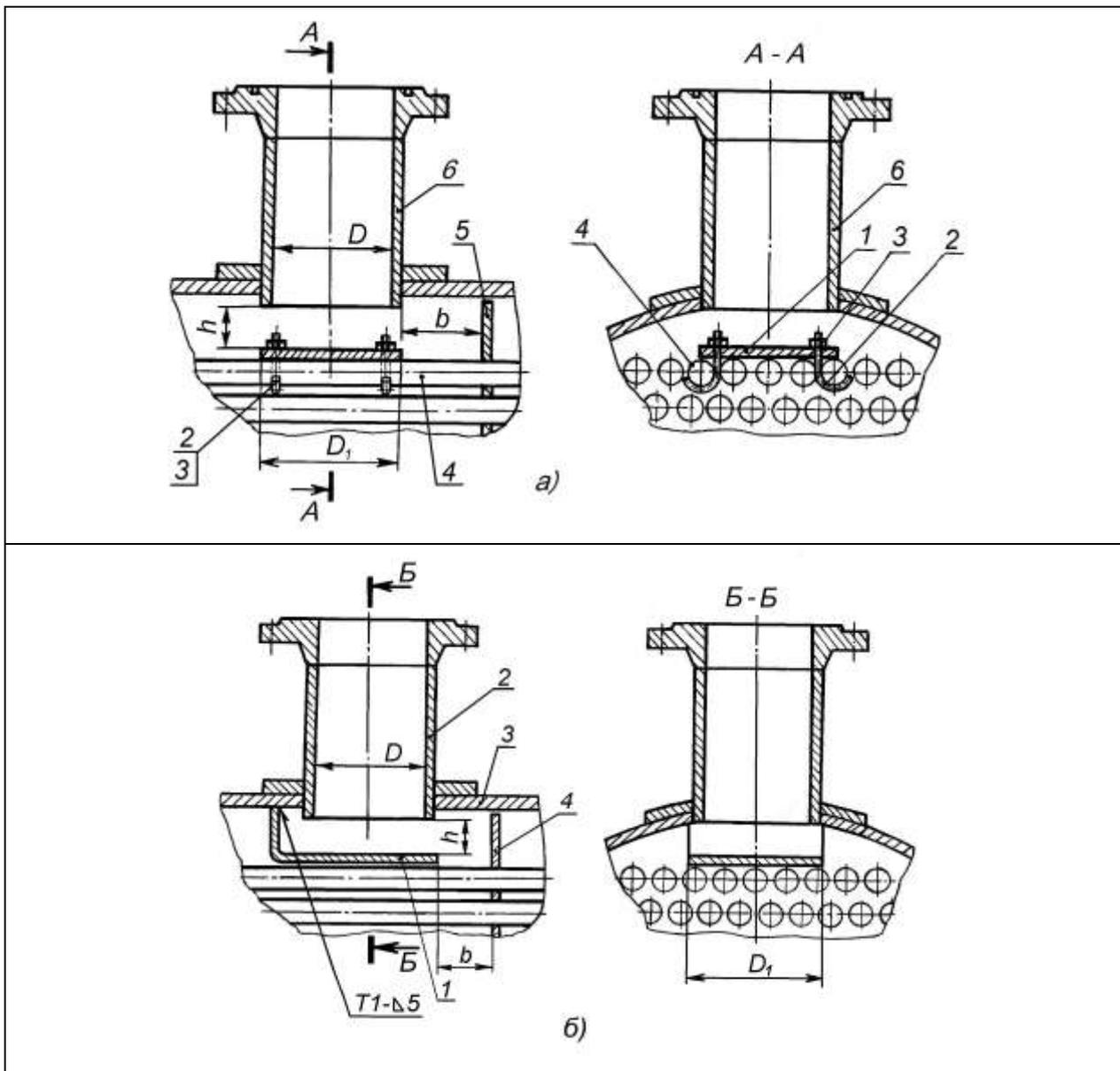


Рис. 6.17. Схемы крепления отбойников 1: а) – к теплообменным трубам 4 с помощью изогнутых шпилек-хомутов 2 с гайками 3; б) – методом приварки к корпусу 3 тавровым швом Т1

Наиболее простую и компактную конструкцию имеет изогнутый под прямым углом отбойник 1 (рис. 6.17, б), который приваривается одним концом к внутренней стенке корпуса 3 односторонним

тавровым сварным швом Т1. Наличие прямоугольного изгиба на отбойнике обеспечивает дополнительную жесткость конструкции, что надежно защищает трубы от вибрации и местного износа под действием подаваемого в аппарат теплоносителя.

6.5. Устройства для контроля и регулирования технологических параметров теплообменника

Для эффективной работы теплообменных аппаратов в заданном диапазоне рабочих параметров и с полным использованием внутреннего объема и поверхности теплообмена следует обеспечить полное заполнение трубного и межтрубного пространств теплоносителями без образования в них воздушных подушек и пробок. С этой целью в конструкции теплообменников предусматривают специальные штуцера и патрубки для выпуска воздуха при пуске аппарата в эксплуатацию и устройства для полного опорожнения аппарата от рабочих сред при остановке на осмотр и ремонт. Полное опорожнение трубного и межтрубного пространств теплообменных аппаратов, кроме того направлено на создание безопасных условий работы обслуживающего и ремонтного персонала за счет сокращения и исключения непосредственного контакта персонала и окружающей среды с вредными и опасными продуктами, используемыми в современных химических производствах.

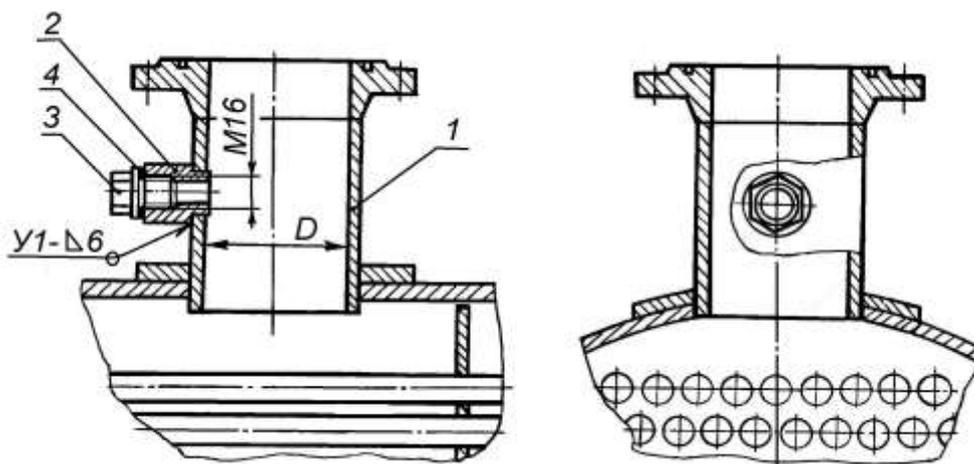


Рис. 6.18. Штуцер с пробкой для спуска воздуха (воздушник) из межтрубного пространства горизонтального теплообменника: 1 – патрубок с фланцем; 2 – приварная бобышка с метрической резьбой М16; 3 – пробка; 4 – прокладка

Наиболее простую и распространенную конструкцию для выпуска воздуха (воздушник) из трубного и межтрубного пространств горизонтальных теплообменных аппаратов имеет штуцер (рис. 6.18), состоящий из бобышки 2 с внутренней метрической (M16 ... M24) или трубной резьбой (G 3/4' – G 1'), привариваемой угловым замкнутым сварным швом (У1) непосредственно на стенку патрубка 1 подвода или отвода теплоносителей.

В рабочем состоянии на штуцер вворачивают резьбовую пробку 3 с шестигранной головкой под ключ, уплотняемой прокладкой 4 из паронита марок ПОН-2 (общего назначения) или ПМБ-2 (маслобензостойкий). Стравливание воздуха из трубного пространства аппарата через такой штуцер производится как при пуске аппарата после осмотра и ремонта, так и при заполнении водой при проведении гидравлического испытания перед началом эксплуатации, а также для полного опорожнения от рабочих сред внутреннего объема перед пропаркой водяным паром и освобождения от воды после проведения гидроиспытания. Во время эксплуатации аппарата воздушники используют для размещения в них стандартных резьбовых наконечников приборов и датчиков для контроля и регулирования давления и температуры теплоносителей на входе и выходе в трубное пространство теплообменного аппарата.

На рис. 6.19 приведены типовые конструкции штуцеров (спускников), обеспечивающих полное опорожнение межтрубного пространства вертикальных теплообменников от жидких теплоносителей. На схеме, представленной на рис. 6.19, а), истечение жидкого теплоносителя производится через горизонтальное радиальное отверстие, просверленное на нижней трубной решетке 1 с диаметром 8 ... 12 мм, закрытое в рабочем положении пробкой 2 с метрической резьбой M12 ... M16 и прокладкой 3, а изнутри соединяется с внутренней полостью межтрубного пространства аппарата через вертикально просверленное в трубной решетке разгрузочное отверстие.

Аналогичное отверстие с такой же резьбовой пробкой размещают и на верхней трубной решетке вертикальных теплообменных аппаратов, которое служит в качестве воздушника для стравливания воздуха из межтрубного пространства при пуске аппарата в эксплуатацию и заполнении аппарата водой при проведении гидроиспытания.

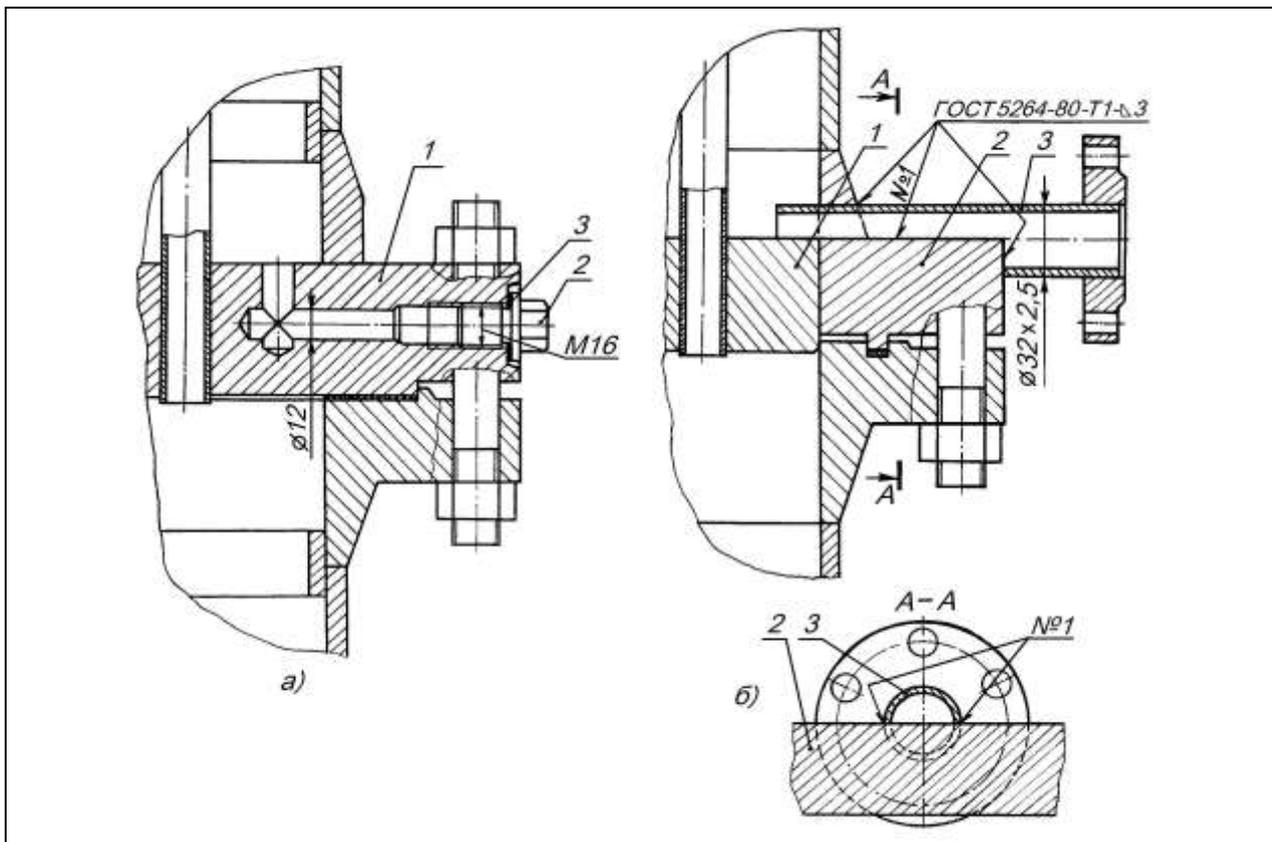


Рис. 6.19. Схемы штуцеров на нижней трубной решетке 1 для спуска жидкости из межтрубного пространства вертикальных теплообменников: а) – с метрической резьбой М16 и пробкой 2 с прокладкой 3; б) – с приваренным к трубной решетке патрубком 3 с плоским фланцем

В вертикальных теплообменниках большого размера с диаметром корпуса более 1000 мм (рис. 6.19, б), для полного опорожнения межтрубного пространства от жидких теплоносителей перед остановкой на ремонт и осмотр, между двумя соседними шпильками, к нижней составной трубной решетке 1 с фланцем 2 к корпусу аппарата сплошным тавровым сварным швом (Т1) приваривают спускной патрубок 3 с прямоугольным вырезом на трубе и стандартным фланцем на выходе с условным диаметром D_y от 25 до 50 мм. В рабочем положении спускной патрубок закрывают специальной заглушкой такого же диаметра и стягивают шпильками и уплотнительными прокладки с двух сторон. При опорожнении аппарата к фланцу спускного патрубка 3 через вентиль или задвижку присоединяют разгрузочный трубопровод, соединенный со специальной емкостью для сбора теплоносителя из теплообменника.

Аналогично конструкции воздушника с резьбовой пробкой на трубной решетке (рис. 6.19, а), для стравливания воздуха из межтрубного пространства вертикальных теплообменников при пуске

аппарата в эксплуатацию и перед проведением гидроиспытания, к верхней трубной решетке приваривают патрубок с фланцем – воздушник с таким же условным диаметром, что и представленный на рис. 6.19, б) спускник для жидкости 3 на нижней трубной решетке.

6.6. Поворотно-удерживающие устройства в теплообменниках

Поворотно-удерживающие и откидные устройства служат для облегчения операций сборки и разборки теплообменных аппаратов при проведении монтажных и ремонтно-профилактических работ. Конструкция и размеры поворотно-удерживающих устройств зависят от назначения, пространственного исполнения (горизонтальный, вертикальный), геометрических размеров и массы демонтируемых элементов и самого теплообменного аппарата.

Для удержания в открытом положении крышек и распределительных камер горизонтальных теплообменных аппаратов небольшого диаметра ($D = 400 - 800$ мм) наиболее часто применяют компактные шарнирные поворотно-удерживающие и поворотноткидные устройства (рис. 6.20, 6.21).

На рис. 6.20 представлен общий вид шарнирного поворотноткидного устройства для удержания в открытом положении плоской крышки 1 распределительной камеры 2 горизонтального теплообменного аппарата диаметром 600 мм.

Шарнирное поворотное устройство состоит из двух пар ушек 3 и 4, изготовленных методом фрезерования из поковки из углеродистых сталей обыкновенного качества марок Ст3 или ВСт3сп5. Ушки 3 и 4 приваривают попарно тавровым сварным швом Т1 к фланцам крышки 1 и распределительной камеры 2 аппарата. Ось шарнира 5 изготавливают точением из более прочной и твердой конструкционной стали марки не ниже 40 и фиксируют в рабочем положении шайбой 6 и шплинтом 7 от самопроизвольного извлечения из отверстий ушек. Смазку трущихся пар шарнирного поворотного устройства производят периодически, консистентной смазкой марок ЦИАТИМ, литол и др., обычно перед началом ремонтных работ.

Для удобства открывания и закрывания крышек теплообменника на них приваривают тавровым швом (Т1) одну или две скобы-ручки 8 из гнутого круглого проката с диаметром 12 – 20 мм. Такие конструкции шарнирных поворотноткидных устройств применяют также на крышках люков горизонтальных и вертикальных колонных

аппаратов и емкостей, для удобства эксплуатации которых снаружи аппарата размещают обслуживающие площадки с лестничными переходами и осветительными приборами, обычно взрывобезопасного исполнения.

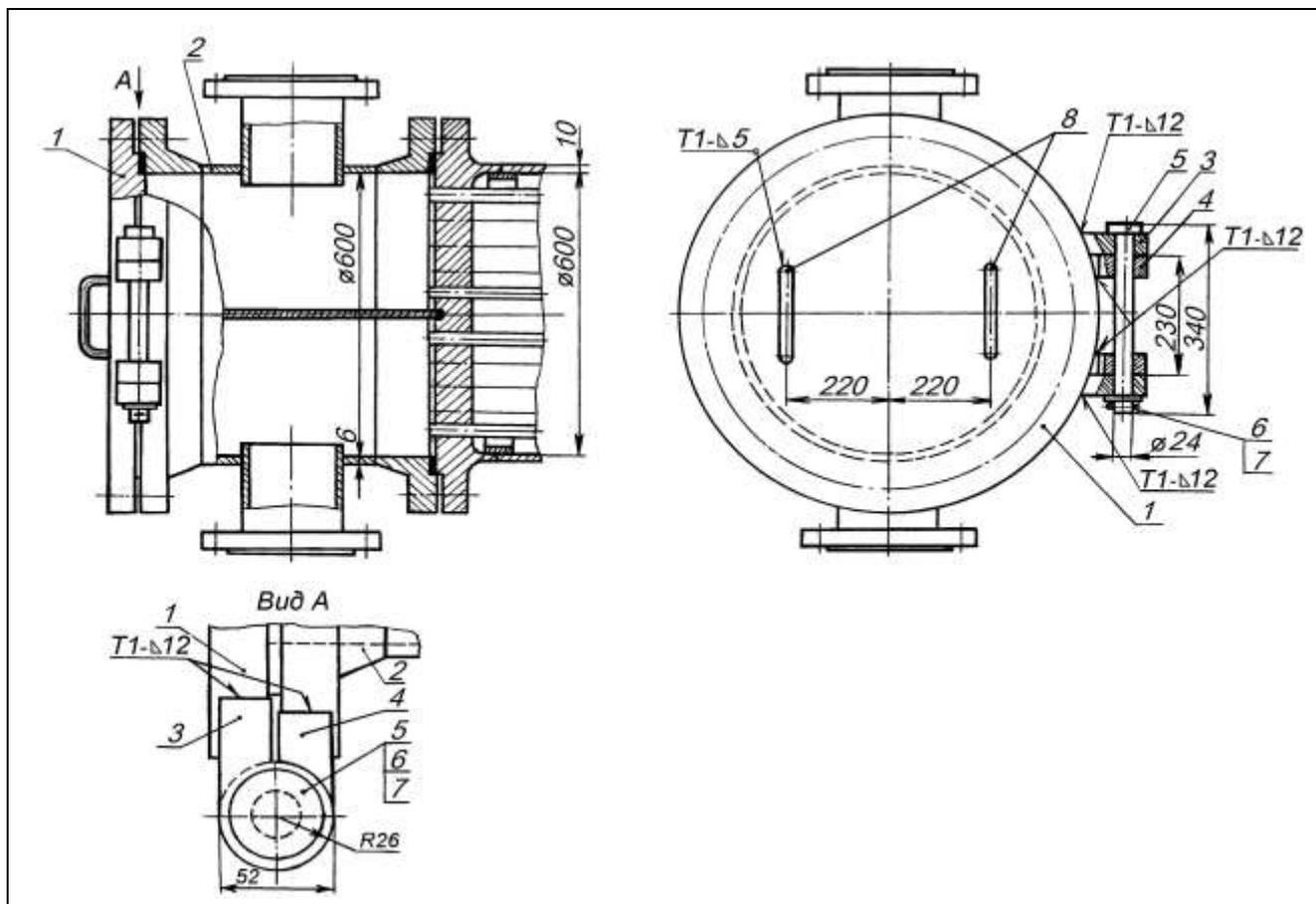


Рис. 6.20. Шарнирное поворотно-откидное устройство для удержания крышки 1 горизонтального теплообменника: 2 – распределительная камера; 3, 4 – ушки шарнира; 5 – ось шарнира; 6 – шайба; 7 – шплинт; 8 – скобы-ручки

В горизонтальных теплообменниках большого диаметра (свыше 800 мм) для удержания крышек аппарата в открытом положении используют поворотно-удерживающие устройства. На рис. 6.21 представлена схема такого устройства, установленного на неподвижной распределительной камере 2 горизонтального теплообменника. Основным несущим элементом устройства является изогнутый под прямым углом кронштейн 3, изготовленный из круглого проката диаметром 60 мм из качественной конструкционной стали марки не ниже 25. Кронштейн устанавливается в двух отверстиях гнутой пластины 4, приваренной к цилиндрической обечайке распределительной камеры 2 и удерживается на

приваренном к кронштейну упорном кольце 5, дополнительно фиксированном в рабочем положении с помощью шайбы 6 со шплинтом 7. Открываемая крышка подвешивается за сварное ушко 9 с помощью грузового крюка 8 с метрической резьбой М16 и гайки 10 с контргайкой 11, которые позволяют обеспечить соосность фланцевых разъемов крышки и распределительной камеры аппарата.

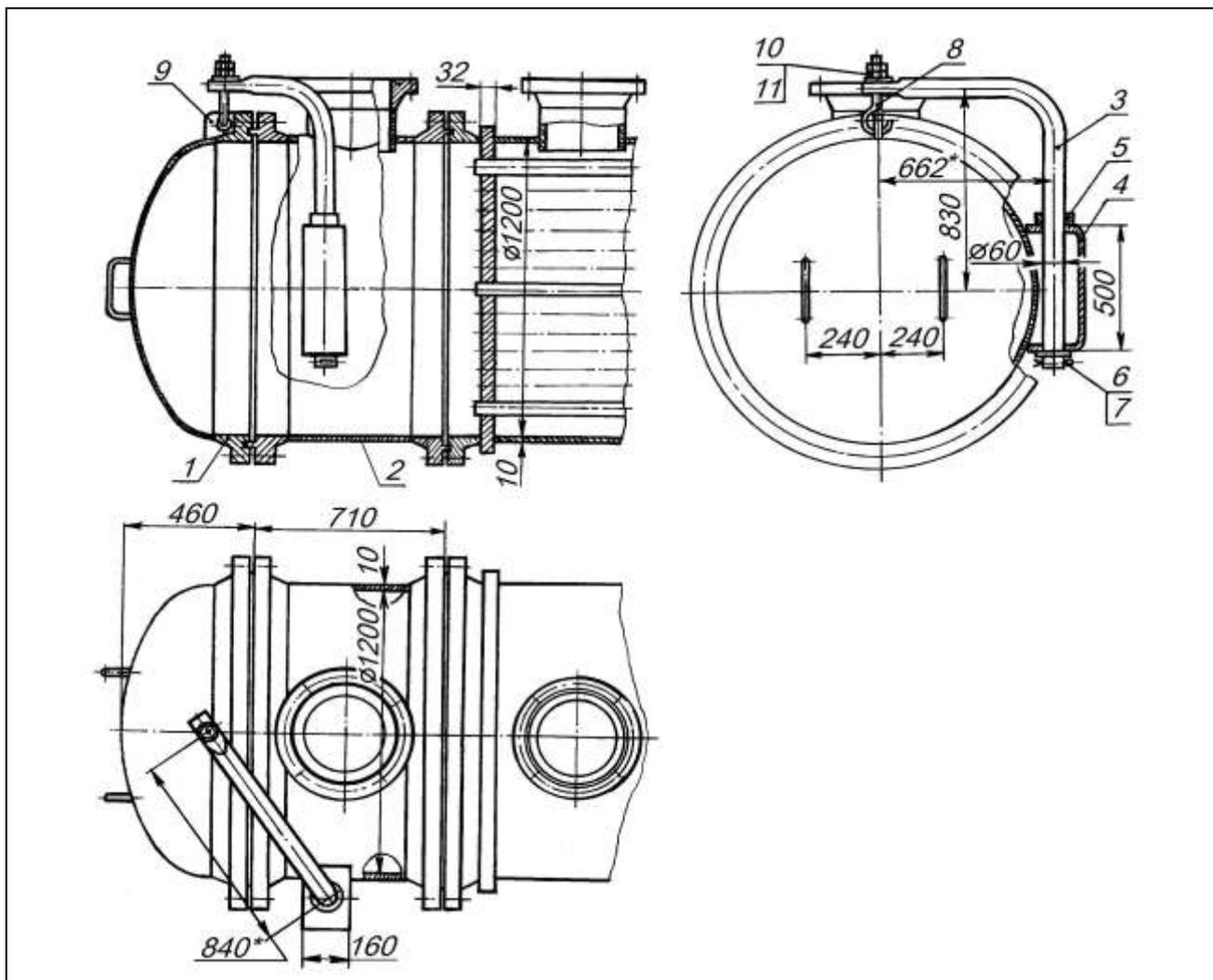


Рис. 6.21. Поворотно-удерживающее устройство для крышки 1 распределительной камеры 2 горизонтального теплообменника: 3 – кронштейн; 4 – изогнутая пластина для установки кронштейна; 5 – опорное кольцо; 6 – шайба; 7 – шплинт; 8 – крюк с резьбой М16; 9 – ушко; 10 – гайка; 11 – контргайка

Поскольку теплообменные аппараты, как правило, выполняют с двумя разъемными крышками на фланцах, расположенными на двух концах аппарата, крышки снабжаются также двумя симметричными поворотно-удерживающими или откидными устройствами обычно правого и левого исполнения.

Для съема и установки распределительной камеры, которая имеет большие габариты и массу, чем крышки, над теплообменным аппаратом устанавливают дополнительные грузоподъемные устройства, например, электротельфер или козловой кран.

6.7. Устройства для строповки теплообменников

Подъем и перемещение теплообменных аппаратов при монтаже и демонтаже осуществляется различными подъемно-транспортными средствами путем строповки их с помощью канатов, цепей, траверс. В ряде случаев подъем и перемещение горизонтальных теплообменников небольшой массы и габаритов может осуществляться без применения строповых устройств, путем непосредственного обхвата их корпусов двумя канатами или цепями. Однако для обеспечения надежности и безопасности строповки теплообменников в их конструкции следует предусмотреть специальные строповые устройства, за которые аппарат подвешивают к грузозахватному устройству подъемно-транспортного механизма.

Для строповки горизонтальных и вертикальных теплообменных аппаратов наиболее часто используют сварные крюки (рис. 6.22, *а*), ушки (рис. 6.22, *б*) и цапфы из стандартных труб (рис. 6.23, *а*, *б*), изготовленные из стали ВСтЗсп5, которые размещают на цилиндрическом корпусе аппарата в количестве двух, трех или четырех штук в зависимости от их размеров и массы.

Ушки могут быть установлены также на крышках и распределительных камерах теплообменных аппаратов (рис. 6.23, *б*) в количестве от одного до трех штук в зависимости от их размеров и массы. В таком случае ушки могут быть использованы только для подъема, монтажа и демонтажа крышек и распределительных камер, не допускается их использование для строповки всего теплообменного аппарата в целом.

Выбор вида, размеров и количества строповых устройств зависит от схемы расположения аппарата в пространстве, (горизонтальная, вертикальная), геометрических размеров и веса поднимаемого аппарата. Строповые устройства для стальных аппаратов расчетом не проверяются, а выбирают стандартные по ГОСТ 13716–73 четырех типов в двух исполнениях, по грузоподъемности Q , которая принимается равной нагрузке, приходящей на одно строповое устройство. При определении грузоподъемности стропового устройства учитывают одновременно вес поднимаемого аппарата, вес

строповых устройств и оттяжек, прикрепленных к грузу, а также динамического воздействия (вертикального), равного 10% от веса поднимаемого груза.

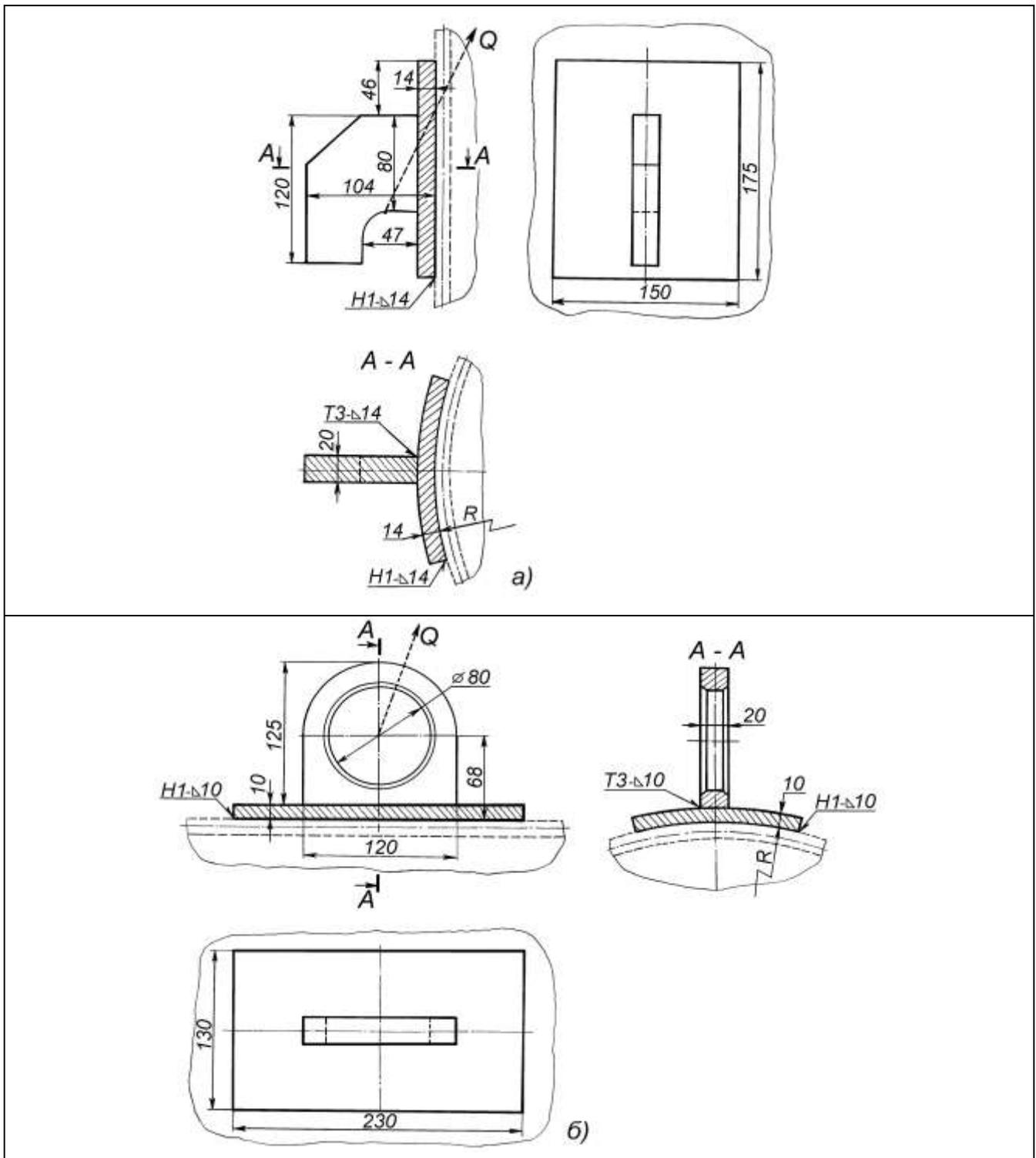


Рис. 6.22. Схемы и геометрические размеры строповых устройств (исполнение 1) грузоподъемностью $Q = 40$ кН (4 т) для строповки теплообменных аппаратов: а) – тип 1 (сварной крюк) для вертикальных аппаратов; б) – тип 3 (ушко) для горизонтальных аппаратов;

Крюки (рис. 6.22, а) предпочтительны для строповки вертикальных аппаратов с нагрузкой на один строп $Q = 5 - 160$ кН (0,5 - 16 т), а ушки (рис. 6.22, б) и цапфы (рис. 6.23, а, б) – для строповки как горизонтальных, так и вертикальных аппаратов для значений $Q = 10 - 320$ кН (1 - 32 т).

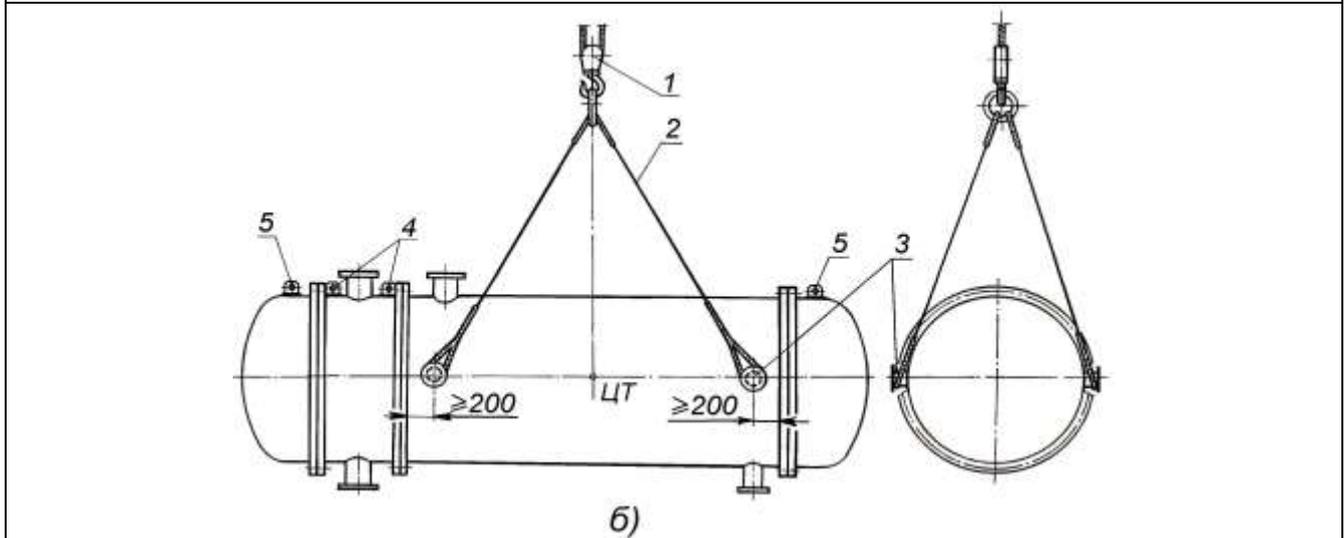
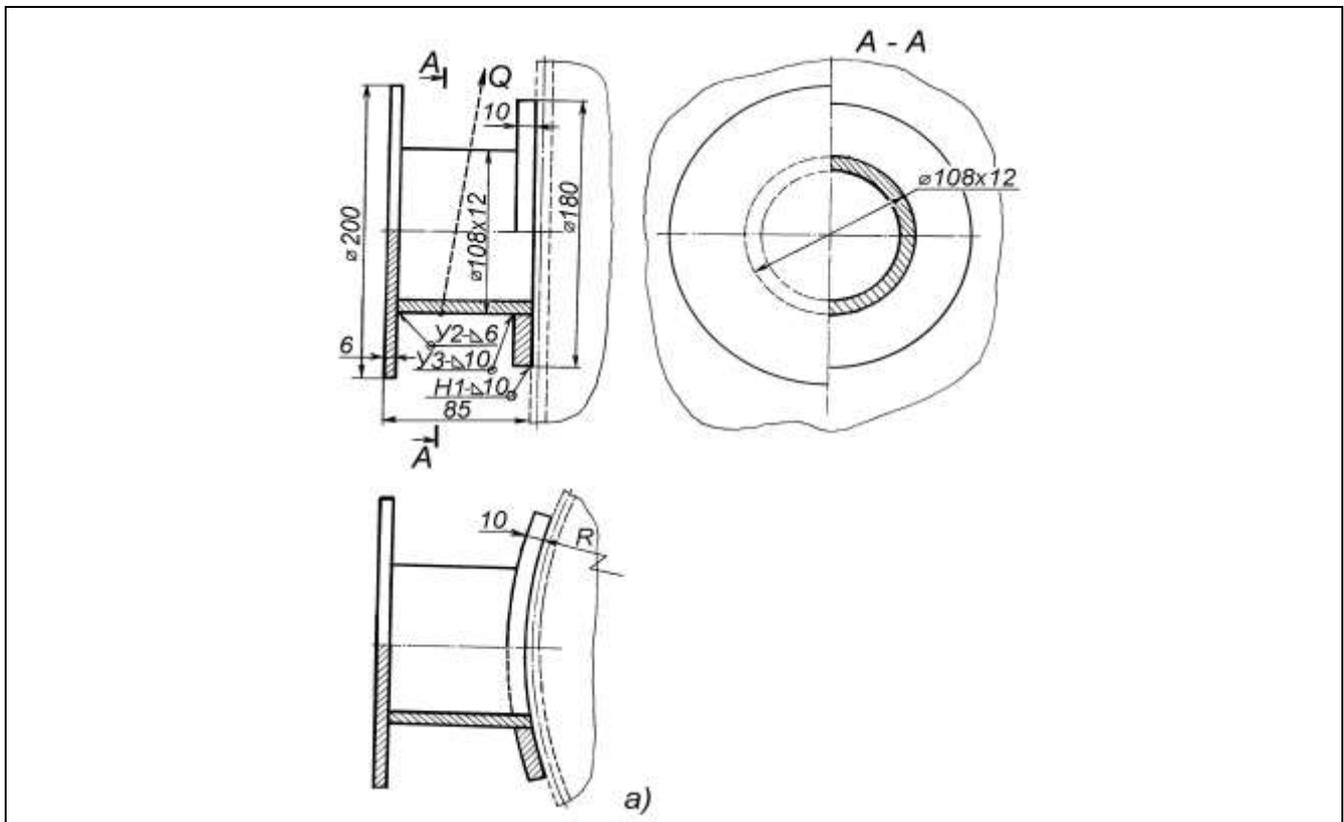


Рис. 6.23. Цапфа (исполнение 1) грузоподъемностью 40 кН (4 т) тип 4 (из стандартной трубы) для строповки горизонтальных и вертикальных аппаратов; а) – общий вид; б) – схема строповки горизонтального теплообменника с помощью четырех цапф 3 и четырехветвевевого стропа 2: 1 – крюк грузоподъемного механизма; 4, 5 ушки для строповки распределительной камеры и крышек; ЦТ – центр тяжести аппарата

Для строповки вертикальных аппаратов весом свыше 320 кН (32 т) используют монтажные штуцера, нормализованные для значений $Q = 320 - 2500$ кН (32 – 250 т), а также удлиненные монтажные штуцера для значений $Q = 200 - 1000$ кН (20 – 100 т) [10, с. 628].

Для обеспечения надежной и безопасной работы строповых устройств, их несущие элементы – крюки, ушки и трубы (рис. 6.22, а, б и 6.23, а), с которыми контактируют канат или цепь грузоподъемного механизма, приваривают к подкладной пластине прямоугольной или круглой формы сплошным тавровым (ТЗ) или угловым сварным швом (УЗ) с обязательной обработкой кромок под сварку, с катетом, равным минимальной толщине привариваемых элементов, а подкладную пластину с несущим элементом приваривают к корпусу аппарата сплошным замкнутым нахлесточным сварным швом (Н1), с катетом, равным толщине подкладной пластины. Допускается приварка крюков и ушков к корпусу без подкладных пластин, если толщина стенки корпуса не менее 0,7 толщины крюка или ушка.

При выборе мест размещения строповых устройств следует иметь в виду, что для крюков и ушков исполнения 1 нагрузка Q должна прикладываться только вдоль плоскости устройства, а для цапф и монтажных штуцеров действующая сила Q может отклоняться на угол до 15° от плоскости, перпендикулярной плоскости оси цапфы или штуцера.

Строповые устройства обязательно должны размещаться выше центра тяжести аппарата, а монтажные штуцера на вертикальных аппаратах – не менее чем на 1000 мм выше центра тяжести. Количество строповых устройств выбирают от двух до четырех, в зависимости от нагрузки на один строп и конкретной схемы строповки аппарата.

На горизонтальных аппаратах небольших габаритов и массы устанавливают два ушка вдоль верхней образующей корпуса. Цапфы для строповки горизонтальных аппаратов наиболее часто размещают в количестве 4 штук (рис. 6.23, б), симметрично по две с каждой стороны в диаметральном сечении корпуса аппарата, на расстоянии не менее 200 мм от концевых фланцев корпуса, которые при использовании четырехветвевго стропа 2 или траверсы обеспечивает наиболее надежную и устойчивую против качки схему строповки аппарата на крюке 1 грузоподъемного механизма.

Методика расчета обечаек и днищ в местах установки строповых устройств изложена в ГОСТ Р 52857.5.

6.8. Опоры теплообменников

Установка теплообменных аппаратов на фундаменты или специальные несущие конструкции производится с помощью опор. В зависимости от рабочего положения теплообменника различают опоры вертикальных и горизонтальных аппаратов.

Для установки вертикальных кожухотрубчатых теплообменников на междуэтажных перекрытиях и специальных металлических конструкциях используют опорные лапы. В соответствии с ГОСТ 26296 выпускаются лапы трех типов: тип 1 – штампованные (изогнутые); тип 2 – сварные обычного исполнения, предназначены для аппаратов без теплоизоляции; тип 3 – с увеличенным вылетом, используются в аппаратах с наружной теплоизоляцией.

Сварные опорные лапы типов 2 и 3 (рис. 6.24) состоят из двух вертикальных косынок 1 и приваренного к ним снизу односторонним тавровым сварным швом Т1 горизонтального прямоугольного основания 2, к которому снизу приварен подкладной лист 3 с регулировочным болтом 4 с резьбой М16 ... М36. После выверки вертикальности аппарата на фундаменте регулировочные болты удаляются.

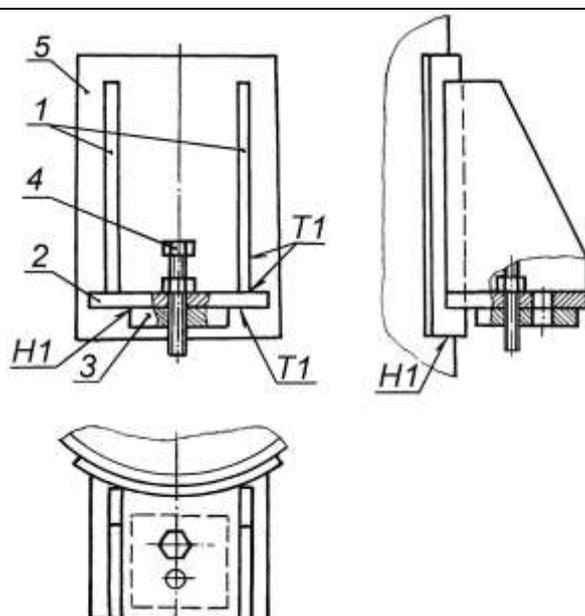


Рис. 6.24. Сварная опорная лапа (тип 2) для вертикальных теплообменников: 1 – косынка; 2 – основание; 3 – подкладной лист; 4 – регулировочный болт с контргайкой; 5 – накладной лист

Приваривают лапы непосредственно к корпусу теплообменника или к накладному листу 5 прямоугольной формы сплошным нахлесточным сварным швом Н1 для обеспечения целостности и жесткости цилиндрического корпуса на месте присоединения опоры. Если лапа выполнена из углеродистой стали, а аппарат из коррозионностойкой стали, накладные листы опорных лап должны выполняться из той же марки, что и корпус аппарата.

Число опорных лап в соответствии с указанным выше стандартом, составляет: 2 шт. – при диаметре корпуса аппарата $D < 600$ мм или при $D = 600$ или 800 мм и длине теплообменных труб не более 2000 мм; 4 шт. – при диаметре $D = 1000$ или 1200 мм и любой длины более 2000 мм, а также при диаметре 1000 или 1200 мм и любой длине труб. Геометрические размеры опорных лап выбирают по справочным таблицам в зависимости от максимальной нагрузки Q на одну лапу, которая составляет от 1,6 до 160 кН (от 0,16 до 16 т).

Горизонтальные кожухотрубчатые теплообменные аппараты устанавливают на двух седловых опорах, размеры которых определяются в зависимости от величины допустимой нагрузки на одну опору Q , составляющей от 16 до 250 кН (от 1,6 до 25 т). Стандартизованные седловые опоры изготавливают двух типов в зависимости от диаметра корпуса аппарата и величины грузоподъемности Q . Тип 1 предназначен для аппаратов с наружным диаметром корпуса D_H не более 630 мм с грузоподъемностью Q от 16 до 80 кН, который состоит из гнутой стойки с двумя ребрами жесткости и имеет два исполнения в зависимости от количества отверстий под фундаментные болты.

Опоры типа 2 предназначены для аппаратов диаметром 800 мм и выше (рис. 6.25). Они имеют два исполнения в зависимости от допустимой нагрузки на одну опору Q : исполнение 1 – с средней нагрузкой на одну опору от 80 до 160 кН и исполнение 2 – с нагрузкой от 160 до 250 кН.

Седловая опора типа 2 исполнений 1 и 2 (рис. 6.25) состоит из сваренных между собой основания 1 с опорной плитой 2, двух боковых и одного или нескольких промежуточных ребер 3, стойки 4 и опорного листа 5. Последний приваривается к корпусу теплообменника прерывистым нахлесточным сварным швом Н1, с катетом, равным меньшему из значений толщины привариваемых деталей, с углом охвата корпуса аппарата не менее 120° .

В кожухотрубчатых теплообменниках, как правило, устанавливают две седловые опоры с учетом допустимой нагрузки Q на одну опору. При этом одну из опор выполняют неподвижной, которую обычно размещают на том конце аппарата, где количество штуцеров и патрубков для подвода и отвода теплоносителей больше, а другую опору – подвижной, обеспечивающей свободную температурную деформацию корпуса аппарата. С этой целью отверстия на основании 1 подвижной опоры выполняются вытянутой (овальной) формы, а гайки на фундаментных болтах 8 остаются не затянутыми на 1 – 2 мм и снабжаются контргайками для предотвращения самопроизвольной затяжки или раскручивания гаек.

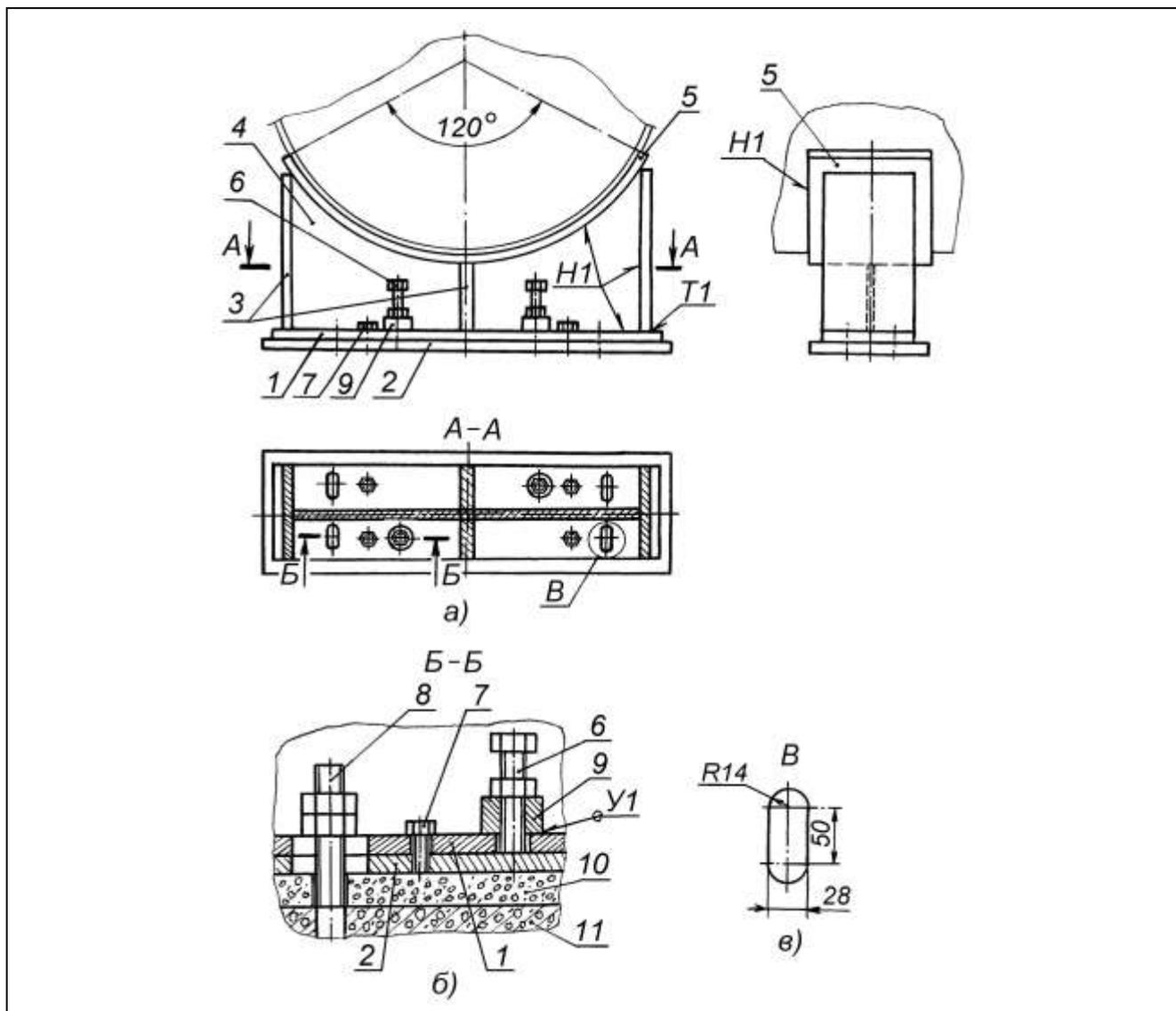


Рис. 6.25. Опора седловая подвижная (тип 2) для горизонтальных теплообменников: а) – общий вид; б) – схема установки опоры на фундаменте 11; в) – форма и размеры отверстия под фундаментный болт

Неподвижная опора имеет круглые отверстия под фундаментные болты и затягивается гайками с образованием гарантированного натяга в соединении. При этом температурные удлинения между подвижной и неподвижной опорами не должны превышать 35 мм.

Опорная фундаментная плита 2 входит в состав только подвижной опоры и служит для скольжения по ней прямоугольного основания 1 опоры под действием температурных деформаций теплообменного аппарата. Крепление опорной плиты к основанию подвижной опоры в транспортном положении производится посредством двух или четырех болтов 7 с резьбой не менее М12, которые удаляются после установки опоры на фундаменте 11 перед выверкой горизонтальности аппарата с помощью регулировочных (отжимных) болтов 6. Регулировочные болты в количестве от 2 до 4 штук в зависимости от габаритов и массы аппарата, устанавливаются на специальных резьбовых втулках 9, приваренных угловым сварным швом У1 к основанию 1 подвижной опоры и также удаляются после выверки горизонтальности аппарата на фундаменте 11 и полного затвердевания бетонной подливки 10. Для аппаратов, установленных на металлоконструкции, скольжение подвижной опоры должно происходить по специальному листу, установленному в самой металлоконструкции.

Седловые опоры обычно изготавливают из стали обыкновенного качества марок Ст3 или Вст3сп5, а в районах с низкими зимними температурами, – из низколегированных марганцовистых сталей марок 16ГС или 09Г2С. Если корпус подлежит термической обработке, приварка опорного листа производится до термообработки, а опора к корпусу приваривается после нее.

7. ТЕПЛООБМЕННИКИ С РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ТЕПЛООБМЕНА ИЗ ЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА

Как отмечалось выше, кожухотрубчатые теплообменники являются одним из наиболее распространенных типов теплообменного оборудования в химической и нефтехимической отраслях промышленности. Однако в последнее время все более широко применяют теплообменники из листового материала, главным образом пластинчатые и спиральные, а также комбинированные.

Теплообменники из труб конструктивно просты и могут быть успешно использованы в довольно широком диапазоне давлений и температур рабочих сред, но имеют ряд серьезных недостатков. В первую очередь, кожухотрубчатые теплообменники малотехнологичны в условиях производства широкого ряда типоразмеров. Так коэффициент унификации, представляющий собой отношение числа узлов и деталей, одинаковых для всего размерного ряда, к общему числу узлов и деталей в аппарате, для кожухотрубчатых теплообменников составляет 0,13. Для сравнения, аналогичный коэффициент для пластинчатых теплообменников равен 0,9, т.е. превышает почти в 7 раз.

Кроме того, по сравнению с аппаратами, изготовленными из листового материала, кожухотрубчатые теплообменники более металлоемки, и, соответственно, имеют более высокую себестоимость изготовления.

Эти и ряд других преимуществ, например, легкость очистки, делают эти аппараты из листового металла перспективными и эффективными аппаратами общего назначения.

7.1. Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменники представляют собой аппараты, рабочая теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью, между которыми движутся тонкие слои теплоносителей.

Пластинчатые теплоносители предназначены для проведения процессов теплопередачи без изменения агрегатного состояния (подогреватели и холодильники) и с изменением агрегатного состояния (испарители и конденсаторы). Они могут применяться для одновременного теплообмена между двумя, тремя и большим

количеством сред, а также пригодны для теплообмена с двух- и трехфазными рабочими средами, имеющими высокую вязкость (до $0,6 \text{ м}^2/\text{с}$).

По степени доступности поверхности теплообмена для механической чистки и осмотра эти теплообменники подразделяются на разборные (ТПР), полуразборные (ТПП), блочно-сварные (ТПБС) и сварные неразборные (ТПСН).

Наиболее широко применяют разборные пластинчатые теплообменники, в которых пластины отделены одна от другой прокладками, благодаря чему монтаж и демонтаж этих аппаратов осуществляется достаточно быстро, и очистка теплообменных поверхностей не требует значительных затрат труда. Они допускают перекомпоновки поверхностей теплообмена и изменения числа параллельных каналов в связи с изменением технологического режима, или производить замену некоторых участков теплообмена в связи с их абразивным или эрозионным износом.

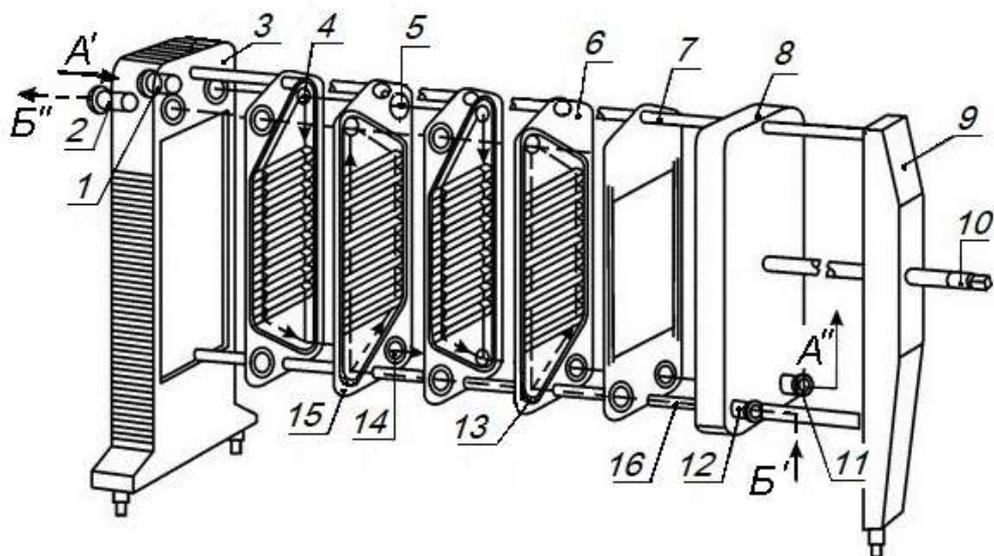


Рис. 7.1. Схема разборного пластинчатого теплообменника (ТПР) на двухопорной раме (исполнение 2)

Разборные пластинчатые теплообменники изготавливают в пяти исполнениях, в том числе на консольной раме (исполнение 1), на двухопорной раме (исполнение 2), на трехопорной раме (исполнение 3).

На рис. 7.1 показана конструкция и принцип движения теплоносителей в разборном теплообменнике марки ТПР на двухопорной раме (исполнение 2). Основными элементами аппарата

являются пластины 15 и 6, подвешенные на верхней горизонтальной штанге 7. Нижняя штанга 16 не несет нагрузки от массы пластин, и служит лишь для фиксации их в заданном положении. Такое закрепление пластин позволяет легко извлечь их из пакета или вставить в него без снятия подвижной плиты и остальных пластин.

Концы верхней и нижней штанг закреплены на резьбе в неподвижной плите 3 (передней стойке) и на задней стойке 9. При помощи нажимной плиты 8 и винта 10 с крупной упорной резьбой пластины в рабочем состоянии сжаты в один пакет. Для подвода и отвода теплоносителей служат штуцера 1 и 2 на передней 3 и 11 и 12 на задней 8 стойках. Для обеспечения герметизации и исключения попадания одной среды в другую между пластинами установлены резиновые прокладки 13 и 5. Большая фигурная прокладка 13, расположенная между пластинами, ограничивает канал для прохода одного из теплоносителей, а также охватывает два отверстия для входа и выхода этого теплоносителя из канала. Две малые прокладки 5 круглой формы изолируют оставшиеся два отверстия от атмосферы и обеспечивают транзитный проход для второго теплоносителя.

Теплоноситель *A* входит в теплообменник через верхний штуцер 1, и через верхние угловые отверстия 4, образующие коллектор, попадает во все нечетные каналы. При движении вниз по межпластинному каналу среда *A* обтекает волнистую поверхность пластин, омываемых с обратной стороны вторым теплоносителем *B*. Теплоноситель *A* собирается в нижнем продольном коллекторе, образованном угловыми отверстиями 14 и выходит через нижний штуцер 11.

Второй теплоноситель *B* поступает в нижний штуцер 12, распределяется между четными каналами по своему нижнему коллектору через отверстия 14, движется в межпластинном зазоре вверх и выходит из теплообменника через верхний коллектор и штуцер 2. В результате в пределах одного хода может быть организован противоток, а при необходимости может быть организован и прямоток.

Основным конструктивным элементом пластинчатых теплообменников является теплообменная пластина (рис. 7.2, а) прямоугольной формы с отношением высоты к ширине от 2:1 до 3:1. На углах пластина имеет 4 отверстия *a*, *b*, *v*, *z*, из которых два отверстия (*b* и *z*) являются проходными для теплоносителя *A* за счет установки на них малых прокладок 2 обычно круглой формы, а

остальные два отверстия (*a* и *в*) направляют теплоноситель *Б* в межпластинное волнообразное пространство, образованное фигурной прокладкой 1 большого размера. Благодаря такой компоновке пластин и прокладок теплоносители *А* и *Б* движутся в прямоточном или противоточном режимах в соседних волнообразных каналах между пластинами, не смешиваясь друг с другом, и обеспечивая мягкий обогрев или охлаждение теплоносителей в тонких слоях рабочих сред *А* и *Б* в аппарате.

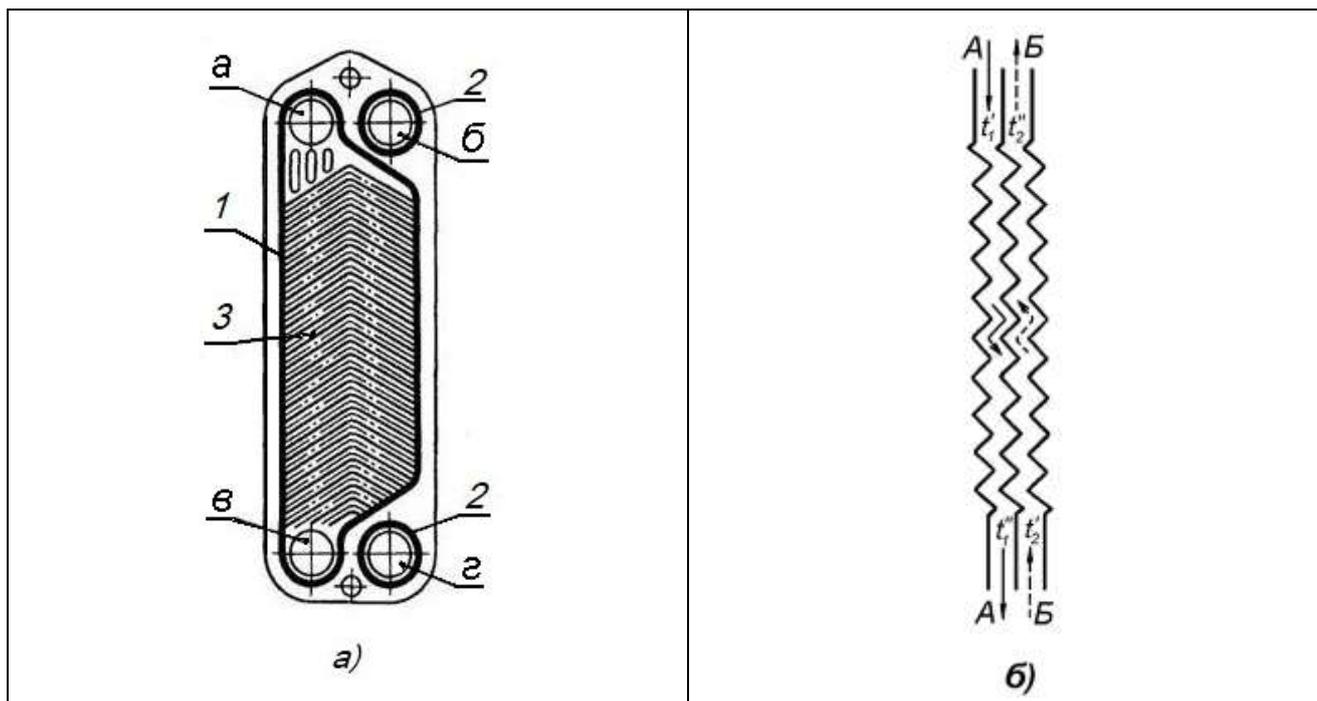


Рис. 7.2. Общий вид теплообменной пластины (*a*) и схема движения потоков рабочих сред *А* и *Б* по волнообразным каналам разборного пластинчатого теплообменника марки ТПР (*б*)

Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пластин (рис. 7.2, *б*), образующих два канала, по одному из которых течет горячая среда *А* с температурой t_1 , а по другому – холодная среда *Б* соответственно с температурой t_2 . Общее число пластин в теплообменнике определяется исходя из заданной разности температур и тепловой нагрузки и уравнений материального и теплового балансов в аппарате.

Разборный пластинчатый теплообменник на трехопорной раме (исполнение 3) представлен на рис. 7.3. В отличие от рассмотренного выше теплообменника (исполнения 2) на двухопорной раме (рис. 7.1), он состоит из неподвижной плиты 1, размещенной на средней части пакета пластин 4, в которой с двух сторон закреплены верхняя 2 и

нижняя 3 горизонтальные штанги двутаврового поперечного сечения. На штангах размещены теплообменные пластины 4, а также левая и правая 5 подвижные нажимные плиты. Для сжатия пакета пластин предназначены болты-стяжки 6 с гайками 7 с крупной резьбой.

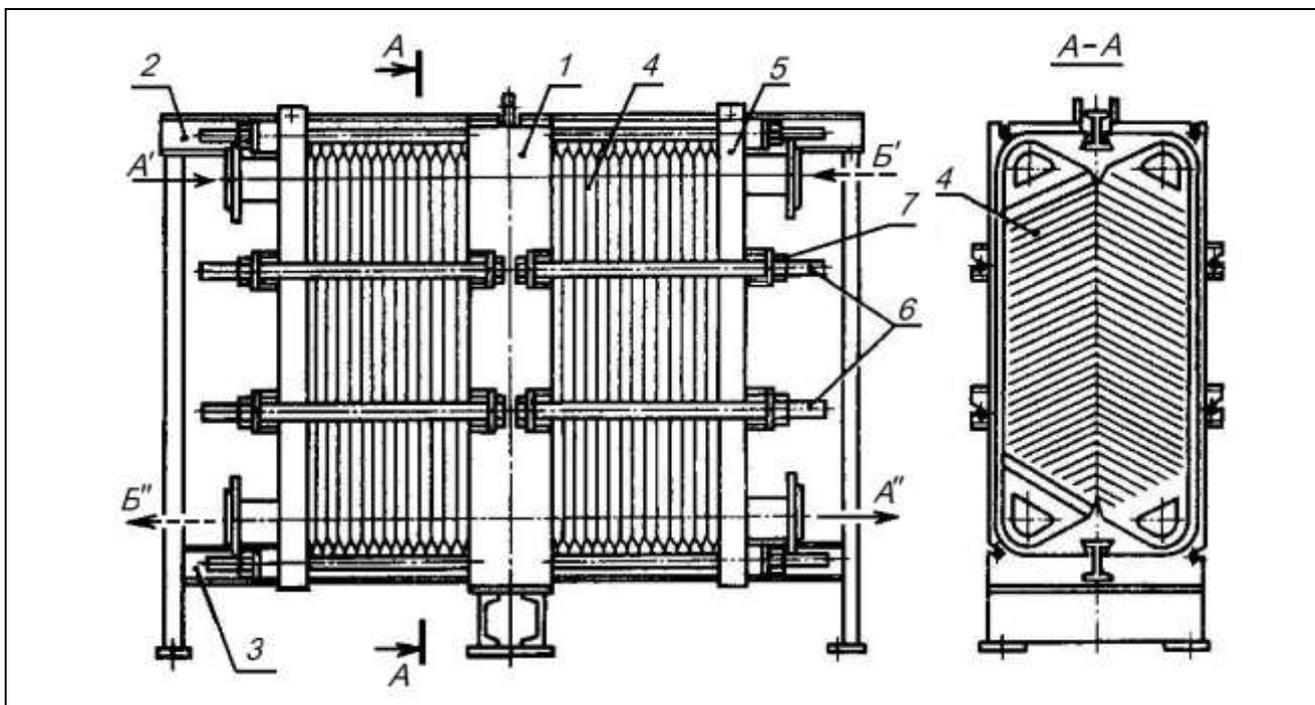


Рис. 7.3. Разборный пластинчатый теплообменник (ТПР) на трехопорной раме (исполнение 3): 1 – центральная неподвижная плита; 2 – верхняя, 3 – нижняя штанги; 4 – пакет пластин; 5 – подвижная нажимная плита; 6 – болт-стяжка с резьбой; 7 – гайка

Основные размеры и параметры наиболее распространенных в промышленности пластинчатых теплообменников определены ГОСТ 15518. Их изготавливают с поверхностью теплообмена от 2 до 600 м², в зависимости от типоразмера пластин; эти теплообменники используют при давлении до 1,6 МПа и при температуре рабочих сред от – 30 до 180 °С для теплообмена между жидкостями и парами (газами) в качестве холодильников, подогревателей и конденсаторов. Низкий температурный предел обусловлен термостойкостью прокладок.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с рабочими средами при размере твердых включений не более 4 мм.

Из-за сложности изготовления и обслуживания разборных теплообменников в других случаях предпочтительнее полуразборные,

сварные блочные и сварные неразборные пластинчатые теплообменники.

Полуразборные пластинчатые теплообменники (ТПП) используются, когда одна из сред не образует отложений на теплообменных поверхностях, требующих разборки аппарата для технологической чистки. Например, когда рабочей средой является конденсирующийся водяной пар, чистый газ, минеральные или органические кислоты, щелочи и некоторые растворы солей. Рабочие параметры сред (давление и температура) аналогичны параметрам сред в разборных теплообменниках.

Сварные блочные и сварные неразборные теплообменники используются, как правило, в тех случаях, когда обе среды не дают отложений на поверхности теплообмена пластин, требующих механической очистки. Благодаря этому рабочий диапазон температур достигает 400 °С, а рабочее давление – до 3 МПа.

Полуразборный пластинчатый теплообменник по конструкции аналогичен разборному. Отличие заключается в том, что пластины попарно сварены. В результате образуется канал для того теплоносителя, который не образует отложений на поверхности теплообмена. При этом свариваемые пластины различны, и вторая представляет зеркальное отражение первой.

Работа такого теплообменника похожа на работу разборного пластинчатого теплообменника. Одна из сред также подается в коллектор и распределяется по неразборным каналам. После прохождения канала она собирается в противоположном коллекторе и выводится из аппарата. Вторая среда проходит через систему разборных каналов и коллекторов.

Блочные сварные пластинчатые теплообменники (ТПБС) предназначены для нагрева и охлаждения жидких и газообразных рабочих сред, а также для конденсации паров в условиях, когда ни одна рабочая среда не образует на поверхности теплообмена труднорастворимых отложений.

Блочный сварной пластинчатый теплообменник марки ТПБС (рис. 7.4) составлен из унифицированных сварных блоков 1 с пакетами пластин 2, схема компоновки и их количество определяются тепловым и гидромеханическими расчетами аппарата. Блоки установлены на раме, аналогичной по конструкции рамам разборных пластинчатых теплообменников и имеют верхнюю и нижнюю распределительные камеры, в которых выполнены по два отверстия 6 и 3 для входа и

выхода рабочих сред. Верхние и нижние распределительные камеры блоков соединяются между собой проходными 8 или глухими 7 втулками, уплотненными в ответных отверстиях малыми кольцевыми прокладками 9. Применение втулок с прокладками позволяет собирать пакеты по параллельной, противоточной или смешанной схемам движения рабочих сред.

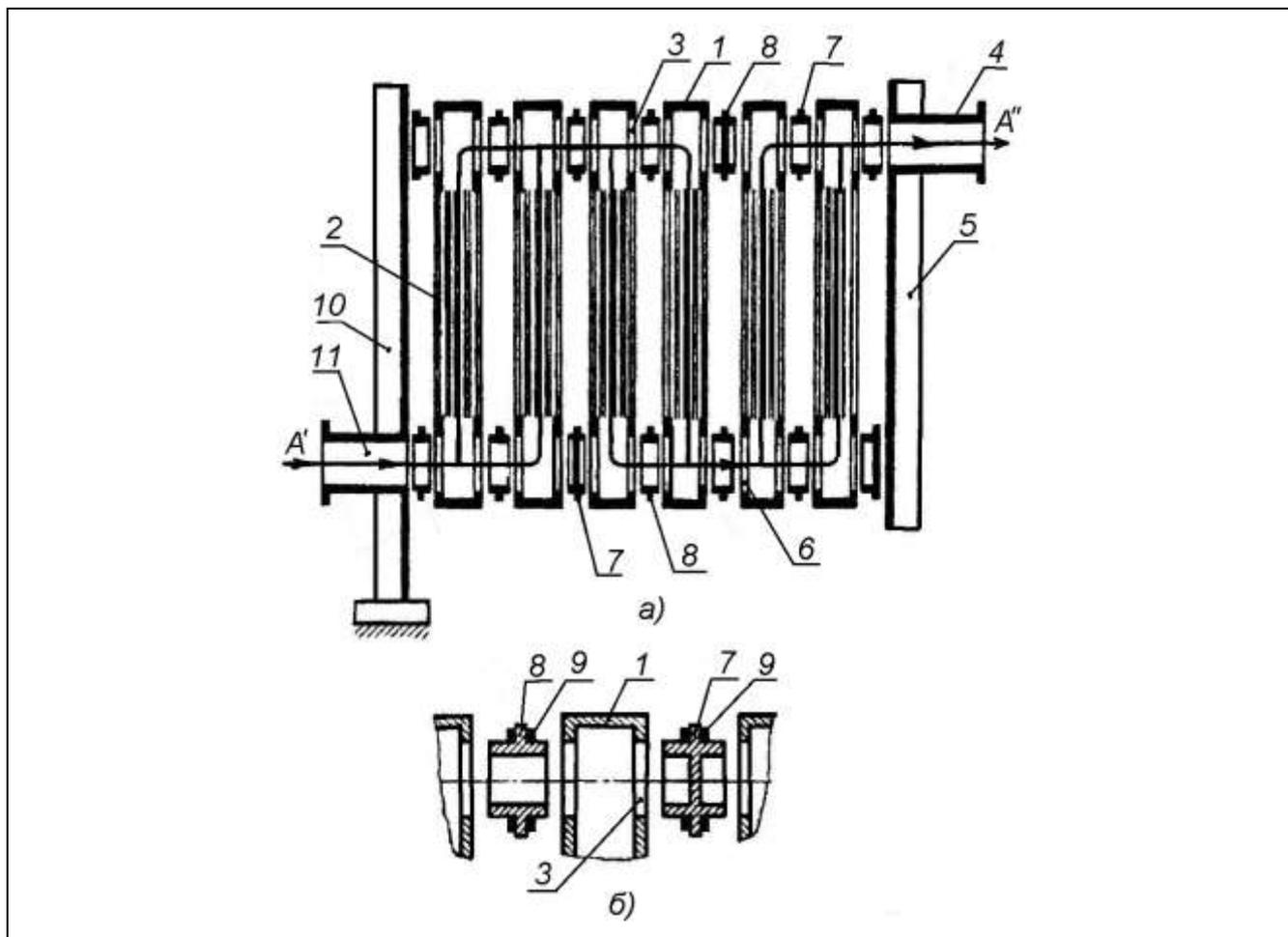


Рис. 7.4. Блочный сварной пластинчатый теплообменник марки ТПБС: *а)* – общий вид; *б)* – схема расположения проходных 8 и глухих 7 втулок с уплотнительными прокладками 9

Блоки с пакетами пластин расположены на раме между подвижной 5 и неподвижной 10 плитами и плотно сжаты болтами. На плитах 10 и 5 установлены съемные патрубки 11 и 4 для входа и выхода рабочей среды *A*. В зависимости от требуемой компоновки их можно устанавливать в любом из углов концевых плит. Кольцевые прокладки защищены от непосредственного воздействия сред втулками 7 и 8. Конструкция такого аппарата позволяет обеспечить большое усилие сжатия прокладки, поэтому могут применяться прокладки из паронита, алюминия, меди, фторопласта и др. с

давлением рабочих сред до 2 МПа. Работа этих аппаратов аналогична работе разборных теплообменников марки ТПР.

В некоторых технологических установках, например, при производстве азотной кислоты, требуются теплообменники большой единичной теплопроизводительности. Часто они должны работать длительное время при одном и том же технологическом режиме с газообразными рабочими средами, не дающими отложений на поверхности теплообмена. Для таких условий применяют **пластинчатые сварные неразборные теплообменники (ТПСН)**. Пластинчатые сварные неразборные теплообменники состоят из тонких пластин, которые сварены в неразборный теплообменный элемент.

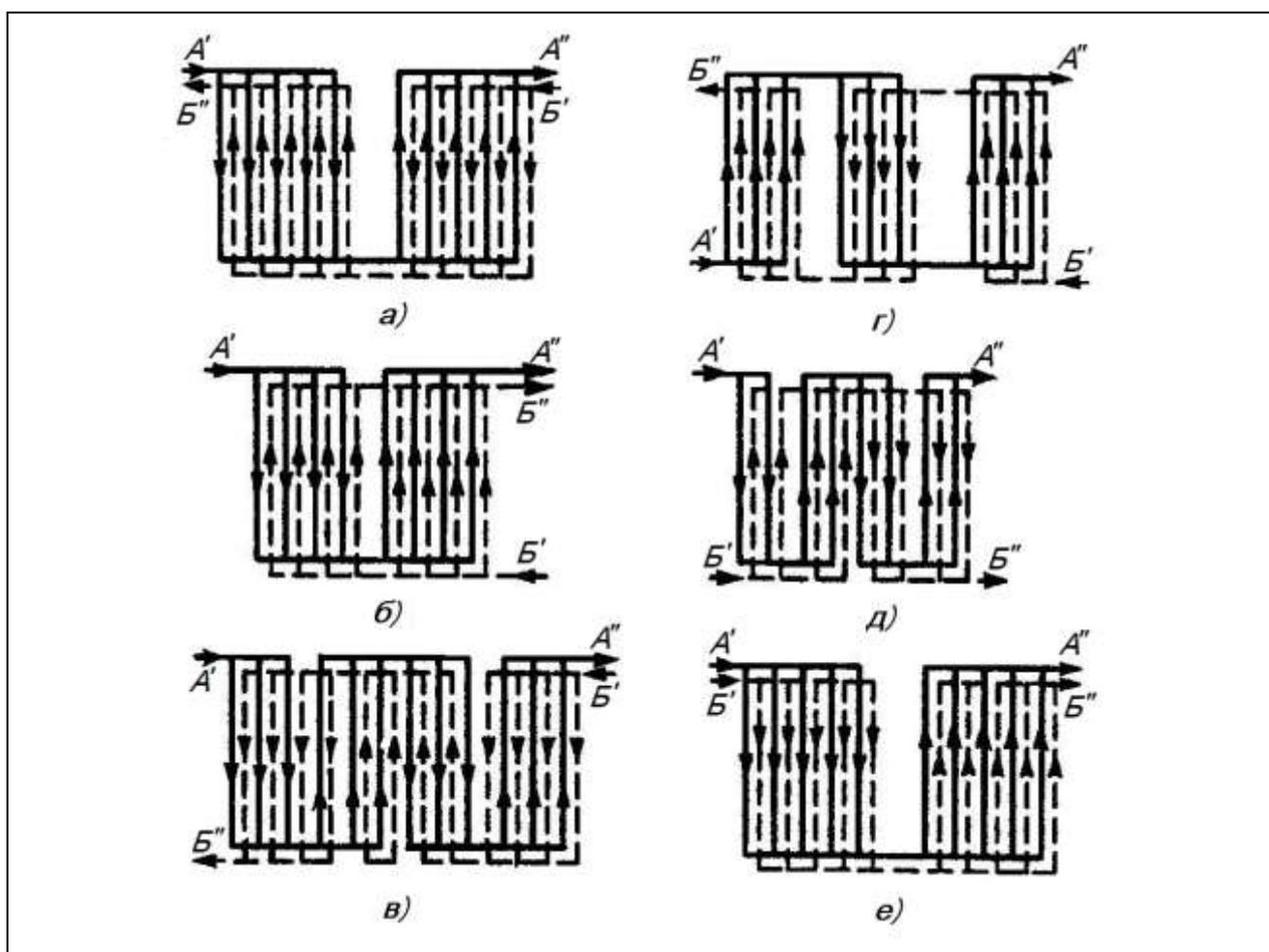
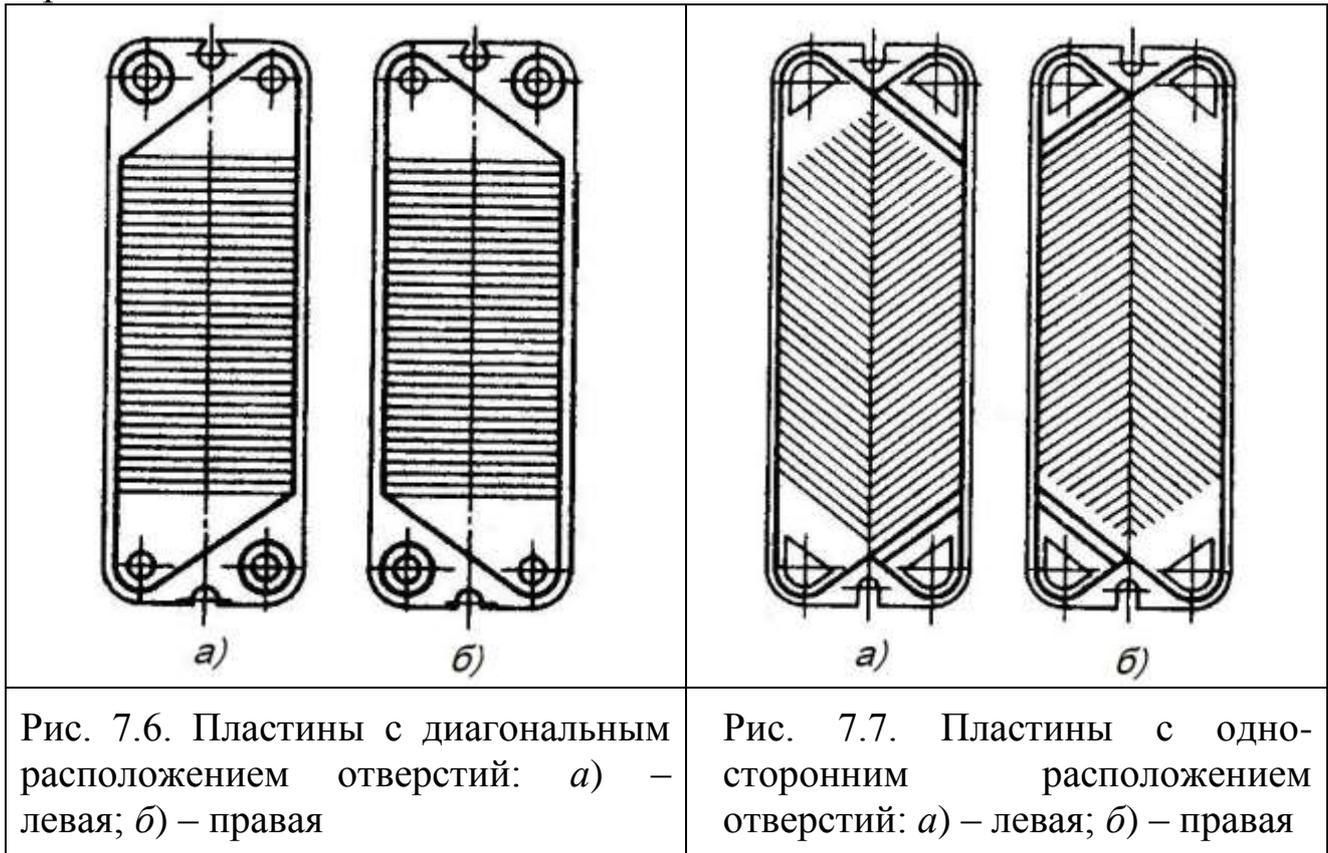


Рис. 7.5. Основные схемы движения теплоносителей в пластинчатых теплообменниках: а) – частный противоток при общем противотоке; б) – смешанный ток; в) – смешанный ток при общем противотоке; г) – частный прямоток при общем противотоке; д) – смешанный частный ток при общем противотоке; е) – чистый прямоток

Одним из достоинств пластинчатых теплообменников является возможность создания различных схем движения рабочих сред. Различают шесть основных случаев движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике (рис. 7.5): а) – частный противоток при общем противотоке, т.е. противоток и в каналах, и по аппарату в целом; б) – смешанный ток; в) – смешанный частный прямоток при общем противотоке; г) – частный прямоток при общем противотоке; д) – смешанный частный ток при общем противотоке; е) – чистый прямоток.



Важнейшим элементом пластинчатых теплообменников является **теплопередающая пластина**. От формы, размеров и конструктивных особенностей пластины зависят эффективность теплопередачи, надежность теплообменника, технологичность и трудоемкость его изготовления, эксплуатационные данные. Как правило, профиль пластины запатентован и в большинстве случаев по внешнему виду можно определить, какой фирме принадлежит выпуск данного аппарата. Пластины определенного профиля изготавливаются различных типоразмеров, что позволяет выбрать теплообменник для конкретного производства.

Теплообменные пластины различаются размерами и расположением в них отверстий для теплоносителей на пластины с

диагональным (рис. 7.6) и односторонним (рис. 7.7) расположением отверстий. И те и другие выполняют левыми (а) и правыми (б). Благодаря чередованию в пакете левых и правых пластин образуются две изолированные системы каналов.

Пластины с односторонним расположением отверстий взаимозаменяемы. При сборке правые пластины получают поворотом их относительно левых на 180° . Левые и правые пластины с диагональным расположением отличаются расположением прокладки и поэтому не являются взаимозаменяемыми.

Кроме рассмотренных теплообменных пластин в аппаратах используют граничные пластины, устанавливаемые на концах пакетов, примыкающих к неподвижным и подвижным нажимным плитам.

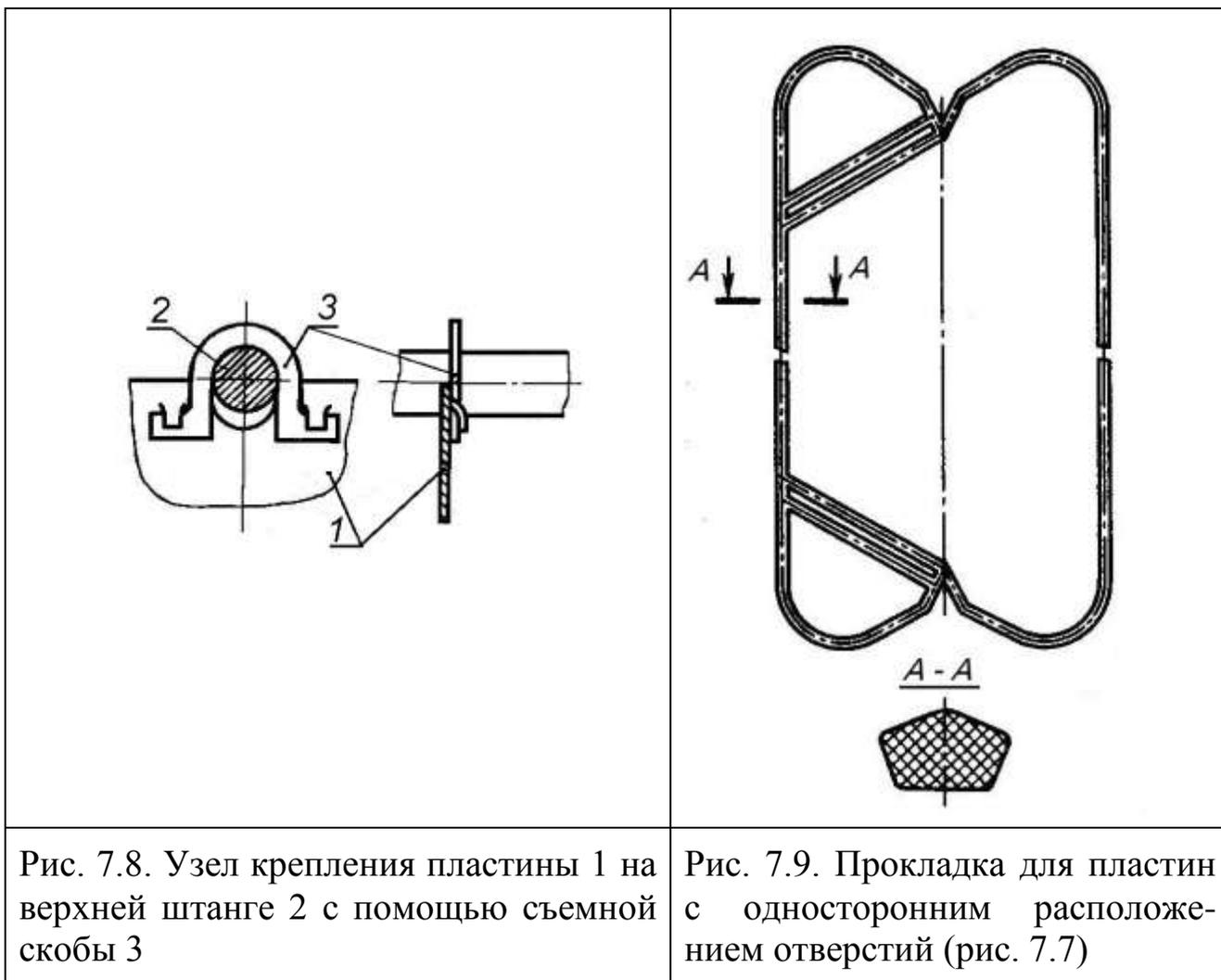
Серийно выпускаемые пластинчатые теплообменники комплектуют пластинами, штампованными из листового металла толщиной 1 мм. Гофры пластин обычно имеют в сечении профиль равностороннего треугольника высотой 4 ... 7 мм (для вязких жидкостей до 75 мм). Гофры выполняют горизонтальными, в елочку, под углом к горизонтали и др.

Материал пластин оцинкованная или коррозионностойкая сталь, титан, алюминий, мельхиор. Стойки и прижимные плиты пластинчатых теплообменников изготавливают из углеродистых сталей толщиной 8 ... 12 мм. Пластины определенного профиля изготавливаются различных размеров, что позволяет выбрать теплообменник для конкретного производства.

В разборных теплообменниках пластины 1 (рис. 7.8) обычно крепят с помощью съемной скобы 3, подвешенной на верхней штанге 2. Нижняя штанга при этом не несет нагрузки от массы пакета пластин и служит лишь для фиксации их в заданном вертикальном положении. Такая схема закрепления пластин позволяет легко извлечь их из пакета или вставить в него без снятия подвижной плиты и остальных пластин.

Ответственным элементом теплообменников, определяющим надежность его работы, являются прокладки (рис. 7.9). Обычно прокладки изготавливают из резины в единой форме методом горячей вулканизации и укрепляют в фигурном пазу пластины на клею. Такие прокладки требуют меньше времени на сборку теплообменника, так как позволяют уплотнять одновременно все четыре отверстия на правой и левой пластинах и применяют в аппаратах с односторонним расположением отверстий (рис. 7.7). На левой и правой пластинах с

диагональным расположением отверстий (рис. 7.6) устанавливают два вида прокладок: – одну большую (фигурную) и две малые (круглые), которые проще в изготовлении, но требуют больше времени на сборку аппарата.



Стойки и нажимные плиты пластинчатых теплообменников изготавливают из углеродистых сталей толщиной 8 ... 12 мм.

К недостаткам пластинчатых теплообменников следует отнести невозможность их использования при давлениях более 1,6 МПа в связи с большим периметром прокладок.

Технологический расчет пластинчатых теплообменников заключается в выборе типа пластин, определении необходимой поверхности теплообмена, количества каналов и пластин в одном пакете и аппарате в целом, в определении гидравлического сопротивления аппарата.

Разборные и неразборные пластинчатые аппараты рассчитывают на прочность и герметичность по РД 26–01–86–88 «Аппараты

теплообменные пластинчатые. Методы расчета на прочность и герметичность» (УкрНИИХимМаш, Харьков, 1988). Расчету на прочность в пластинчатых теплообменниках подвергаются неподвижные, промежуточные и нажимные плиты, пластины, штанги, стяжные шпильки, коллекторы, днища, крышки, фланцы.

7.2. Спиральные теплообменники

Спиральные теплообменники относятся к рекуперативным аппаратам, выполненным из листового материала. Они получили широкое применение в промышленности и применяются в качестве конденсаторов, испарителей, а также для нагрева и охлаждения жидкостей, газов и парогазовых смесей. Благодаря возможности обеспечения в конструкции полного противотока и постоянства площади поперечного сечения каналов, потоки рабочих сред не имеют резкого изменения направлений, поэтому гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников и загрязнение теплообменной поверхности меньше, чем у теплообменных аппаратов других конструкций. Эффективно применение этих теплообменников для тепловой обработки шламов и жидкостей, содержащих волокнистые материалы.

Широкое распространение спиральных теплообменников в последнее время объясняется главным образом простотой изготовления и компактностью конструкции.

Такие теплообменники могут выполняться для движения теплоносителей по спиральному потоку, по поперечному, пересекающему спираль потоку и по комбинированному потоку, сочетающему поперечный и спиральный потоки. Конструктивное оформление спиральных теплообменников может быть разнообразным в зависимости от вида осуществляемого в аппарате процесса теплообмена, агрегатного состояния, схем и режимов движения участвующих теплоносителей и др.

В спиральных теплообменниках (рис. 7.11) поверхность теплообмена образована двумя стальными лентами 2 и 3 толщиной 3,5 ... 6 мм и шириной 400 ... 1250 мм, свернутыми в спираль вокруг центральной разделительной перегородки (керн) 1 так, что получают каналы *a* и *б* прямоугольного профиля, закрытые с торцов крышками 4 и 5 с плоской уплотнительной прокладкой 6. Один из теплоносителей *Б* поступает в нижний периферийный канал аппарата, и, двигаясь по спирали, выходит из центрального канала. Другой

теплоноситель *A* поступает в центральный канал и выходит из верхнего периферийного канала.

Площадь поперечного сечения спиральных каналов в таком теплообменнике постоянна по всей длине, поэтому он может работать с загрязненными жидкостями (загрязнения смываются самим потоком теплоносителя).

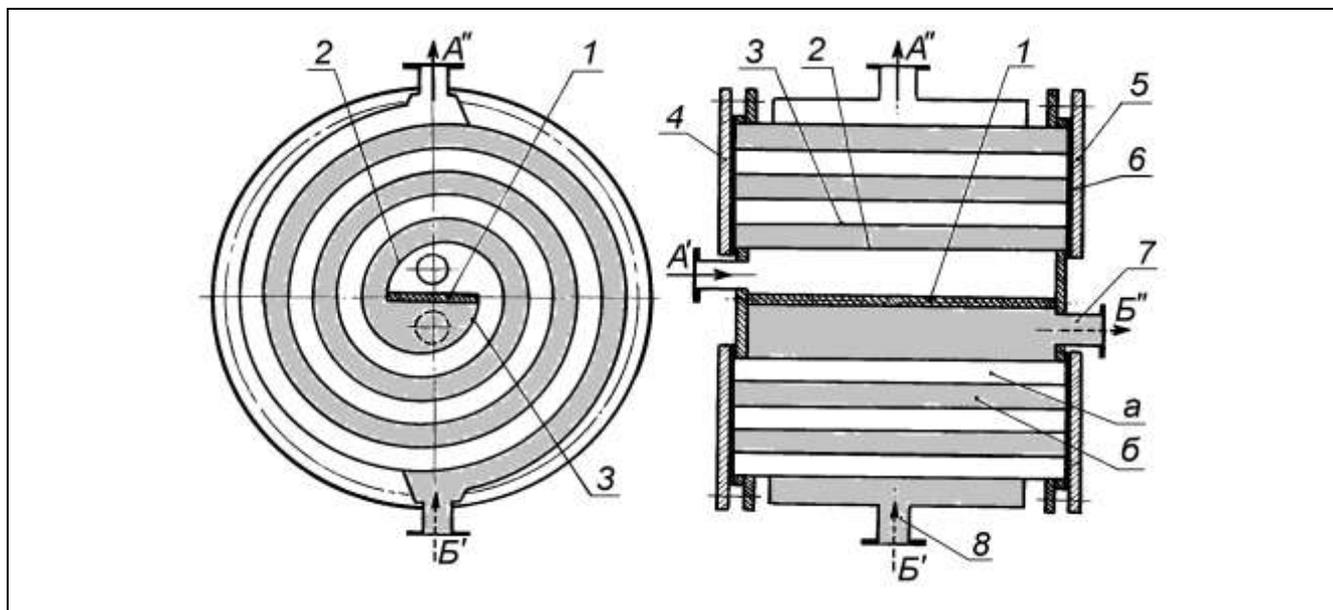


Рис. 7.11. Общий вид спирального теплообменника: 1 – kern; 2, 3 – спиральные ленты; 4, 5 – крышки; 6 – плоская прокладка; 7 – центральный штуцер; *a*, *б* – каналы для движения теплоносителей *A* и *B*

На рис. 7.12 представлена конструкция вертикального спирального теплообменника с плоскими крышками для работы с жидкими теплоносителями. Теплоноситель *A* поступает под давлением через центральный штуцер на нижней крышке 8 и движется по спиральному каналу к периферии аппарата и выводится через боковой штуцер в обечайке аппарата. Другой теплоноситель *B* подается в боковой штуцер на обечайке и движется по спиральному каналу к центру, т.е. противотоком к первому, и выводится из аппарата через центральный штуцер на верхней крышке 8.

Первый (от центра аппарата) виток спирали закреплен распорными дисками 4 с отверстиями для прохода теплоносителей *A* и *B*, которые фиксируются центральной распределительной перегородкой (кernом) 1. На поверхности одной из спиралей 2 или 3, в аппаратах, работающих при давлении свыше 0,3 МПа (3 кгс/см²), с шагом 70 – 100 мм приварены штифты 6 для придания конструкции теплообменника прочности и жесткости. Кроме штифтов при навивке

спиралей 2 и 3 между ее витками снизу и сверху приваривают спиральные полосовые вставки 5. Эти вставки вместе со штифтами обеспечивают требуемый зазор между спиральными лентами, который для стандартных теплообменников составляет 8 – 12 мм. С торцов аппарат закрыт плоскими крышками 8 на прокладках 7. В средней части обечайки аппарата диаметрально противоположно друг другу приварены две цапфы 9, которые вместе подшипниками скольжения служат для установки теплообменника на фундаменте или опорном элементе металлоконструкции аппарата.

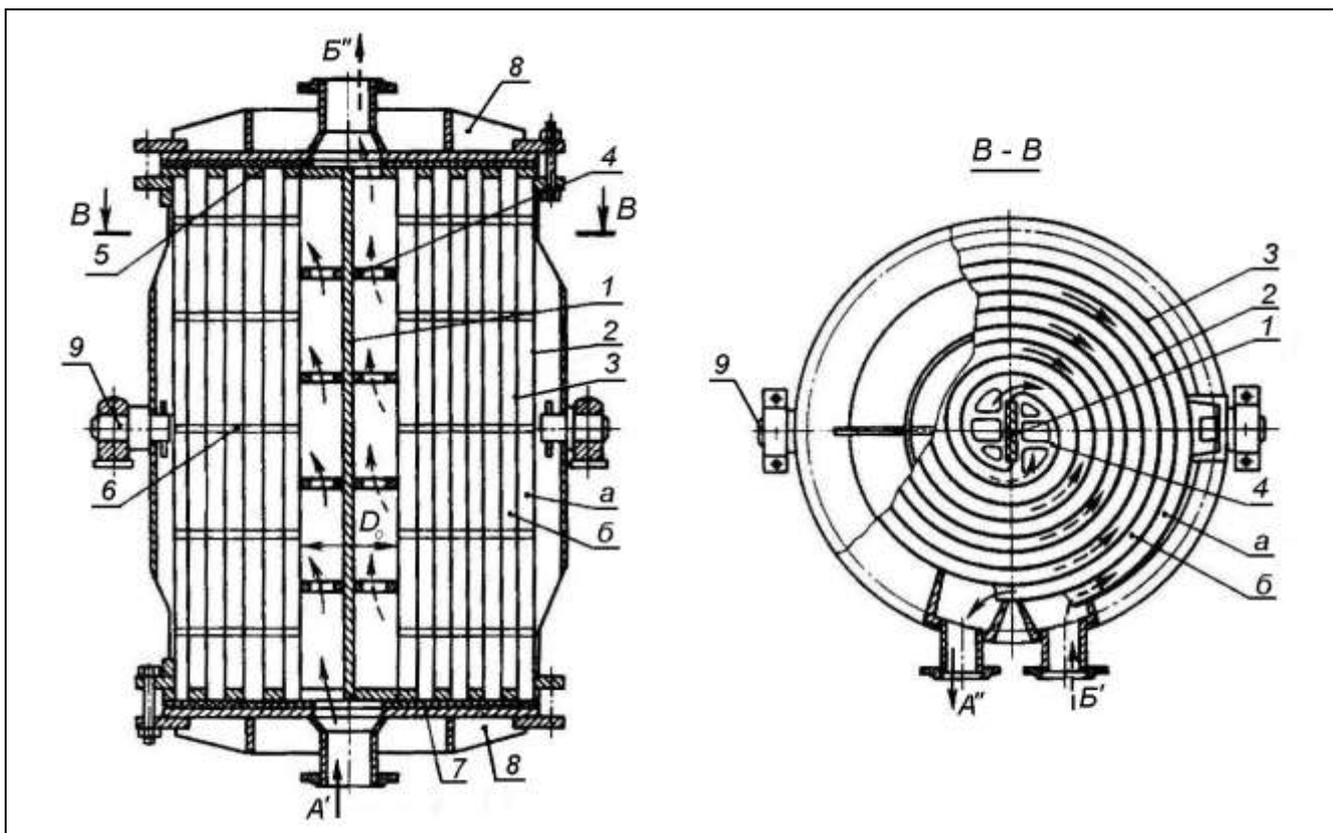


Рис. 7.12. Вертикальный спиральный теплообменник с плоскими крышками 8 и цапфой 9 для работы с жидкими средами А и В

По видам уплотнения торцов каналов спиральные теплообменники делятся на четыре основных типа (рис. 7.13):

– со сквозными каналами, открытыми с торцов (рис. 7.13, а) с уплотнением разъемов с крышками 1 с помощью листового прокладочного материала 5. Каналы такого типа легко поддаются чистке, но не исключают смешения теплоносителей;

– аппараты с тупиковыми каналами (рис. 7.13, б), каждый из которых заваривается с противоположной стороны при помощи спиральной полосовой вставки 6. Такой способ уплотнения исключает

возможность смещения теплоносителей при прорыве прокладки. После снятия крышек 1 каналы легко подвергаются чистке. Этот способ уплотнения каналов наиболее распространен;

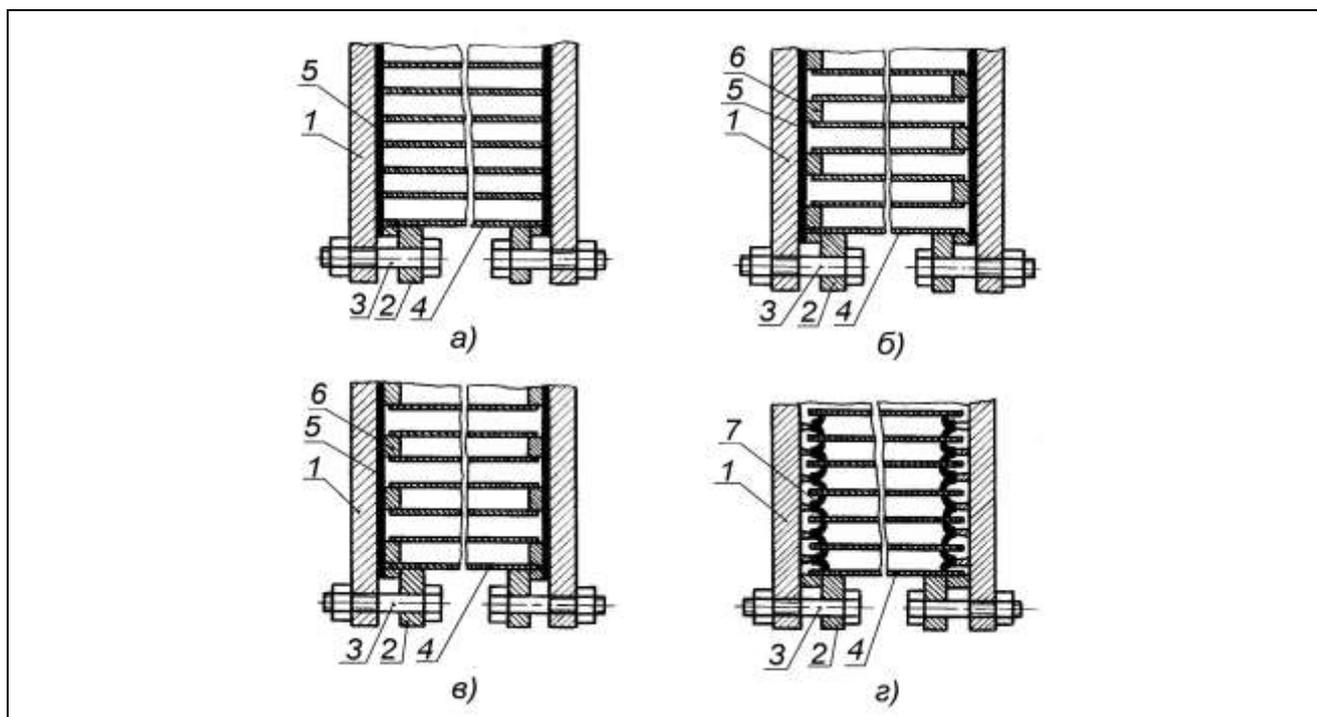


Рис. 7.13. Схемы уплотнения торцов каналов спиральных теплообменников: *а*) – сквозные каналы, уплотненные плоской прокладкой 5; *б*) – тупиковые каналы; *в*) – глухие каналы; *г*) – сквозные, уплотненные U-образной манжетой. 1 – крышка; 2 – фланец; 3 – болт; 4 – гайка; 5 – плоская листовая прокладка; 6 – спиральная полосовая вставка; 7 – резиновая манжета

– с глухими каналами, в которых канал заваривается на торцах (рис. 7.13, *в*). Недостаток этого типа уплотнения заключается в невозможности чистки каналов;

– аппараты со сквозными каналами, закрытыми с торцов крышками и с уплотнением с помощью манжет U-образного сечения 7 (рис. 7.13, *г*), допускающие легкую чистку каналов с двух сторон.

В конструкциях теплообменников встречаются различные сочетания вышеуказанных видов каналов.

Спиральные теплообменники с тупиковыми каналами (тип 1, с крышками) выпускаются в четырех исполнениях: горизонтальный теплообменник на лапах, применяемый для жидких теплоносителей; горизонтальный теплообменник на цапфах, применяемый для жидких теплоносителей; вертикальный теплообменник на цапфах,

применяемый для конденсации паров; вертикальный теплообменник на цапфах, применяемый для парогазовой смеси.

Теплообменники с глухими каналами (тип 2, без крышек) изготавливаются в трех исполнениях: горизонтальный на лапах; горизонтальный на цапфах и вертикальный на лапах.

На рис. 7.14 представлена конструкция вертикально спирального теплообменника (тип 1) с тупиковыми каналами для конденсации паров теплоносителя *Б*. Вертикальное расположение каналов исключает образование пробок конденсата и гидравлические удары в аппарате. Благодаря конической крышке 1 парогазовая смесь (рабочая среда *Б*) подается в аппарат через верхний центральный штуцер 3 и распределяется по вертикальным каналам, расположенным в средней части аппарата. Образующийся конденсат стекает по вертикальной стенке каналов, собирается в нижней части и сливается через нижний штуцер 5. Несконденсировавшиеся газы и пары (*Б'*) проходят несколько наружных витков, охлаждаются и выходят через средний штуцер 4 на корпусе аппарата. Хладагент *А* подается в аппарат через периферийный штуцер 7 в корпусе, проходит по спиральному каналу и выводится через нижний центральный штуцер 6 на конической крышке 2 аппарата.

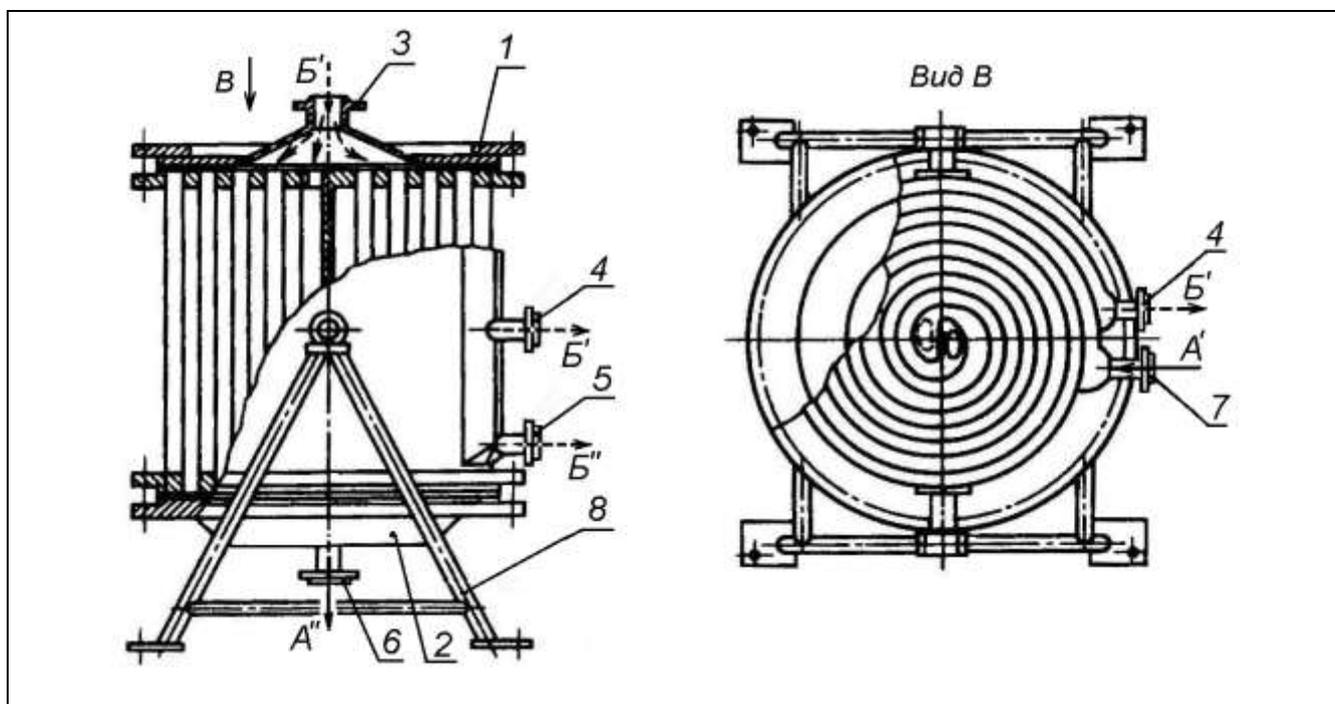


Рис. 7.14. Вертикальный спиральный конденсатор с коническими крышками 1 и 2: 3, 4, 5, 6 и 7 – штуцера для рабочих сред *А* и *Б*; 8 – металлическая стойка-рама

Аппарат устанавливается на металлической стойке-раме 8 с помощью цапф с подшипниками скольжения. Преимуществом теплообменников на цапфах является возможность их установки в любом положении: горизонтальном, вертикальном, наклонном, подбирая оптимальное положение аппарата с максимальной эффективностью теплообмена.

Согласно ГОСТ 12067 навивка спиральных теплообменников производится из рулонной стали шириной от 0,2 до 1,5 м, поверхность нагрева теплообменников от 3,2 до 100 м², ширина канала 8 или 12 мм, давление до 1 МПа (10 кгс/см²). Толщина стенок при давлении до 0,3 МПа – 2 мм, до 0,6 МПа – 3 мм.

Спиральные теплообменники изготавливают из углеродистой стали ВСтЗсп5 и из легированных сталей марок 12Х18Н10Т, ОХ18Н10Т и Х17Н12М2Т. Для изготовления крышек могут применяться двухслойные стали марок ВСтЗсп5 + 12Х18Н10Т и 20К + Х17Н13М2Т и др. В ряде случаев спиральные теплообменники конструируют с расчетом на применение анодной антикоррозионной защиты или защитных покрытий.

Рабочая температура теплообменников определяется допускаемой температурой прокладок. В качестве материала прокладок применяют резину, паронит, фторопласт, асбестовый картон и др.

Спиральные теплообменники могут выполняться для движения теплоносителей по спиральному потоку, по поперечному, пересекающему спираль потоку и по комбинированному потоку, сочетающему поперечный и спиральный потоки. Конструктивное оформление таких теплообменников может быть разнообразным в зависимости от вида осуществляемого в аппарате процесса теплообмена, агрегатного состояния, схем и режимов движения участвующих теплоносителей и др.

Зарубежные фирмы навивку спиральных теплообменников производят из рулонного материала шириной от 0,1 до 1,8 м, и толщиной от 2 до 8 мм. Диаметр сердечника (керна) 200 ... 300 мм. Ширина канала от 5 до 25 мм, поверхность нагрева выпускаемых теплообменников от 0,5 до 160 м². Для получения больших рабочих поверхностей теплообменники могут быть соединены в блоки.

За рубежом спиральные теплообменники изготавливают из углеродистой и коррозионностойкой сталей, хастеллоя В и С, никеля и никелевых сплавов, алюминиевых сплавов и титана.

При относительно высоких давлениях в каналах часть зарубежных фирм в целях снижения массы и придания достаточной прочности производят навивку спиралей в теплообменниках из сталей разной толщины. Внутренние витки с меньшим радиусом навиваются из более тонкого материала, а наружные витки с большим радиусом – из металла большей толщины. Полотнища разной толщины свариваются под углом, для того чтобы более жесткий стыковой шов не мешал навивке спирали.

Технологический расчет спиральных теплообменников, как и других видов рекуперативных теплообменных аппаратов, сводится к определению поверхности теплообмена, а также к определению числа витков спирали, определению потерь напора теплоносителей при проходе их по каналам теплообменника.

Расчеты на прочность элементов теплообменника включает расчеты крышек, фланцевых соединений, внутренней и наружной спиралей. Подробная методика расчета на прочность спиральных теплообменников приводится в СТО 00220256-004-2006 «Аппараты теплообменные спиральные. Методика расчета на прочность».

7.3. Пластинчато-ребристые теплообменники

Пластинчато-ребристые теплообменники (теплообменники с вторичными поверхностями) находят широкое распространение в химической промышленности в качестве теплообменников, подогревателей, холодильников, конденсаторов, испарителей для чистых газов и жидкостей, в том числе высоковязких. Их применяют главным образом в крупных установках по разделению методом глубокого охлаждения воздуха, углеводородных газов, в установках для сжижения и ректификации водорода.

Широкое распространение пластинчато-ребристые теплообменники получили благодаря своей компактности, достигающей 2000 м^2 поверхности теплообмена на 1 м^3 объема теплообменника, что во много раз превышает компактность всех остальных видов теплообменников. В пластинчато-ребристых теплообменниках возможно одновременно в одном блоке проводить теплообмен между четырьмя и более теплоносителями, что достигается соответствующей конструкцией распределительного коллектора. Особенно выгодно применять пластинчато-ребристые теплообменники в качестве реверсивных, в которых часто приходится регулировать температурные напоры циркуляцией одного из потоков,

что находит применение в установках глубокого холода.

В одном и том же теплообменнике расстояние между пластинами, а также тип оребрения может быть различным, что позволяет регулировать гидравлическое сопротивление при прохождении потоков через теплообменник в зависимости от расхода теплоносителей и их давления.

Масса и теплоемкость пластинчато-ребристых теплообменников намного меньше, чем остальных типов теплообменников такой же поверхности, в связи с тем, что основная часть поверхности выполняется из тонких металлических листов. Малая теплоемкость теплообменника очень важна при переменном переключении их и необходимости сублимации примесей, выделяющихся на поверхности теплообмена. По данным зарубежных фирм, применение в установках глубокого холода пластинчато-ребристых теплообменников вместо регенераторов с насыпной насадкой сокращает габаритные размеры аппарата в 5 раз и его массу в 15 раз.

Стоимость единицы поверхности теплопередачи пластинчато-ребристых теплообменников при их серийном изготовлении значительно ниже стоимости теплообменников других типов.

Допустимым рабочим давлением для данных теплообменников является 1 – 1,5 МПа, что является их недостатком. Температурный интервал зависит от материала теплообменника и для аустенитных сталей составляет от – 150 до +300 °С.

Основой пластинчато-ребристых теплообменников является теплообменный элемент (рис. 7.15), представляющий собой две гладкие пластины 1 и 2, между которыми расположен гофрированный лист металла 3. Боковые поверхности пакета пластин с двух сторон закрыты уплотнениями 4. Поставленные один на другой, такие элементы образуют пакет теплообменника. После сборки необходимого количества элементов в пакет при помощи специальных приспособлений производится припайка гофров к гладкой пластине в местах касания пластин. Таким образом получается оребренная теплообменная поверхность, в которой теплоноситель разбивается на большое число параллельных потоков.

На рис. 7.16 показан общий вид пластинчато-ребристого теплообменника для работы с жидкими и газообразными рабочими средами *A* и *B*, состоящий из пакета оребренных пластин 1 и 2, закрытых с торцов крышками 3 и 4.

В зависимости от направления расположения гофрированных

пластин по отношению друг к другу, схема движения теплоносителей в пакете может быть различной: противоток (рис. 7.17, а), прямоток (рис. 7.17, б), или перекрестный ток (рис. 7.17, в).

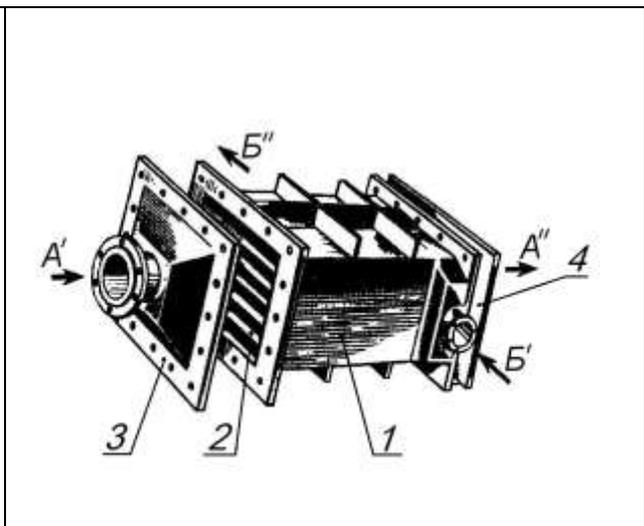
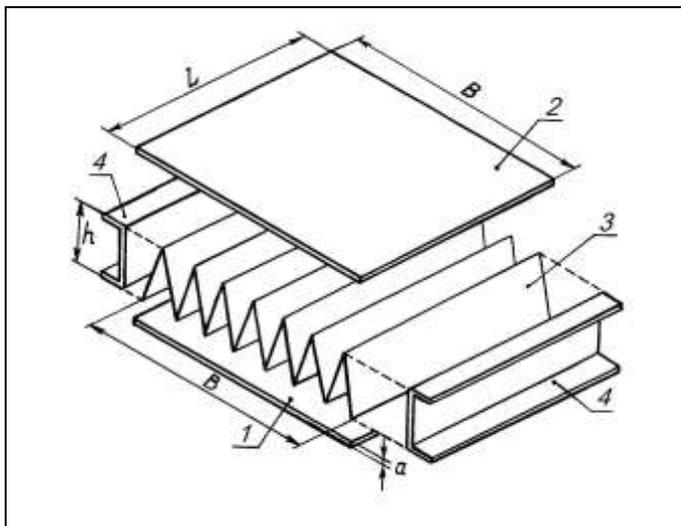


Рис. 7.15. Схема пластинчато-ребристого теплообменника: 1 и 2 – плоские пластины; 3 – оребренная пластина; 4 – боковое уплотнение-вставка

Рис. 7.16. Общий вид пластинчато-ребристого теплообменника: 1 – корпус; 2 – пакет продольных пластин; 3, 4 – съемные крышки

При конструировании пластинчато-ребристых теплообменников необходимо обеспечить равномерное распределение теплоносителей внутри блока и между ними. Это достигается применением многоходовых коллекторов, т.е. образованием параллельных каналов при помощи установки в коллекторе продольных или поперечных перегородок.

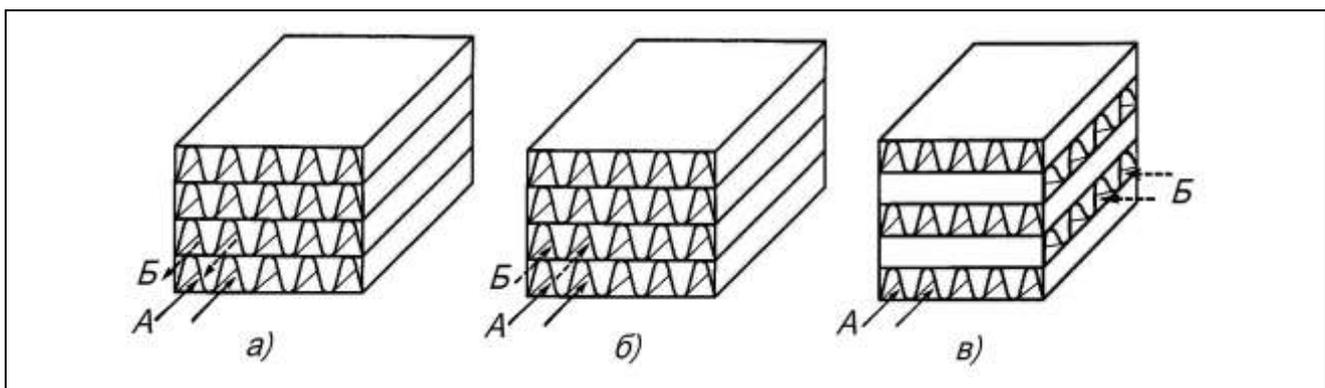


Рис. 7.17. Схемы движения потоков рабочих сред А и В в пластинчато-ребристом теплообменнике: а) – противоток; б) – прямоток; в) – перекрестный ток

Дополнительные теплообменные поверхности (ребра), находящиеся между гладкими поверхностями, могут иметь различные

формы (рис. 7.18:

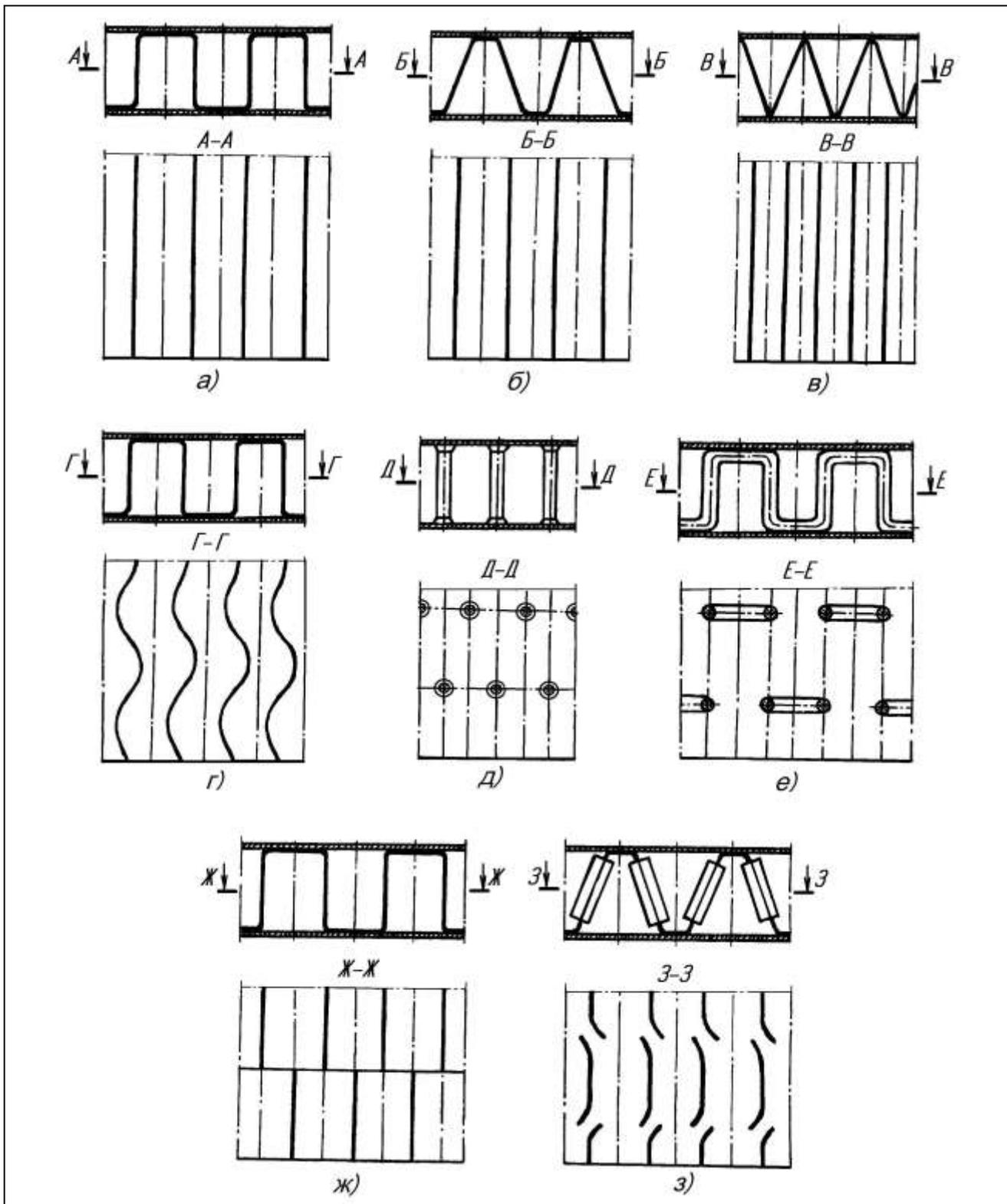


Рис. 7.18. Формы ребер гофрированных пластин пластинчато-ребристых теплообменников: а) – гладкие прямоугольные; б) – гладкие трапециевидальные; в) – гладкие треугольные; г) – волнистые; д) – стерженьковые (шпиковые); е) – изогнутые из круглой проволоки; ж) – прерывистые (смещенные); з) – чешуйчатые (жалюзийные)

– гладкими (непрерывными): ребра изготовлены из гофрированной тонкой пластины прямоугольной (рис. 7.18, *а*), трапецеидальной (рис. 7.18, *б*,) треугольной (рис. 7.18, *в*) форм и припаяны к обеим гладким пластинам сплошным продольным швом;

– волнистыми (рифлеными): ребра образуют волнистую линию вдоль всего пути движения теплоносителя (рис. 7.18, *г*); к этому же типу относятся пластины с зигзагообразными ребрами;

– стерженьковыми (шиповыми): ребра изготовлены из тонкой проволоки и расположены в шахматном или коридорном порядке перпендикулярно гладким пластинам (рис. 7.18, *д*); шипы могут быть изготовлены как цилиндрическими, так и обтекаемой формы, когда передняя кромка шипа закруглена, а задняя кромка заострена; однако из-за сложности изготовления, насадка этого типа применяется сравнительно редко;

– из круглой (рис. 7.18, *е*) или сплюсненной проволоки, изогнутой в виде прямоугольной или трапецеидальной форм; ребра припаяны к обеим гладким пластинам в шахматном порядке;

– прерывистыми, смещенными одно относительно другого (рис. 7.18, *ж*); форма изгиба ребер прямоугольная, трапецеидальная или треугольная, как и в случае гладких ребер (рис. 7.18, *а*, *б*, *в*);

– чешуйчатыми (жалюзийными): на ребрах такой же формы, как и гладкие ребра, имеются прорезы, расположенные поперек хода ребра; прорезь не доходит до вершин ребер; края прорези отогнуты в одну или в разные стороны и создают как бы чешую на ребре (рис. 7.18, *з*).

Наиболее распространенным материалом для изготовления пластинчато-ребристых теплообменников являются алюминий и его сплавы. В зависимости от используемых рабочих сред эти теплообменники могут выполняться из углеродистой и легированной стали, титана, сплавов меди и других металлов.

В зависимости от количества протекающих через теплообменник теплоносителей и их свойств расстояние между гладкими пластинами в одном и том же теплообменнике могут быть различными. Для изготавливаемых из алюминиевых сплавов пластинчато-ребристых теплообменников расстояние между гладкими пластинами (высота гофра) составляет от 3 до 15 мм. Для жидкостей и конденсирующихся паров обычно используют ребра высотой от 3 до 7 мм, а более высокие ребра используются для газов. Алюминиевые гладкие листы имеют толщину от 0,7 до 1,5 мм, а толщина металла, из которого

изготавливают ребра, колеблется от 0,1 до 0,4 мм и в редких случаях достигает 0,8 мм.

В этих теплообменниках удельная поверхность значительно выше, чем в других типах теплообменников и достигает 900...1500 м² на 1 м³ объема пакета. На 100 мм ширины пакета приходится от 40 до 70 ребер. В теплообменниках с гладкими (непрерывными) ребрами толщиной 0,1 мм число ребер на 100 мм ширины достигает до 120, а удельная поверхность доходит до 2500 м²/м³. Для кожухотрубчатых теплообменников этот показатель составляет от 40 до 150 м²/м³.

Максимальный объем пакета теплообменника зависит от условий пайки и обычно не превышает 1 м³. Необходимая поверхность теплообмена komponуется путем последовательного или параллельного соединения отдельных пакетов (обычно до 6 ... 8 шт.). Наибольший суммарный объем пакетов, находящийся в эксплуатации, доходит до 5 м³.

Пайка пакетов пластинчато-ребристых теплообменников обычно производится в ванне с расплавленной солью или в печах в атмосфере инертных газов. Твердый припой в виде фольги толщиной 0,05 ... 0,15 мм прокладывается между пластинами и заранее отшлифованными ребрами. Пакет заключают в специальный контейнер и помещают в печь с защитной атмосферой для пайки. Для сжатия пакета пластин и ребер в контейнере используют механические зажимы с регулируемой силой зажима. В качестве твердых припоев применяют припои на серебряной основе, а в теплообменниках, работающих при температурах ниже 400 °С, можно применять твердые припои на медной основе. Для пайки низкотемпературных пластинчато-ребристых теплообменников, изготовленных из сплавов алюминия, применяют твердый алюминиевый припой с присадкой кремния, что снижает температуру плавления алюминия. При этом припой на основной плоский лист наносится с двух сторон плакировкой.

После пайки в печи аппарат вынимают из контейнера, тщательно очищают, проверяют на прочность и плотность, а затем к аппарату приваривают распределительные коллекторы. С целью уменьшения напряжений в коллекторах, в аппаратах, работающих под высоким давлением, необходимо или применять блоки небольшого поперечного сечения, или устанавливать несколько коллекторов малых размеров.

При хорошей пайке пластинчато-ребристые теплообменники могут выдерживать большую разницу температур между

теплоносителями, так как из-за малых линейных размеров в аппарате не возникают температурные напряжения. Кроме того, эти теплообменники хорошо выдерживают перемену давления, что особенно важно в условиях реверсивной работы. Так для установок глубокого охлаждения некоторые типы реверсивных теплообменников из алюминиевого сплава испытывались при температуре 18 °С переменным давлением от 0 до 1,05 МПа и выдерживали свыше миллиона переключений без нарушения их прочности.

Пластинчато-ребристые теплообменники хорошо выдерживают вибрацию, что позволяет широко применять их в транспортных установках.

7.4. Компактные блочные разборные пластинчатые теплообменники Компаблок

Для устранения главного недостатка разборных пластинчатых теплообменников марки ТП, – низкое рабочее давление в аппарате, одной из ведущих производителей теплообменной аппаратуры (LNE) разработана конструкция компактного блочного разборного пластинчатого теплообменника марки Компаблок (рис. 7.19).

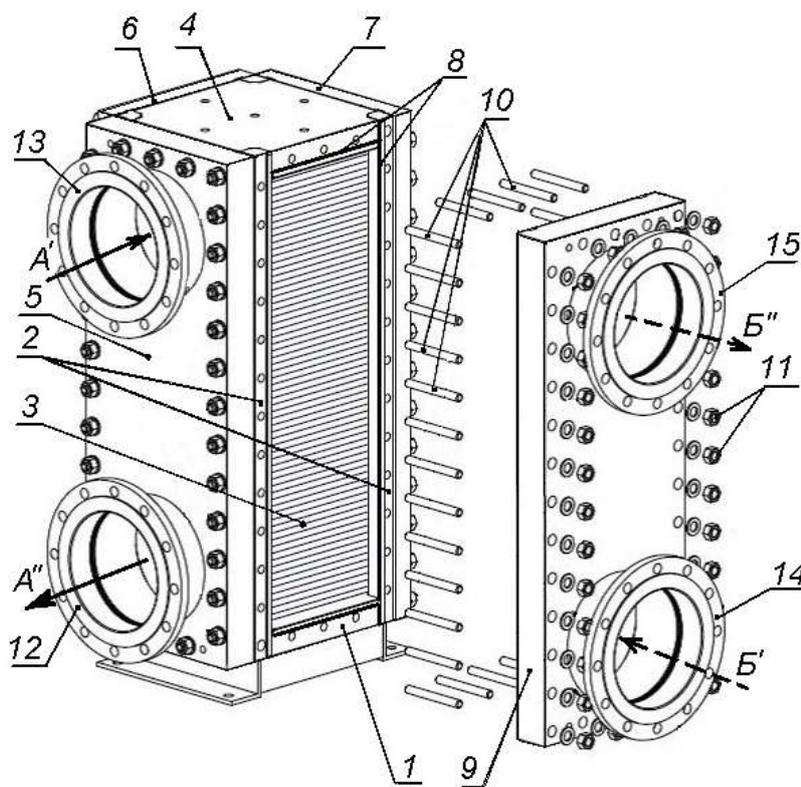


Рис. 7.19. Общий вид компактного блочного разборного пластинчатого теплообменника марки Компаблок

Основным достоинством этого теплообменника является высокое рабочее давление до 3,5 МПа и температура рабочих сред от -50 до 350 °С, которые достигаются благодаря прочной сварной конструкции внутренней рамы и отсутствию каучуковых прокладок между пластинами. Компаблок выпускается в трех типоразмерах, с поверхностью теплообмена от 6,6 до 320 м² при количестве пластин от 60 до 400.

Конструкция данного теплообменника состоит из пакета сварных квадратных гофрированных теплообменных пластин 3 с углом шеврона 45° , заключенных в жесткую прямоугольную раму, образованную из четырех упорных сварных колонн-стоек 2, прикрепленных к нижней 1 и верхней 4 плитам с помощью шпилек 10 с гайками 11. Высокая механическая прочность компаблока от действия внутреннего давления рабочих сред в аппарате обеспечиваются четырьмя плоскими съемными толстостенными панелями 5, 6 и 7, 9, изготовленными из углеродистых сталей и снабженных четырьмя штуцерами 12, 13 и 14, 15 соответственно, для подвода и отвода рабочих сред *A* и *B*. По специальному заказу панели могут облицовываться тем же материалом, что и пластины. Для экономии дорогостоящих материалов пластины, дефлекторы и панели могут покрываться нержавеющей сталью, титаном, сплавом хастеллой и др. Панели уплотняются между собой и крышками четырьмя прямоугольными прокладками 8 из металла (меди, алюминия) или из паронита, которые стягиваются друг к другу и к вертикальным стойкам 2 стандартными шпильками 10 и гайками 11, что допускает возможность легкой разборки и чистки аппарата.

Рабочие среды *A* и *B* движутся по чередующимся гофрированным каналам, образованным между пакетом квадратных теплообменных пластин 3. Течения двух рабочих сред являются поперечными, независимо от того, сколько в аппарате число ходов. При нечетном числе ходов штуцера для входа и выхода рабочих сред размещаются на противоположных панелях, а при четном – на соседних панелях, под прямым углом друг другу, как это изображено на рис. 7.19.

Для повышения эффективности теплообмена между средами в аппарате осуществляется дополнительная турбулизация потоков путем установки на обоих контурах съемных дефлекторов, позволяющих увеличивать число ходов и, соответственно, скорость движения теплоносителей. Шевронная поверхность теплообменных пластин создает турбулентное движение даже при низких значениях

числа Рейнольдса, и, благодаря многоходовой конструкции аппарата, при оптимальных скоростях течения достигается высокие коэффициенты теплопередачи порядка $3500 \dots 6000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, что в 3 ... 4 раза выше, чем у стандартизованных кожухотрубчатых аппаратах при схожих гидродинамических условиях. Высокий коэффициент теплопередачи, достигаемый с помощью гофрированной шевронной поверхности теплообменной пластины, позволяет эксплуатировать компаблок при небольшой разнице температур рабочих сред, составляющей всего $3 \dots 5^\circ$.

Благодаря оптимальной скорости движения и шевронной поверхности пластин потоки в каналах турбулизируются, что предотвращает отложение осадка и, как следствие, засорение теплообменника. Благодаря этой способности к самоочищению теплообмен в аппарате происходит при благоприятных условиях.

Теплообменник находит широкое применение для рекуперации тепла, охлаждения, конденсации или испарения газовых конденсатов, подогрева сырой нефти, утилизации тепла газодифракционирующей колонны и обессоленной воды, охлаждения азота, углекислого газа, азотной кислоты, в производстве горячей воды и подготовки пара в системах отопления и других областях, когда требуется компактность и надежность применяемого теплообменного оборудования.

Одним из недостатков компаблока является его большая масса, в основном, из-за использования толстостенных панелей и крышек для их прочности, что приводит к необходимости установки на площадке для обслуживания аппарата специальных грузоподъемных механизмов.

7.5. Комбинированные кожухопластинчатые теплообменники

Попытки совместить преимущества стандартизованных кожухотрубчатых теплообменников, обусловленных высокими давлениями и температурой рабочих сред, с достоинствами пластинчатых теплообменников, связанных с компактностью, удобством разборки и чистки и высокой эффективностью теплообмена, привели к разработке комбинированных кожухопластинчатых теплообменников.

Благодаря сочетанию в себе лучших качеств пластинчатых и кожухотрубчатых теплообменников, данный вид аппаратов находят применение в холодильной технике, химической промышленности, и других областях, для нагревания и охлаждения, конденсации и

испарения различных жидкостей и газов в широком диапазоне рабочих параметров, в частности, при температурах от -50 до 600 °С, давлениях от $0,001$ МПа (глубокий вакуум) до 8 МПа с поверхностью теплообмена в аппарате от $0,62$ до 800 м².

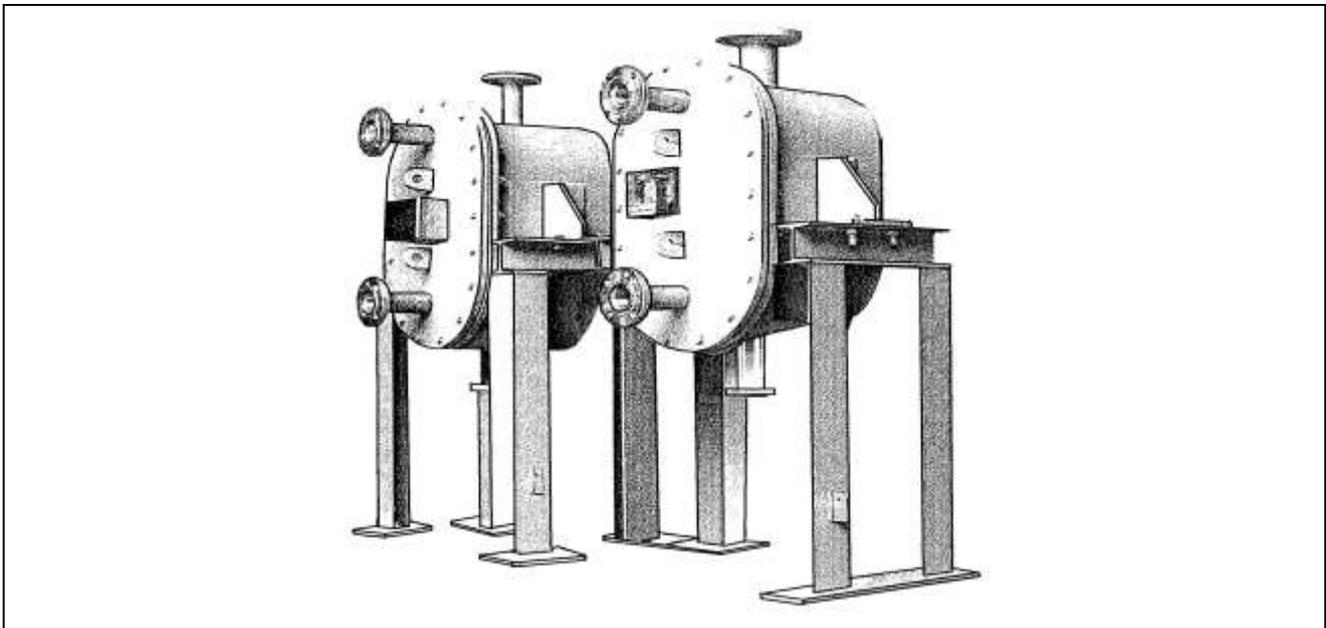


Рис. 7.20. Общий вид горизонтальных кожухопластинчатых теплообменников на металлической раме

На рис. 7.20 представлен общий вид горизонтальных кожухопластинчатых теплообменников для испарения жидких продуктов. Для обеспечения удобства обслуживания и ремонта, теплообменники этого типа обычно устанавливают на сварной металлической конструкции высотой до 1 м.

Кожухопластинчатый теплообменник (рис. 7.21) состоит из сварного кожуха-корпуса 1 круглой или вытянутой формы с плоским приварным днищем, внутри которых размещают пакет плоских штампованных гофрированных пластин 2 , образующих теплообменную поверхность аппарата. Пластины обычно изготавливают из коррозионностойких сталей, никеля и титана и их сплавов толщиной от $0,6$ до $0,8$ мм с диаметром (шириной) от 190 до 1160 мм. С торца кожух закрыт плоской крышкой 3 на фланцах. В аппаратах больших размеров и массы днище также может выполняться съемным на фланцах. Теплообменные пластины выполняют трех типов (рис. 7.21, б, в): тип *A* – круглая (в виде диска), тип *B* – слегка вытянутая; тип *C* – максимально вытянутая, которые

образуют соответственно малую, среднюю и увеличенную рабочую теплообменную поверхность на пластине и аппарате в целом.

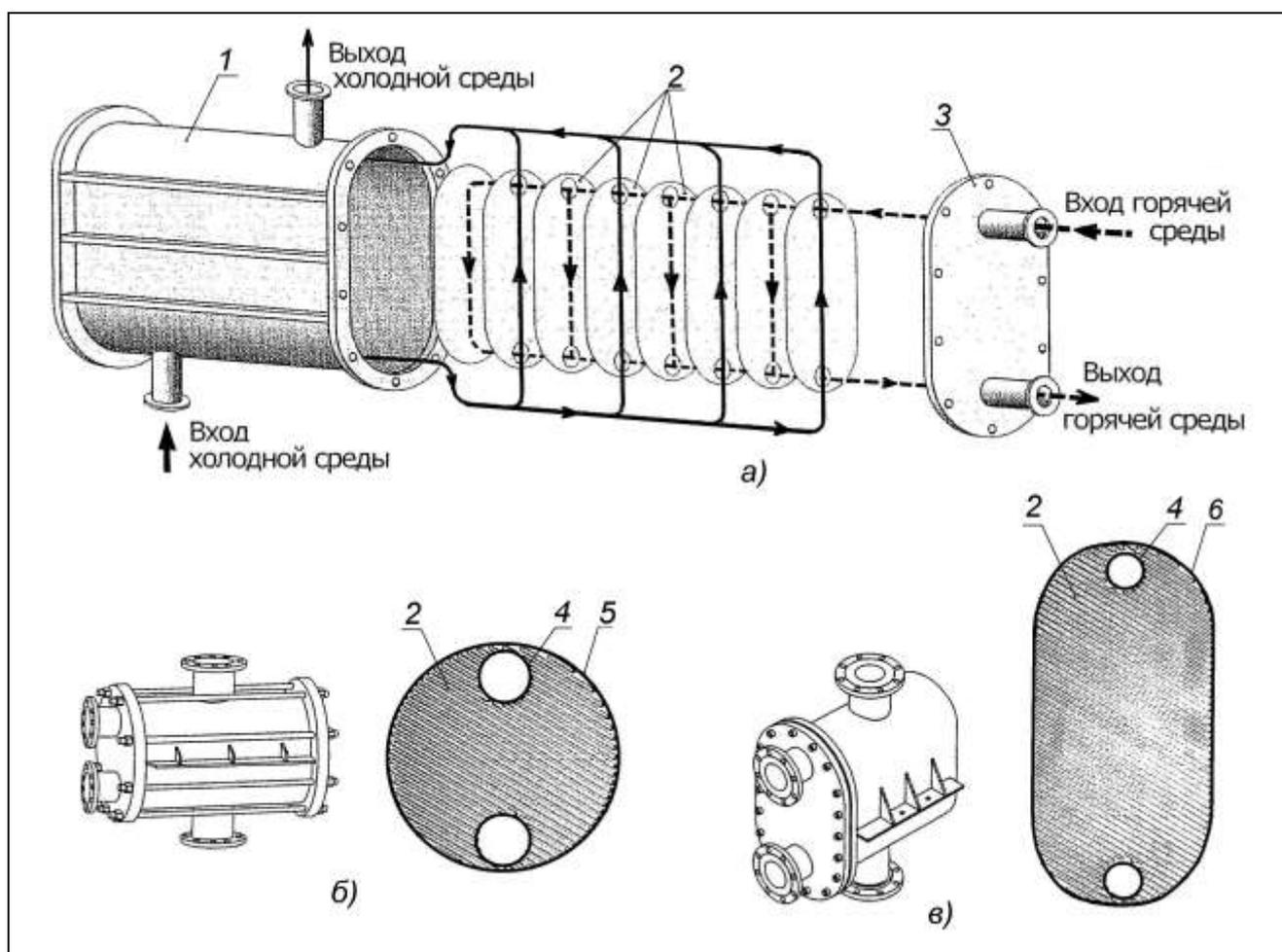


Рис. 7.21. Устройство кожухопластинчатого теплообменника: а) – схема движения рабочих сред; б) – теплообменники с круглыми (дисковыми) пластинами (тип А); в) – с вытянутыми (овальными) пластинами (тип С)

Преимуществом такой формы является возможность полного использования всей поверхности пластин, для образования максимальной гофрированной рабочей поверхности теплообмена в объеме аппарата.

Пластины могут выполняться разборными, с уплотнительными прокладками, а также полуразборными или неразборными, на сварке. В разборных конструкциях пластины уплотняются между собой двумя видами прокладок: (рис. 7.21, б, в) двумя внутренними круглыми 4 и одной наружной круглой 5 или вытянутой 6, образующие между пластинами волнообразные каналы для движения горячей и холодной сред, штуцера для подвода и отвода которых размещены в кожухе и на крышке аппарата.

В зависимости от конкретной схемы компоновки пластин,

прокладок и штуцеров в теплообменнике могут быть образованы сочетания следующих вариантов движения рабочих сред: параллельная или последовательная схемы движения теплоносителей; индивидуальный прямоток и противоток между соседними каналами; прямоток и противоток во всем аппарате в целом. На рис. 7.21, а) представлена конструкция аппарата с противоточной схемой движения горячей и холодной рабочих сред в аппарате в целом при индивидуальном противотоке между соседними каналами. Уплотнение прокладок 4, 5 и 6 между пластинами осуществляется одновременно с уплотнением прокладки между фланцами кожуха 1 и крышки 3 с помощью стандартных шпилек с гайками. Затягивать гайки на шпильках рекомендуется постепенно, в несколько приемов и попарно, на двух отверстиях, расположенных на диаметрально противоположных положениях. В кожухопластинчатых теплообменниках разборной конструкции температура рабочих сред несколько ниже и ограничена допускаемой температурой материала прокладок, не превышающих 300 – 350 °С.

В полуразборных аппаратах соседние пластины попарно сварены между собой, а в неразборных – сварены в один пакет, без применения прокладок, поэтому допускают эксплуатацию при максимальном диапазоне температур, достигающих 600 – 900 °С. Несмотря на высокие температуры рабочих сред, благодаря компактности конструкции аппарата, температурные напряжения в кожухопластинчатых теплообменниках значительно ниже, чем в кожухотрубчатых аппаратах, поэтому их применяют в области повышенных рабочих давлений (до 3 – 8 МПа).

7.6. Теплообменники из неметаллических материалов

Теплообменники из неметаллических материалов обладают высокими антикоррозийными свойствами, что позволяет экономить дорогие легированные стали и цветные металлы и сплавы, а также сохранить химическую чистоту теплоносителей. Кроме того, графит, который обычно используется для изготовления таких теплообменников, обладает высоким коэффициентом теплопроводности, в 4 раза превышающим теплопроводность коррозионностойкой стали, что позволяет обеспечить высокую эффективность теплообмена между рабочими средами.

Теплообменники из неметаллических материалов нашли широкое применение в качестве конденсаторов, холодильников,

нагревателей и испарителей при работе с агрессивными средами (кислоты, щелочи, органические и неорганические растворители и т.д.). К их недостаткам следует отнести низкую прочность при растяжении и изгибе материалов, из которых их изготавливают, невозможность соединения деталей способами, используемыми при изготовлении теплообменников из металлов, такими, как сварка, пайка, развальцовка и др.

В качестве неметаллических конструкционных материалов для изготовления теплообменной аппаратуры наиболее часто применяют углеграфиты и фторопласты различных марок. Углеграфитные теплообменники бывают прямоугольно-блочные, кожухотрубные, кожухоблочные, оросительные, погружные, двухтрубные и др.

7.6.1. Прямоугольно-блочные теплообменники из графита

Прямоугольно-блочные теплообменные аппараты изготавливают в основном из искусственного графита, или графитопласта – пластмассы на основе терморезактивной фенолформальдегидной смолы, в которой в качестве наполнителя используется мелкодисперсный графит. Основным методом соединения деталей на основе из графита – склеивание искусственными смолами.

Теплообменные аппараты такого типа изготавливают из отдельных прессованных прямоугольных блоков 1 (рис. 7.22), соединенных между собой специальной кислотостойкой замазкой (арзамит-4). В блоках просверлены вертикальные и горизонтальные отверстия для прохождения теплоносителей. Узлы соединения блоков можно уплотнять также прокладками из фторопласта или термо- и коррозионностойкой резины. Аппарат имеет распределительные камеры 2, скрепленные с блоками и между собой крышками 3 и продольными стяжками 4. Горизонтальные каналы сообщаются с боковыми переливными камерами 5, соединенные между собой горизонтальными шпильками 6, благодаря которым достигается многоходовое зигзагообразное движение, как правило, неагрессивной среды *A* по высоте аппарата. Патрубки 7 и 8, соединенные с распределительными камерами 2 склеиванием, служат для ввода и вывода агрессивной *B*, а патрубки 9 и 10 – неагрессивной рабочей среды *A*.

Аппарат работает следующим образом. Агрессивный теплоноситель *B*, который нужно нагреть или охладить, подается через верхний патрубок 7 в распределительную камеру 2, откуда

попадает в вертикальные каналы блоков 1 и движется по этим каналам вниз, выходя из аппарата через нижнюю распределительную камеру 2 и патрубок 8.

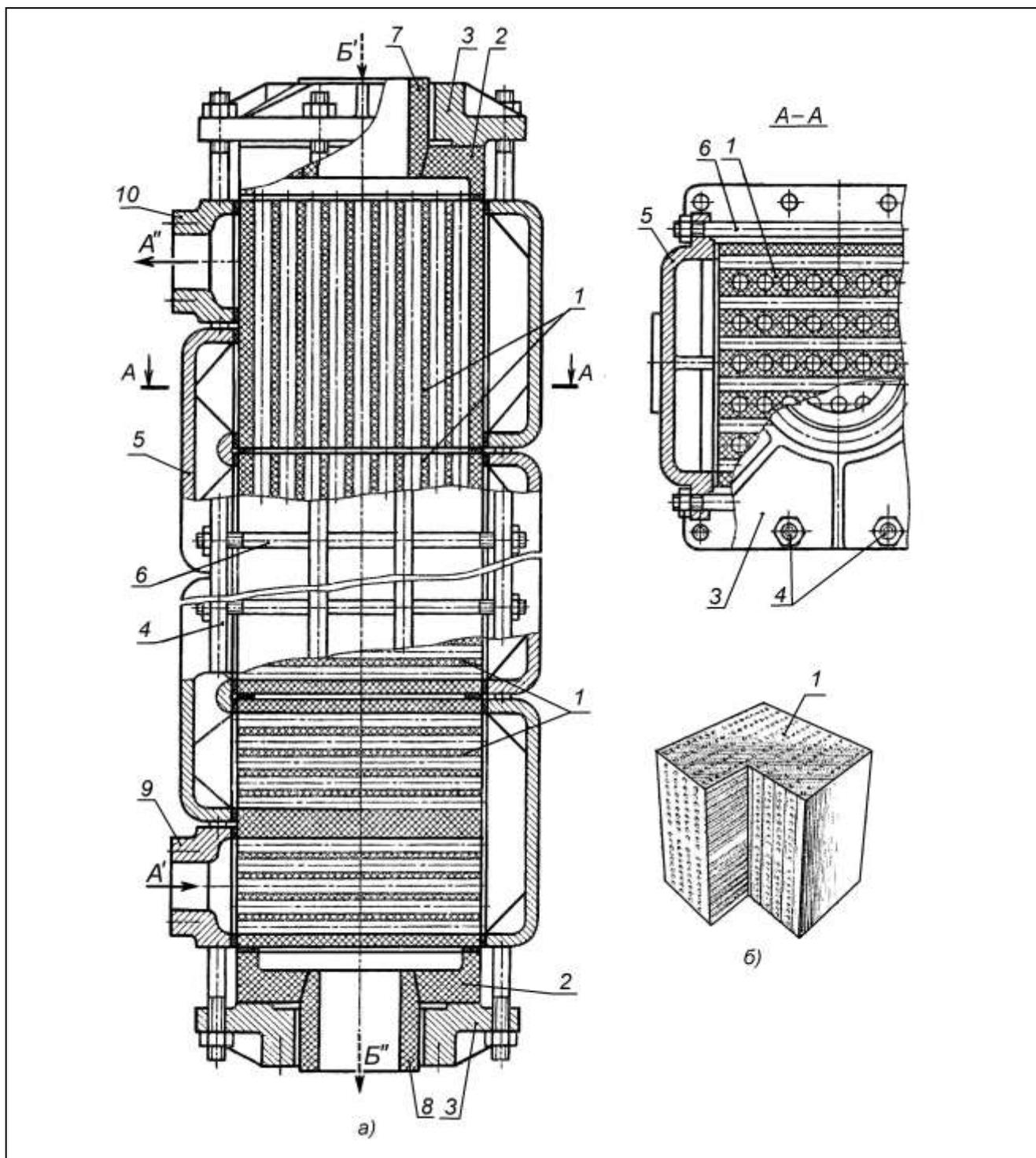


Рис. 7.22. Прямоугольно-блочный теплообменник из графита: а) – общий вид аппарата; б) – схема расположения каналов на блоке 1

Нагревающий (или охлаждающий) неагрессивный теплоноситель A поступает в аппарат по нижнему патрубку 9 и движется по

горизонтальным каналам блоков 1, причем переход теплоносителя от одного блока к другому осуществляется за счет боковых переливных камер 5. В результате достигается зигзагообразное (многоходовое) движение среды по высоте аппарата.

В теплообменниках такой конструкции число поперечных зигзагообразных ходов неагрессивного теплоносителя A по горизонтальным каналам получается в два раза больше, чем число прямоугольных блоков в аппарате, а число боковых переливных камер – на единицу меньше числа ходов.

7.6.2. Кожухотрубчатый углеграфитовый теплообменник с сальниковым уплотнением плавающей головки

Кожухотрубчатый углеграфитовый теплообменник данной конструкции (рис. 7.23) состоит из металлического кожуха 1 и пучка труб 2, закрепленных на верхней 3 и нижней 4 трубных решетках. Вход и выход агрессивной рабочей среды A из трубного пространства осуществляется через верхнюю входную 5 и нижнюю выходные 6 крышки, изготовленные из пропитанного графита и стянутые шпильками 7 и уплотнительной прокладкой 8 к фланцам кожуха.

В верхней части кожуха 1 приварено кольцевое гнездо 9 трапецеидальной формы, в которое укладывается сальниковая набивка 10, изготовленная из графитизированного асбестового шнура. Для периодической подтяжки и уплотнения сальниковой набивки предусмотрена нажимная втулка 11 и натяжные болты 12 с гайками и контргайкой. Нижняя трубная решетка 4 при этом является неподвижной и зажата между фланцами кожуха 1 и нижней крышки 6 стандартными шпильками 7. Такая конструкция аппарата допускает свободное перемещение трубного пучка 2 с верхней трубной решеткой 3 внутри кожуха при тепловых расширениях от разности температур труб и кожуха, образуя нежесткую конструкцию аппарата с внутренней плавающей головкой. Это позволяет значительно снизить температурные усилия и напряжения, возникающие, в первую очередь, в материале труб, изготовленных из графитопласта, который обладает более низкими (в 20 – 30 раз) по сравнению со стальными допускаемыми напряжениями на растяжение и сжатие, а также практически исключает изгиб трубных решеток 3 и 4 под действием осевых распорных усилий в трубном пучке 2.

В аппаратах данного типа наиболее распространенным способом крепления графитопластовых труб 2 является соединение их с

трубными решетками из прессованного графита методом склеивания с помощью замазки типа арзамит-4. Для обеспечения прочности и плотности соединения труб с трубными решетками концы теплообменных труб и отверстия в трубных решетках выполняют конусными (рис. 7.23, б).

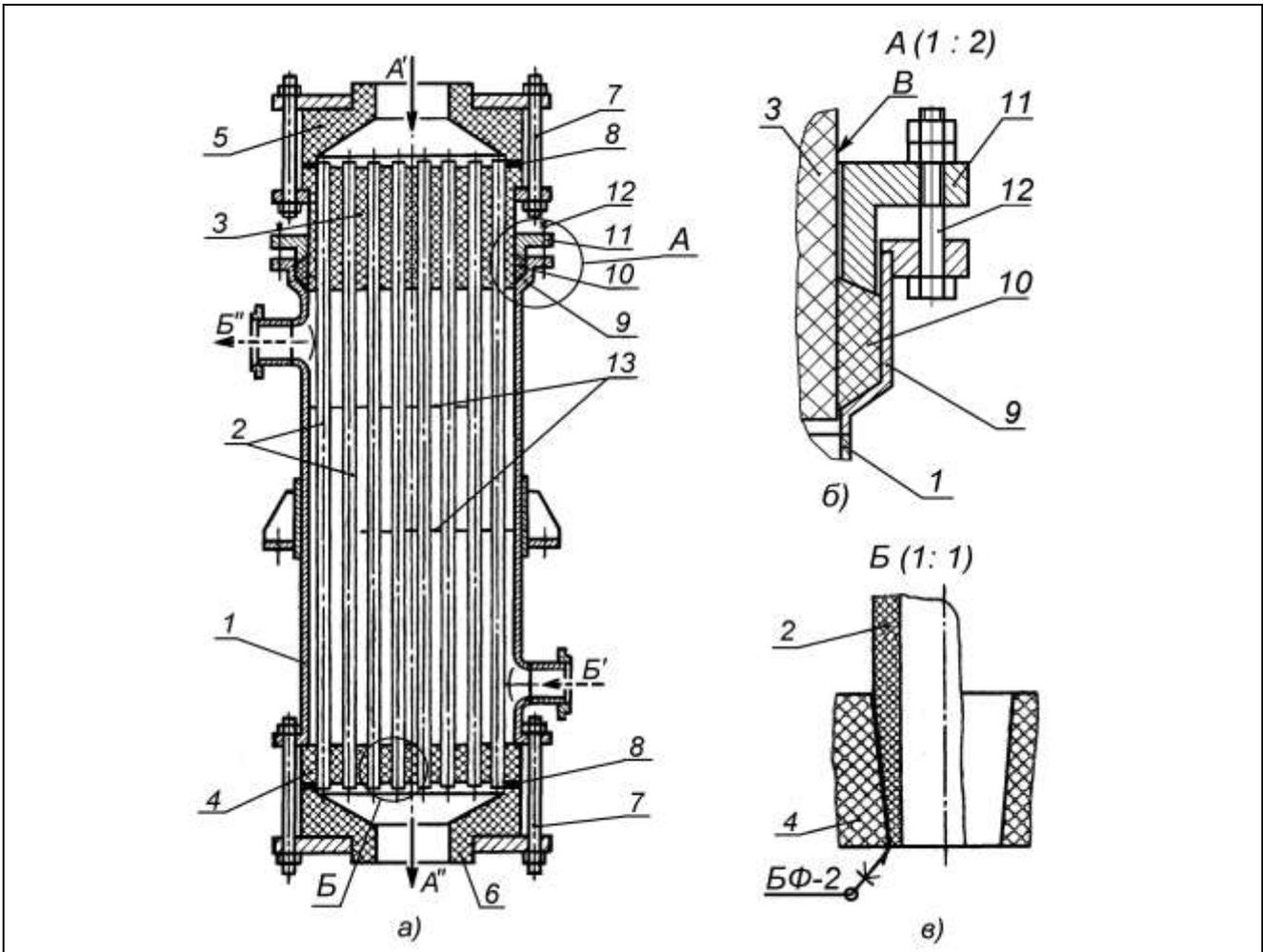


Рис. 7.23. Кожухотрубчатый углеграфитовый теплообменник с плавающей головкой: а) – общий вид; б) – схема сальникового уплотнения 10 подвижной трубной решетки 3 в кожухе 1; в) – схема клееного соединения труб 2 в конических отверстиях нижней неподвижной трубной решетки 4

Для свободного скольжения подвижной трубной решетки 3 через уплотняемую сальниковую набивку 10, ее наружную цилиндрическую поверхность *B* подвергают качественной механической обработке обычно методом шлифования. Другой (неагрессивный) теплоноситель *B* движется в межтрубном пространстве, ограниченном кожухом и трубным пучком. С целью увеличения коэффициентов теплоотдачи на поверхности труб в межтрубном пространстве теплообменника установлены поперечные перегородки 13 с чередующимися

сегментными вырезами, которые обеспечивают дополнительную турбулизацию потока теплоносителя B за счет организации движения теплоносителя в направлении, перпендикулярном оси труб и увеличения скорости движения теплоносителя в межтрубном пространстве аппарата. Недостатком теплообменников данной конструкции является наличие сальникового уплотнения в корпусе, которое не обеспечивает полной герметичности рабочей среды B , движущейся в межтрубном пространстве аппарата, поэтому в качестве нагревающего или охлаждающего агентов в таких аппаратах применяют неагрессивные инертные продукты, например, воду или водяной пар.

7.6.3. Фторопластовые теплообменники

Изобретение фторопласта (политетрафторэтилена) и освоение отечественной промышленностью его производства позволило сконструировать и наладить выпуск современного эффективного вида теплообменного оборудования. К нему относятся теплообменные аппараты из фторопласта погружного (тип П) и кожухотрубчатого (тип К) типов, предназначенные для нагрева, охлаждения и конденсации коррозионных и особо чистых рабочих сред. Эти аппараты применяются в химической, фармацевтической и пищевой промышленности, а также при проведении электрохимической обработки материалов. Применяемые фторопластовые материалы (марок 4, 4Д, 4МБ) стойки практически во всех коррозионноактивных средах (кислотах, водных растворах солей, электролитах и т.д.). Гидрофобность (несмачиваемость) фторопластовой поверхности способствует снижению отложений и облегчает их удаление с поверхности теплопередачи.

В качестве теплообменных труб в фторопластовых теплообменниках используют стандартизованные трубы диаметром 3 и 5 мм с толщиной стенки соответственно 0,4 и 0,6 мм. Несмотря на невысокую теплопроводность фторопласта в теплообменных аппаратах, благодаря малой толщине стенок, величина коэффициентов теплопередачи лежит в пределах от 60 до 120 Вт/(м²К) для аппаратов с естественной конвекцией у наружной поверхности труб и от 170 до 400 Вт/(м²К) для аппаратов с вынужденной конвекцией. К недостаткам этих аппаратов следует отнести невысокое условное давление (до 1 МПа в трубном пространстве и до 0,6 МПа в межтрубном при температуре 20 °С) и значительную зависимость

этого давления от температуры (при температуре 150 °С не более 0,25 МПа в трубном пространстве и 0,1 МПа в межтрубном). Кроме этого, учитывая малые величины внутренних диаметров трубок, необходимо обеспечить подачу в трубное пространство аппарата рабочих сред с малой степенью загрязненности (размер частиц не должен превышать 1/10 внутреннего диаметра трубок и для трубного пространства и 1/20 эквивалентного диаметра для межтрубного пространства), чтобы не допустить забивки труб механическими примесями.

Известны шесть конструктивных исполнений теплообменников с фторопластовыми трубками погружного типа (типа П) и три исполнения кожухотрубчатого типа (типа К), которые различаются конфигурацией трубного пучка. Все аппараты указанных типов состоят из пучка гибких или жестких труб, концы которых неподвижно соединены сваркой с фторопластовыми трубными решетками, узлов уплотнения трубных решеток и узлов подвода и отвода теплоносителей в трубное и межтрубное пространство. Кроме того, у аппаратов типа К имеется металлический или фторопластовый кожух.

Теплообменные аппараты погружного типа предназначены для установки в емкостях открытого и закрытого типов и используются в качестве встроенных холодильников и нагревателей. Трубный пучок в таких аппаратах представляет собой переплетенные между собой теплообменные трубы, концы которых собраны и сварены в две трубные решетки. Агрессивную рабочую среду направляют в трубное пространство, через одну из трубных решеток, а неагрессивный продукт, обычно нагревающий или охлаждающий теплоноситель, – в межтрубное пространство, образованное цилиндрической или прямоугольной емкостью с соответствующими штуцерами для подвода и отвода теплоносителя.

На рис. 7.24 представлен вариант конструктивного исполнения U-образного трубного пучка погружного теплообменного аппарата. Трубный пучок из фторопластовых теплообменных труб 1 здесь выполнен в виде плоских U-образных кос, разделенных дистанционными элементами 2. Концы труб приварены в отверстиях фторопластовых трубных решеток 3, которые одновременно являются штуцерами для подвода и отвода агрессивной рабочей среды А.

На рис. 7.25 показан узел подсоединения одной из трубных решеток погружного теплообменного аппарата к плоскому корпусу или крышке колонны или емкости, в межтрубном пространстве

которой движется нагревающий или охлаждающий теплоноситель. Фторопластовая трубная решетка 1 с приваренным к ней пучком фторопластовых труб 2, крепится к корпусу 3 или крышке колонны или емкости с помощью съемной крышки 4, сваренной заодно со штуцером 9 для подвода агрессивной среды *A* в трубное пространство аппарата. Уплотнение трубной решетки 1 и крышки 4 обеспечивается одновременно двумя прокладками 5 и 6 при затягивании гаек болтового соединения 7. Прокладка 5 при этом изготавливается из теплостойкой резины по ГОСТ 9833-83, а прокладка 6 выполнена составной, для лучшей упругости в виде резинового кольца, обтянутого снаружи герметичным фторопластовым чехлом.

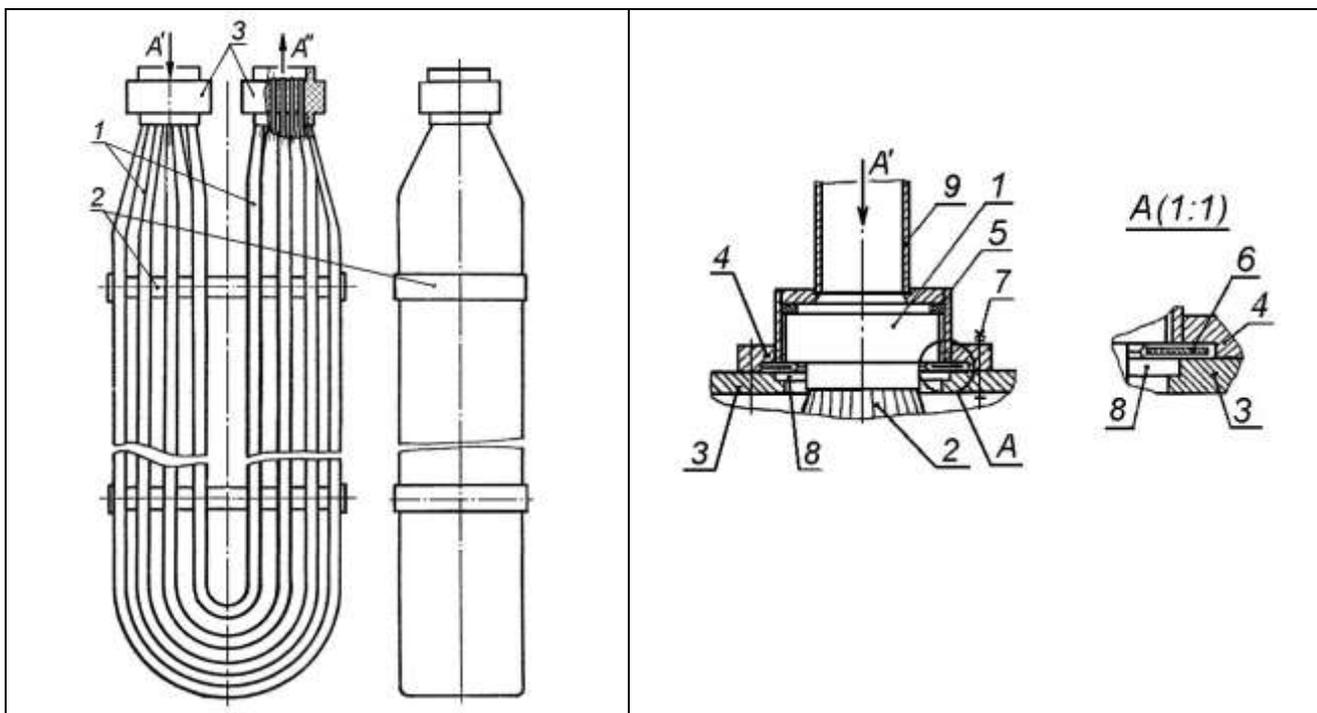


Рис. 7.24. Общий вид U-образного трубного пучка фторопластовых труб погружного теплообменника типа П

Рис. 7.25. Узел крепления трубной решетки 1 погружного теплообменника типа П (исполнение 1) к корпусу 3 колонны или емкости

Для обеспечения возможности быстрого извлечения трубного пучка 2 из колонны или емкости на крышке 3 последних выполнена кольцевая проточка для установки в ней двух съемных полуколец 8, которые, при затяжке гаек на болтах 7, образуют дополнительную уплотнительную поверхность для надежного поджатия составной прокладки 6.

Кожухотрубчатые фторопластовые теплообменники типа К предназначены для использования в качестве подогревателей,

холодильников и конденсаторов, Трубные пучки в таких аппаратах могут быть выполнены в следующих вариантах: исполнение 1 – прямые трубные пучки, образованные плетением плоских кос с различным количеством труб; исполнение 2 – U-образные трубные пучки, выполненные в виде полых цилиндров, расположенных один в другом; исполнение 3 – в виде плоских кос, между которыми установлены дистанционные приставки.

Один из вариантов вертикального кожухотрубчатого теплообменника (исполнение 1) представлен на рис. 7.26. Аппарат состоит из цилиндрического корпуса 1, прямого цилиндрического пучка фторопластовых труб 2 с двумя трубными решетками 3, неподвижно зажатыми между фланцами корпуса 1 и крышек 4 и 5 со штуцерами 6 и 7 для подвода и отвода агрессивного продукта *A* в трубное пространство аппарата.

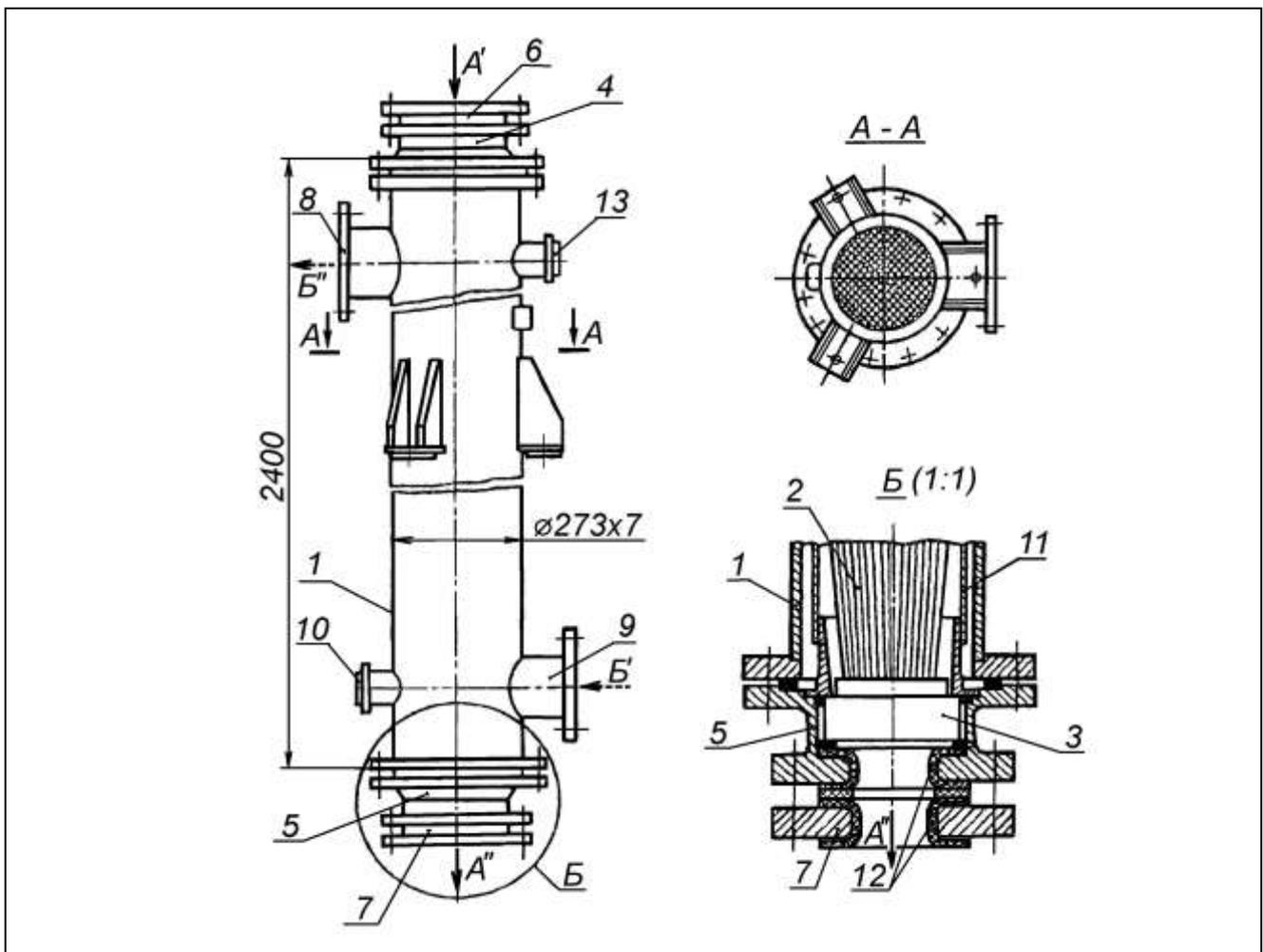


Рис. 7.26. Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник типа К (исполнение 1) с прямым фторопластовым пучком труб 2

Для подвода и отвода в межтрубное пространство неагрессивного продукта *B* в корпусе предусмотрены штуцера 8 и 9. Для выпуска воздуха при пуске аппарата в верхней части корпуса установлен штуцер 13 (воздушник), а для освобождения межтрубного пространства от продукта *B* при остановке аппарата в нижней части корпуса предусмотрен штуцер-спускник 10 с запорной арматурой. Для обеспечения равномерного распределения рабочей среды *B* в межтрубном пространстве, а также в целях защиты пучка фторопластовых труб от абразивного и эрозионного износа высокоскоростным потоком среды, в зоне входного штуцера 9 внутри корпуса установлена съемная защитная гильза-отбойник 11 с отверстиями.

Для защиты от воздействия агрессивного продукта *A*, движущегося в трубном пространстве аппарата, внутренние поверхности сварных стальных крышек 4 и 5 и элементов штуцеров 6 и 7 покрыты защитными оболочками 12 из фторопласта, концы которых загнуты и зажаты между фланцами крышек и штуцеров и дополнительно уплотнены прокладками с помощью болтовых соединений (узел Б на рис.7.26).

Недостатком данного кожухотрубчатого теплообменника с прямыми пучком фторопластовых труб является возможность появления значительных температурных усилий и напряжений в трубах и трубных решетках из-за отсутствия компенсирующих элементов в конструкции аппарата. Частичную компенсацию тепловых деформаций труб и корпуса обеспечивает небольшой веерообразный изгиб на концах труб вблизи трубных решеток, благодаря чему теплообменник данной конструкции может эксплуатироваться при небольшой разности температур труб и корпуса, не превышающих 10 – 20°. При более высокой разности температур следует использовать кожухотрубчатые теплообменники нежесткой конструкции, например, аппараты с плавающей головкой.

С целью устранения отмеченных выше недостатков кожухотрубчатых углеродистых теплообменников с сальниковым уплотнением плавающей головки (рис. 7.23), связанных, в первую очередь, с их неполной герметичностью и необходимостью периодической подтяжки сальниковой набивки, а также для компенсации температурных деформаций в корпусе и трубном пучке аппарата, разработана усовершенствованная конструкция кожухотрубчатого теплообменника нежесткого типа с

фторопластовыми трубами (рис. 7.27), в котором уплотнение внутренней плавающей головки осуществляется с помощью более современного и надежного герметичного материала – резины. В отличие от традиционной сальниковой набивки, изготовленной из графитизированного асбестового шнура, резиновые уплотнения не требуют периодической подмотки и подтяжки, практически не допускает утечки уплотняемых рабочих сред, благодаря чему удается значительно сократить эксплуатационные затраты и снизить потери обрабатываемых продуктов и загрязнение ими окружающей среды.

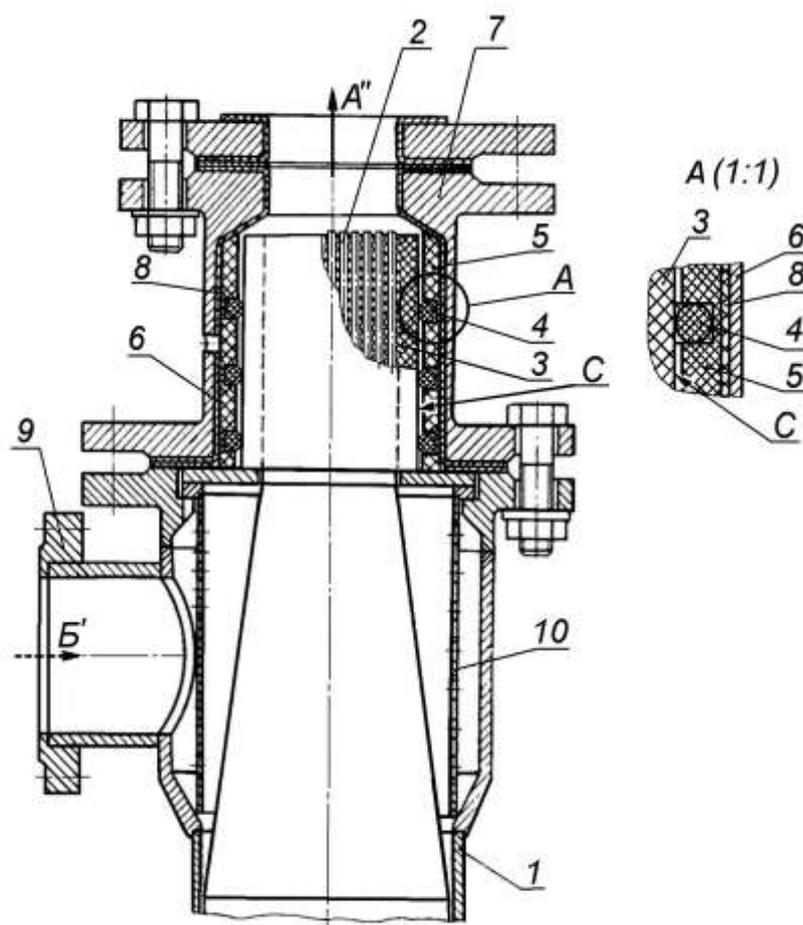


Рис. 7.27. Кожухотрубчатый теплообменник с фторопластовыми трубами 2 нежесткого типа с уплотнением подвижной трубной решетки 3 плавающей головки с помощью трех резиновых колец 4, размещенных на уплотнительной втулке 5. Потoki: A'' – выход агрессивной рабочей среды из трубного пространства; B' – вход неагрессивного теплоносителя в межтрубное пространство

Корпус 1 данного теплообменника нежесткого типа с фторопластовыми трубами и с плавающей головкой, как и в случае

кожухотрубчатого углеграфитового аппарата (рис. 7.23), изготовлен сварным из углеродистой или легированной стали и образует с трубным пучком межтрубное пространство аппарата, в котором движется неагрессивная рабочая среда *Б*, обычно горячий или холодный теплоноситель. Внутри корпуса размещен съемный трубный пучок, состоящий из фторопластовых труб 2, верхний конец которых неподвижно закреплен методом сварки или склеивания в отверстиях верхней подвижной трубной решетки 3, изготовленной из фторопласта или углеграфита. Другой конец фторопластовых труб закреплен на нижней трубной решетке неподвижно, путем стягивания последней между фланцами корпуса и нижней крышки (на рис. не указаны).

Основным отличительным элементом данной конструкции является узел уплотнения подвижной трубной решетки 3, включающий три уплотнительных резиновых кольца 4 круглого сечения, уложенных плотно на трех соответствующих кольцевых канавках, расточенных на внутренней цилиндрической поверхности уплотнительной втулки 5, изготовленной из фторопласта или углеграфита. Для обеспечения герметичности и долговечности резиновых уплотнительных колец 4 на плавающей головке глубину и ширину канавок на уплотнительной втулке 5 выполняют с минусовым допуском, чтобы кольца с канавками образовали плотную посадку с небольшим натягом. В результате этого подвижная трубная решетка 3 со шлифованной наружной цилиндрической поверхностью *С* имеет возможность беспрепятственно перемещаться по внутренним рабочим поверхностям резиновых уплотнительных колец 4, обеспечивая хорошую компенсацию температурных деформаций пучка труб и корпуса. Благодаря такой конструкции плавающей головки в теплообменниках данного типа удается практически полностью исключить появление в трубах, корпусе и трубных решетках нежелательных для неметаллических материалов осевых растягивающих и изгибающих температурных усилий и напряжений, что особенно важно в аппаратах, используемых в химических и нефтехимических производствах.

Верхняя подвижная трубная решетка 3 и уплотнительные резиновые кольца 4 с уплотнительной втулкой 5 размещены внутри цилиндрической обечайки верхней сварной крышки 6 с фланцевыми разъемами для герметичного соединения их с корпусом 1 и штуцером 7 для подвода и отвода агрессивной рабочей среды *А* в трубное

пространство аппарата. Верхняя и нижняя крышки, а также фланцы, изготовленные из углеродистой или из низколегированной сталей, контактирующие с агрессивной средой *A*, с внутренней стороны покрыты дополнительными защитными оболочками 8 из фторопласта, концы которых отогнуты и зажаты между фланцами корпуса и крышки через дополнительные уплотнительные прокладки.

Для защиты тонкостенных фторопластовых трубок от абразивного и эрозионного износа подаваемым в межтрубное пространство теплоносителем *B*, а также для равномерного распределения этого теплоносителя по всему сечению аппарата, пучок труб в зоне входного штуцера 9 защищен съемным цилиндрическим отбойником 10 с отверстиями.

8. НАГРЕВАЮЩИЕ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ АГЕНТЫ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Основным источником тепла на нефтеперерабатывающих заводах является теплота, получаемая при сгорании топлива. При этом тепло либо непосредственно используется для нагрева, либо передается при помощи промежуточных теплоносителей.

В первом случае топливо сжигают в аппарате, служащем непосредственно для нагрева, например, в трубчатой печи. Во втором случае тепло сжигаемого топлива используется для нагрева теплоносителя, который далее транспортируется к месту потребления тепловой энергии.

Наиболее удобным и распространенным теплоносителем является водяной пар. Его легко транспортировать к месту потребления, а централизованное производство водяного пара на тепловых электростанциях (ТЭС) или в крупных котельных позволяет наиболее полно и эффективно использовать тепло топлива, совмещая производство водяного пара с выработкой электроэнергии на современных ТЭС. Достоинствами водяного пара как теплоносителя являются высокий коэффициент теплоотдачи при его конденсации, большие величины скрытой теплоты конденсации (испарения), возможность использования образующегося конденсата для получения дополнительной тепловой энергии и др.

Обычно в качестве теплоносителя используется насыщенный водяной пар, так как расход перегретого водяного пара высок вследствие его малой теплоемкости, а коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к теплообменной поверхности мал, в связи с чем требуется значительная поверхность теплообмена.

К недостаткам водяного пара как теплоносителя относится сравнительно низкая его температура при высоком давлении. Так при абсолютном давлении $P = 0,98$ МПа температура конденсации пара равна 179 °С, и, следовательно, использовать его можно при нагреве рабочей среды до температуры не выше $160 \dots 170$ °С. Для нагрева до 200 °С требуется насыщенный водяной пар давлением $2,5 \dots 3$ МПа, для транспортировки которого приходится сооружать паропроводы высокого давления с дополнительными паровыми спутниками.

Значительное снижение давления в теплообменной аппаратуре при нагреве до высоких температур можно достигнуть, применяя

конденсирующийся теплоноситель с более высокой температурой кипения.

В промышленной практике применяют такие теплоносители, как смесь дифенила и дифенилоксида, известного под названием даутерма, ртуть и др. Температура кипения даутерма при атмосферном давлении равна 257 °С, а при температуре 350 °С абсолютное давление насыщенных паров даутерма приблизительно составляет 0,6 МПа. Однако скрытая теплота его конденсации значительно ниже, чем для водяного пара и составляет 251 кДж/кг при атмосферном давлении. При нагреве до температуры выше 400 °С находит применение смесь азотнокислых и азотистокислых солей натрия и калия. Так смесь солей, состоящих из NaNO_2 (40%), NaNO_3 (7%) и KNO_3 (53%), имеет теплоту плавления 81,6 кДж/кг, температуру плавления 142 °С, теплоемкость 1,6 кДж/(кг К) и вязкость при 260 °С, равную 4 мПа·с, а при 583 °С – 1,0 мПа·с. В частности, такой теплоноситель применялся на установках каталитического крекинга с неподвижным слоем катализатора.

На нефтеперерабатывающих заводах в качестве теплоносителя для нагрева нефтепродуктов до температуры выше 200 °С часто используются сами высококипящие нефтепродукты, например, дизельное топливо, или газойлевые фракции. В этом случае теплоноситель нагревают в трубчатой печи, транспортируют к месту его использования, а после охлаждения возвращают в печь для нагрева и повторного применения.

Иногда в качестве теплоносителей используют дымовые газы или горячий воздух, нагреваемый в топках под давлением. Недостатками такого теплоносителя являются низкий коэффициент теплоотдачи к теплообменной поверхности (обычно не выше 58 Вт/(м² К)) и малая теплоемкость (1,05 ... 1,26 кДж/(кг К)). Низкий коэффициент теплоотдачи может быть несколько компенсирован созданием более высокого температурного напора, что в случае использования дымовых газов не представляет затруднений.

В некоторых отраслях промышленности в качестве теплоносителя используют перегретую воду при температуре 350 ... 360 °С, которая циркулирует в системе под давлением выше 20 МПа. Так в процессе формования автомобильных шин в форматорах-вулканизаторах используется перегретая вода с температурой 180 ... 200 °С и давлением 8 ... 10 МПа.

В некоторых контактных процессах нефтегазопереработки применяют твердые теплоносители, в качестве которых используют катализатор, кокс, малоактивный материал и др. Применение этих теплоносителей обычно связано с особенностями технологических процессов. Теплоносителями являются также все получаемы на нефтеперерабатывающих установках высокотемпературные потоки, тепло которых может быть использовано для нагрева сырья в регенераторах тепла.

Помимо топлива источником тепла может служить электрическая энергия. Однако применение электроэнергии в качестве источника тепла в нефтеперерабатывающей промышленности ограничено.

Наиболее дешевым и распространенным охлаждающим агентом является вода, используемая для охлаждения до 30 ... 35 °С. В зависимости от дефицитности воды и затрат, связанных с ее транспортировкой, на нефтеперерабатывающих заводах организуется проточное или так называемое обратное водоснабжение. При обратном водоснабжении нагретая на технологических установках вода повторно используется после охлаждения путем частичного испарения в градирнях или специальных бассейнах. Иногда температура воды понижается при частичном ее испарении под вакуумом.

Воду широко применяют в качестве охлаждающего агента вследствие ее доступности и относительно высокого коэффициента теплоотдачи к теплообменной поверхности.

Вместе с тем следует отметить, что с интенсивным развитием промышленности применение воды в качестве охлаждающего агента для многих районов является ограничивающим фактором. Кроме того, использование воды промышленными предприятиями часто является источником загрязнения водоемов и требует осуществления комплекса мероприятий по очистке воды перед ее сбросом в водоемы. Важнейшим элементом по охране окружающей среды является такая организация водоснабжения, при которой осуществляется замкнутый цикл, т.е. отсутствуют стоки использованной воды в водоемы.

Следует также отметить, что использование воды в качестве охлаждающего агента связано с загрязнением наружной поверхности холодильников и конденсаторов, вследствие отложения накипи и других возможных загрязнений, содержащихся в воде. Эти обстоятельства приводят к снижению коэффициента теплопередачи, а

также к ухудшению условий охлаждения и требуют сравнительно трудоемкой очистки поверхностей охлаждения.

Важность и необходимость сокращения расхода воды на нефтеперерабатывающих заводах вытекают также из того, что расход воды на этих предприятиях высок и составляет от 30 до 50 м³ на 1 т нефти, а затраты на сооружение системы водоснабжения и канализации составляют 9 ... 12 % стоимости всего завода.

Одним из важнейших мероприятий, позволяющих существенно снизить расход воды, является применение воздуха в качестве охлаждающего агента. В этом случае атмосферный воздух при помощи мощных вентиляторов нагнетается в аппараты воздушного охлаждения. Затраты энергии на привод вентилятора во многих случаях меньше затрат на водяное охлаждение, в которые входят затраты как на подъем воды из водоемов, так и на перемещение воды при обратном водоснабжении, а если учесть еще затраты, связанные с созданием и эксплуатацией системы канализации, а также ущерб, нанесенный вследствие загрязнения водоемов, то, как это показано многими технико-экономическими расчетами, применение воздуха в качестве охлаждающего агента является важным мероприятием для всего народного хозяйства.

Достоинством воздуха как охлаждающего агента является его доступность и то, что он практически не приводит к загрязнению наружной поверхности охлаждения; к недостаткам этого агента по сравнению с водой является сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха (до 58 Вт/(м² К), который, однако можно скомпенсировать значительным обогревом наружной поверхности теплообменных труб. Недостатком является также сравнительно низкая теплоемкость (1,0 кДж/(кг К), вследствие чего массовый расход воздуха в 4 раза превышает расход воды. К недостаткам воздуха, как охлаждающего агента, следует отнести также существенное колебание начальной температуры воздуха, обусловленные как географическим местом расположения, так и временем года; значительные колебания температуры воздуха имеют место и в течение суток. Все это необходимо всесторонне учитывать при выборе размеров поверхности аппаратов воздушного охлаждения. Кроме того, в таких аппаратах необходимо организовать систему для возможного регулирования количества нагнетаемого воздуха.

Наиболее трудные условия охлаждения при помощи воздуха имеют место при жарком климате и летнее время. В стандартных

аппаратах воздушного охлаждения предусматривают возможность частичного (на несколько градусов) снижения начальной температуры воздуха путем его увлажнения за счет впрыска воды с помощью форсунок.

Для охлаждения рабочих сред до низких температур (20 ... 25 °С) в качестве охлаждающих агентов применяют захлажденную воду, соляной рассол, антифриз из смеси гликолей, подготовку которых осуществляют на специальных охлаждающих установках. При необходимости охлаждения до еще более низких температур (< 10 ... 15 °С) применяют специальные хладоагенты – аммиак, пропан, этан и другие сжиженные газы. В нефтепереработке подобные охлаждающие агенты используются для депарафинизации масел, низкотемпературном сернокислотном алкилировании изобутана олефинами, при производстве некоторых высоковязких присадок к моторным топливам и др. При испарении сжиженных газов скрытая теплота, необходимая для превращения жидкости в пар, отнимается от охлаждающего потока. Образующиеся пары хладоагента подвергаются компрессии или абсорбции и вновь сжижаются и возвращаются в процесс.

Температура испаряющегося агента легко регулируется изменением давления, при котором происходит его испарение. Так зависимость температуры испарения жидкого аммиака (T) от давления насыщенных паров (P) аммиака характеризуется следующими данными:

T , К	P , МПа
273	0,43
253	0,19
233	0,07

При охлаждении до температур ниже 238 К аммиак и пропан в качестве охлаждающих агентов обычно не используются. При необходимости охлаждения рабочих сред до более низких температур в качестве охлаждающего агента применяют этан.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Машины и аппараты химических производств: Учебник для вузов/ А.С. Тимонин, Б.Г. Балдин, В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев и др. / Под общей редакцией А.С. Тимонина. – Калуга, Издательство: «Ноосфера», 2014. – 856 с.

2. Ахметов С.А. и др. Технология и оборудование процессов переработки нефти и газа: Учебное пособие/ С.А. Ахметов, Т.П. Сериков, И.Р. Кузеев, М.И. Баязитов: Под ред. С.А. Ахметова. – СПб.: Недра, 2006. – 872 с.

3. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: Учебник. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Альфа-М, 2006. – 608 с.

4. Поникаров И.И., Перельгин О.А., Гайнуллин М.Г. и др. Машины и аппараты химических производств. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

5. Каталог ВНИИНЕФТЕМАШ. Стандартные кожухотрубчатые теплообменники общего назначения. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1982. – 33 с.

6. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. Учебник для студентов вузов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 328 с.

7. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи./ И.В. Доманский и др. Под ред. Соколова В.Н. – Л.: Машиностроение, 1982. – 381 с.

8. Поникаров, И.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): учебное пособие/ И.И. Поникаров, С.И. Поникаров, С.В. Рачковский. – М.: Альфа-М, 2011. – 720 с.: ил.

9. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков Н.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.

10. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник. Т.1. – Калуга: Издательство Н. Бочкаревой. 2002. – 852 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	4
1.1. Назначение теплообменных аппаратов	4
1.2. Область применения теплообменников	5
1.3. Требование к теплообменной аппаратуре	5
1.4. Классификация теплообменников	6
2. ОСНОВЫ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ	12
3. КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ	18
3.1. Общие сведения о кожухотрубчатых теплообменниках	18
3.2. Теплообменники жесткой конструкции типа Н	21
3.3. Методы компенсации температурных деформаций в кожухотрубчатых теплообменниках	26
3.4. Теплообменники полужесткой конструкции	27
3.4.1. Теплообменники полужесткого типа с компенсатором в корпусе типа К	27
3.4.2. Теплообменники с плоской мембраной на трубной решетке	30
3.4.3. Теплообменники с изогнутыми и витыми трубами	32
3.5. Теплообменники нежесткой конструкции	33
3.5.1. Теплообменники с U-образными трубами типа У	34
3.5.2. Теплообменники с внутренней плавающей головкой типа П	39
3.5.3. Теплообменники нежесткой конструкции с сальниковым уплотнением плавающей головки	49
3.5.4. Теплообменники с индивидуальной компенсацией теплообменных труб с помощью сальникового уплотнения в трубной решетке	53
3.5.5. Теплообменники полужесткой конструкции с волнообразным компенсатором на плавающей головке типа ПК	55
3.5.6. Теплообменники с двойными трубами Фильда	57
3.5.7. Испарители с паровым пространством	61
3.5.8. Кожухотрубчатые вертикальные испарители	65
4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ТРУБ И КОРПУСА КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	72
4.1. Температурные напряжения в трубах и корпусе теплообменников жесткой конструкции типа Н	72
4.2. Температурные напряжения в трубах и корпусе теплообменников полужесткой конструкции типа К	76

4.3. Осевые напряжения в теплообменнике жесткой конструкции от разности давлений в трубном и межтрубном пространствах	81
4.4. Порядок проверки труб и корпуса теплообменников жесткого типа от разности температур и давлений	84
5. ТЕПЛООБМЕННИКИ С РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ТЕПЛООБМЕНА ИЗ ТРУБ	85
5.1. Теплообменники типа «труба в трубе»	85
5.2. Аппараты воздушного охлаждения	93
5.3. Погружные теплообменные аппараты	98
5.4. Оросительные теплообменники	102
6. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	105
6.1. Корпуса теплообменников	105
6.2. Трубные пучки теплообменников	106
6.2.1. Теплообменные трубы	106
6.2.2. Схемы размещения труб в трубных решетках	107
6.2.3. Способы соединения труб с трубной решеткой	110
6.2.4. Методы интенсификации теплообмена в трубах. Оребренные трубы	114
6.3. Перегородки в теплообменниках	119
6.4. Отбойники для защиты труб в теплообменниках	127
6.5. Устройства для контроля и регулирования технологических параметров теплообменника	130
6.6. Поворотные-удерживающие устройства в теплообменниках	133
6.7. Устройства для строповки теплообменников	136
6.8. Опоры теплообменников	140
7. ТЕПЛООБМЕННИКИ С РАЗВИТОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ТЕПЛООБМЕНА ИЗ ЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА	144
7.1. Пластинчатые теплообменники	144
7.2. Спиральные теплообменники	155
7.3. Пластинчато-ребристые теплообменники	161
7.4. Компактные блочные разборные пластинчатые теплообменники Компаблок	167
7.5. Комбинированные кожухопластинчатые теплообменники	169
7.6. Теплообменники из неметаллических материалов	172
7.6.1. Прямоугольно-блочные теплообменники из графита	173
7.6.2. Кожухотрубчатый углеграфитовый теплообменник с сальниковым уплотнением плавающей головки	175
7.6.3. Фторопластовые теплообменники	177

8. НАГРЕВАЮЩИЕ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ АГЕНТЫ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ	185
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	190
СОДЕРЖАНИЕ	191

Для заметок

Для заметок

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Мазит Ахтямович Закиров
Эдуард Шархиевич Теляков
Эдуард Владиславович Осипов

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Подписано в печать 18.10.2021.
Бумага офсетная. Формат 60x84 1/16.
Гарнитура «TimesNewRoman». Усл. п. л. 11,39.
Тираж 100 экз. Заказ № 18.10/21-1

Издательство Академии наук
Республики Татарстан
42011, г. Казань, ул. Баумана, 20
e-mail: izdat.anrt@yandex.ru