

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

ТЕПЛОМАССОБМЕН

Методические указания по выполнению курсовых проектов
для студентов специальности
7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Витебск
2026

УДК 621.1.016.4(076.5)(075.8)

Составители:

А. М. Гусаров, А. С. Марущак

Одобрено кафедрой «Теплоэнергетика»
УО «ВГТУ», протокол № 5 от 27.01.2026.

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом
УО «ВГТУ», протокол № 5 от 28.01.2026.

Тепломассообмен: методические указания по выполнению курсовых проектов / сост. А. М. Гусаров, А. С. Марущак. – Витебск: УО «ВГТУ», 2026. – 89 с.

В методических указаниях приведена методическая последовательность расчета рекуперативных теплообменных аппаратов, включающая тепловой конструктивный, гидравлический, механический, компоновочный расчеты теплообменника, пояснения по выполнению расчетов, справочная информация, список рекомендуемой литературы. Выполнение курсового проекта по курсу «Тепломассообмен» позволит студентам закрепить знания по основным разделам дисциплины, а также приобрести навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач по расчету и проектированию рекуперативных теплообменных аппаратов.

УДК 621.1.016.4(076.5)(075.8)

© УО «ВГТУ», 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Классификация теплообменных аппаратов	5
2 Особенности конструкции теплообменных аппаратов	7
2.1 Особенности конструкции кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	7
2.2 Особенности конструкции пластинчатых теплообменных аппаратов	12
3 Тепловой конструктивный и гидравлический расчёты водоводяного кожухотрубчатого теплообменника	17
3.1 Тепловой конструктивный расчёт водоводяного теплообменника	17
3.2 Гидравлический расчёт водоводяного теплообменника	25
4 Тепловой конструктивный и гидравлический расчёты пароводяного кожухотрубчатого теплообменника	28
4.1 Тепловой конструктивный расчёт пароводяного теплообменника	28
4.2 Гидравлический расчёт пароводяного теплообменника	36
5 Механический расчёт толщины стенок и опор кожухотрубчатого теплообменного аппарата	39
6 Тепловой, компоновочный и гидромеханический расчёты пластинчатого теплообменника	45
6.1 Тепловой расчёт пластинчатого теплообменника	45
6.2 Компоновочный расчёт пластинчатого теплообменника	53
6.3 Гидромеханический расчёт пластинчатого теплообменника	58
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	61
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Графики и схемы для расчётов теплообменных аппаратов	62
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Табличные данные для расчётов теплообменных аппаратов	64

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины «Тепломассообмен» является изучение основных процессов переноса теплоты и массы, приобретение навыков в проведении тепловых и гидравлических расчетов и решении практических задач, связанных с тепломассообменом в теплотехнологических установках.

Выполнение курсового проекта имеет своей целью закрепление знания о существующих вариантах конструкций теплообменников и их технических характеристиках; знания о методах теплотехнического расчета теплообменных аппаратов; умение пользоваться справочной и нормативной литературой; умение выполнять на практике конструирование и расчет теплообменника.

Проект рекомендуется выполнять последовательно, по мере изучения основных разделов курса. Исходные данные к расчету и номер варианта студенту выдает преподаватель.

Курсовой проект, представляемый студентом к защите, включает в себя расчетно-пояснительную записку и чертежи, выполненные по индивидуальному заданию в полном объеме.

Расчетно-пояснительная записка должна включать:

- титульный лист (оформляется на лицевой стороне обложки);
- задание на курсовой проект;
- оглавление;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников.

Титульный лист, оглавление и список использованных источников выполняются в соответствии с Положением о порядке организации курсового проектирования и защиты курсовых проектов (курсовых работ). Задание включает в себя бланк с основной исходной информацией (тип аппарата, параметры теплоносителя, тепловые нагрузки и другие характеристики). В введении должно быть отражено состояние вопроса, дан обзор использованных источников, описаны использование того или иного аппарата, преимущества разрабатываемой конструкции, поставлена цель расчета.

В основной части уделено внимание тепловому конструктивному и гидродинамическому расчету теплообменного аппарата.

Графическая часть курсового проекта выполняется в выбранном масштабе (обычно 1:2; 1:5; 1:10; 1:20; 1:40), исходя из наиболее наглядного изображения конструкции аппарата (формат А1). Обязательный состав – Лист 1: продольный и поперечный разрезы кожухотрубчатого теплообменника с указанием его основных размеров; таблица штуцеров, технические характеристики и требования, спецификация; Лист 2: 2 вида пластинчатого теплообменника с указанием его основных размеров; чертёж штуцеров (табл. Б.19) [10]; чертёж пластины, технические характеристики и требования, спецификация.

1 КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменный аппарат – устройство, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому для осуществления различных тепловых процессов, например нагревания, охлаждения, кипения, конденсации или более сложных физико-химических процессов, таких как сушка, увлажнение, ректификация, абсорбция и т. д.

По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на две большие группы: поверхностные и смесительные аппараты. К первой группе в свою очередь относятся рекуперативные и регенеративные аппараты.

В рекуперативных аппаратах теплопередача между греющей и нагреваемой средами осуществляется через разделяющую стенку. Направление теплового потока в рекуператорах, как правило, не меняется во времени, а процесс теплообмена может протекать как без изменения агрегатного состояния потоков, так и с изменением обеих или одной из рабочих сред.

Рекуперативные аппараты классифицируют по следующим признакам:

- по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния: парожидкостные; жидкостно-жидкостные; газо-жидкостные; парогазовые.
- по конфигурации поверхности теплообмена: трубчатые аппараты с прямыми трубками; спиральные; пластинчатые; змеевиковые; ребристые; сетчатые.
- по компоновке поверхностей теплообмена: типа «труба в трубе»; кожухотрубчатые аппараты.

Рекуперативные аппараты могут быть классифицированы по назначению (подогреватели, холодильники и т. д.); по взаимному направлению потоков рабочих сред (прямоток, противоток, смешанный ток и т. д.); по материалу поверхности теплообмена; по числу ходов теплоносителей и т. д.

Рекуперативные аппараты большей частью работают в стационарных условиях.

Конструкции рекуперативных теплообменных аппаратов, применяемые в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, разнообразны. К ним относят: водоводяные и пароводяные подогреватели, парогенераторы, деаэрационные установки, экономайзеры, воздухоподогреватели, конденсаторы, холодильники, испарители, калориферы.

В регенераторах одна и та же поверхность теплообмена через определенные промежутки времени омывается то горячим, то холодным теплоносителем.

В этих аппаратах теплота, переданная от одного из теплоносителей твердому заполнителю канала, аккумулируется им, а затем отдается второму теплоносителю, когда наступает его очередь движения через аппарат. Главным элементом регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы, является насадка. Насадки конструируют таким образом, чтобы образовать большое число извилистых каналов, что позволяет интенсифицировать процесс теплообмена и сделать аппарат компактным.

Известны два основных типа регенераторов. В одном из них твёрдый материал насадки остается неподвижным; в другом твердая насадка постоянно вращается и поочередно проходит отсеки, через которые пропускается греющий и обогреваемый теплоносители. Они выполняются с противоточным однонаправленным и перекрестным течением теплоносителей.

Регенеративные аппараты нашли широкое применение в энергосберегающих системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

В смесительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном контакте и смешении горячего и холодного теплоносителей. Типичным примером таких теплообменников являются градирни тепловых электрических станций, кондиционеры.

В теплообменных аппаратах с внутренними источниками энергии применяются не два, как обычно, а один теплоноситель, который отводит теплоту, выделенную в самом аппарате. Примером таких аппаратов служат ядерные реакторы, электронагреватели и другие устройства.

Независимо от принципа действия теплообменные аппараты, применяющиеся в различных областях техники, как правило, имеют свои специальные названия. Эти названия определяются технологическим назначением и конструктивными особенностями теплообменных устройств. Однако с теплотехнической точки зрения все аппараты имеют одно назначение – передачу теплоты от одного теплоносителя к другому или поверхности твердого тела к движущимся теплоносителям. Последнее и определяет те общие положения, которые лежат в основе теплового расчета любого теплообменного аппарата.

Несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов, методика их теплового расчета во многом является общей. Различают проектный и поверочный расчеты теплообменников. В проектном расчете задаются количество передаваемого тепла, начальные и конечные температуры теплоносителей, а определяются необходимая поверхность нагрева и конструктивные размеры теплообменника. Поверочные тепловые расчеты осуществляются в случае, если известна поверхность нагрева теплообменного аппарата и требуется определить количество переданной теплоты и конечные температуры рабочих жидкостей. Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Эти два уравнения лежат в основе любого теплового расчета

В дальнейшем излагаются основы проектного теплового и гидравлического расчетов рекуперативных теплообменных аппаратов.

2 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1 Особенности конструкции кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты достаточно просты в изготовлении, отличаются возможностью развивать большую поверхность теплообмена в одном аппарате, надежны в работе.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты могут быть использованы для любой комбинации теплоносителей: жидкость-жидкость, газ-жидкость, газ-газ. Общим для всех кожухотрубчатых теплообменников является наличие большого числа труб (трубного пучка), концы которых герметично укреплены в отверстиях трубных досок (решеток), и наличие общего кожуха, охватывающего трубный пучок снаружи. Обычно в промышленных кожухотрубчатых теплообменниках используют трубы с внутренним диаметром не менее 12 и не более 38 мм. Нижнее ограничение обусловлено удобством очистки внутренней поверхности труб, верхнее – снижением удельной площади поверхности теплообменника. Возможная длина трубного пучка обычно составляет 0,9...6 м, толщина стенок труб – 0,5...2,5 мм. Трубы диаметром менее 12 мм используют в тех случаях, когда нет опасности загрязнения их внутренней поверхности и когда необходимо увеличить компактность теплообменника. Материал труб выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Применяются трубы из стали, латуни и из специальных сплавов.

Теплоносители, способные загрязнять поверхность теплообмена, направляют в полости труб трубного пучка, так как только они доступны для механической очистки.

В Кожухотрубчатые теплообменниках достигаются достаточно большие отношения площади поверхности теплообмена к объему и массе. Размеры поверхности теплообмена легко можно варьировать в широких пределах.

Трубы являются основным элементом, обеспечивающим теплопередачу между теплоносителем, протекающим внутри труб и в межтрубном пространстве. Трубы могут быть либо гладкими, либо с невысокими ребрами снаружи. В последнем случае наружный диаметр ребра выбирается немного меньше, чем наружный диаметр неоребранных концов труб, что позволяет вставлять оребранные трубы через отверстия в трубной доске. Трубы закрепляются в трубных досках (решетках) на каждом конце (за исключением U-образных труб, которые закрепляются только в одной трубной доске) при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений.

Трубная доска (решетка) представляет собой металлический диск, в котором имеются отверстия для труб с элементами уплотнений.

Трубы в решётках обычно равномерно размещают по периметрам правильных шестиугольников, т. е. по вершинам равносторонних

треугольников (рис. 2.1, а), реже применяют размещение труб по концентрическим окружностям (рис. 2.1, б). В отдельных случаях, когда необходимо обеспечить удобную очистку наружной поверхности труб, их размещают по периметрам прямоугольников (рис. 2.1, в). Все указанные способы размещения труб преследуют одну цель – обеспечить возможно более компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата. В большинстве случаев наибольшая компактность достигается при размещении трубок по периметрам правильных шестиугольников.

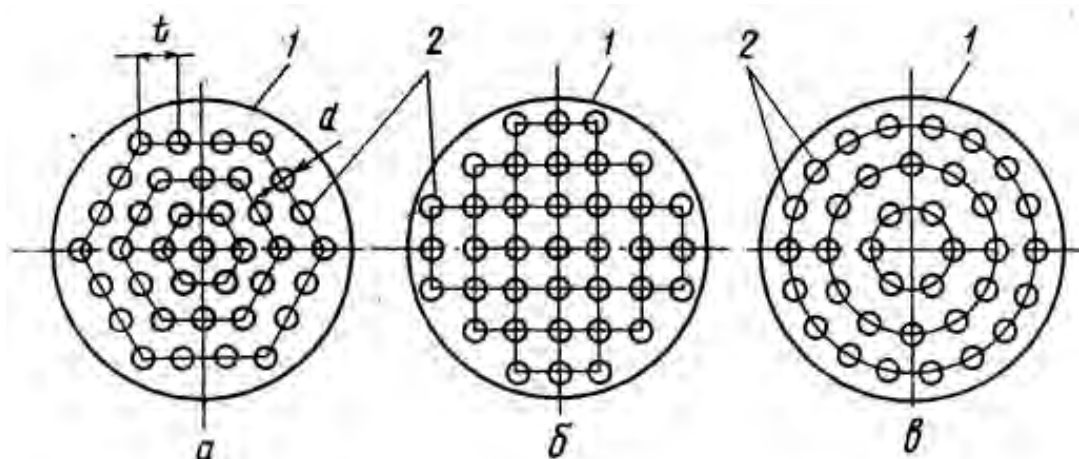


Рисунок 2.1 – Способы размещения труб в трубных решетках:

а – по периметрам правильных шестиугольников; б – по вершинам квадрата;

в – по концентрическим окружностям;

1 – корпус; 2 – трубы; t – шаг труб; d – диаметр трубы

Кожух имеет вид цилиндра, внутри которого помещены трубы и циркулирует теплоноситель. Он обычно изготавливается вальцовкой металлического листа соответствующего размера и сваркой продольным швом. Кожух малого диаметра (до 0,6 м) можно изготовить из трубы, обрезав ее до желаемой длины.

Теплоноситель поступает в кожух через входной патрубок и удаляется через выходной (рис. 2.2). Чаще всего патрубки изготавливаются из стандартных труб, которые привариваются к кожуху. В тех случаях, когда в межтрубное пространство подается двухфазный поток или насыщенный пар, внутри кожуха за входным патрубком могут быть установлены отражающие пластины, имеющие несколько большие размеры, чем сечение самого патрубка. Это защищает зону трубного пучка, на которую истекает входящий поток пара, от абразивного износа.

Горячий и холодный теплоносители обычно направляют противотоком друг к другу. При этом нагреваемый теплоноситель направляют снизу вверх, а теплоноситель, отдающий тепло, – в противоположном направлении. Такое направление движения каждого теплоносителя совпадает с направлением, в котором стремится двигаться данный теплоноситель под влиянием изменения его плотности при нагревании и охлаждении.

Важным элементом большинства кожухотрубчатых теплообменников является набор поперечных перегородок в межтрубном пространстве (рис. 2.2, б). Они позволяют повысить скорость теплоносителя, движущегося между трубами, а также предохраняют трубы от изгиба, вибрации. Кроме того, перегородки направляют поток теплоносителя поперек труб, что улучшает теплоотдачу, но увеличивает гидравлические потери давления.

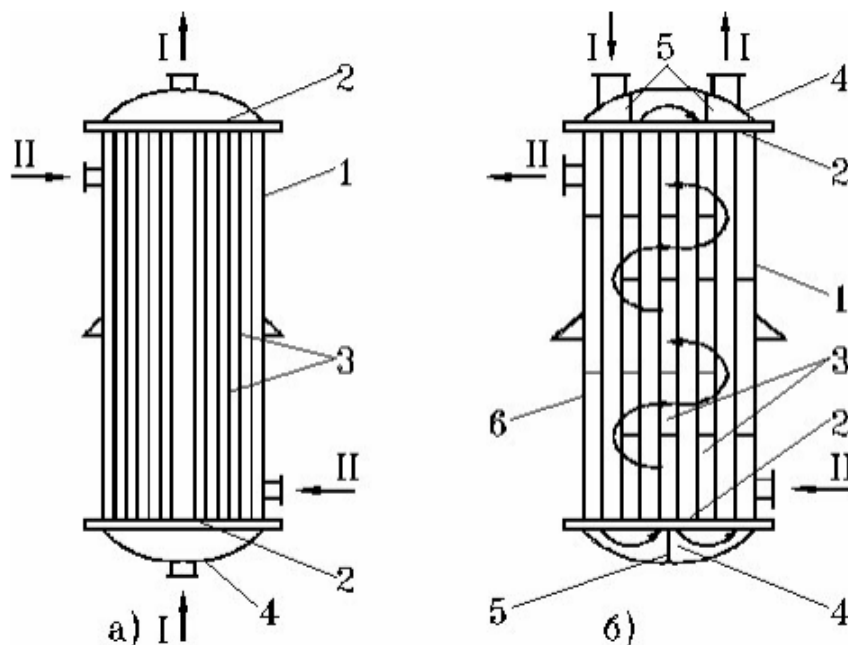


Рисунок 2.2 – Схемы кожухотрубчатых теплообменных аппаратов:
а – одноходового; б – многоходового;

1 – корпус (обечайка); 2 – трубные решётки; 3 – трубы; 4 – крышки;
5 – перегородки в крышках; 6 – перегородки в межтрубном пространстве

Сегментные перегородки являются наиболее простым вариантом их конструкции. По форме они представляют собой сегмент круга с отверстиями для трубок трубного пучка. Основные требования к перегородкам заключаются в том, чтобы все трубы были одинаково зафиксированы, и чтобы последующие перегородки частично перекрывали, по крайней мере, один полный ряд труб для обеспечения достаточной жесткости трубного пучка.

Применяются типовые конструкции кожухотрубчатых теплообменников. При нагреве жидкости паром в большинстве случаев пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость протекает по трубкам. В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2–3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, скорости теплоносителя в межтрубном пространстве более низкие и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. На рисунке 2.3 показаны различные типы кожухотрубчатых теплообменников.

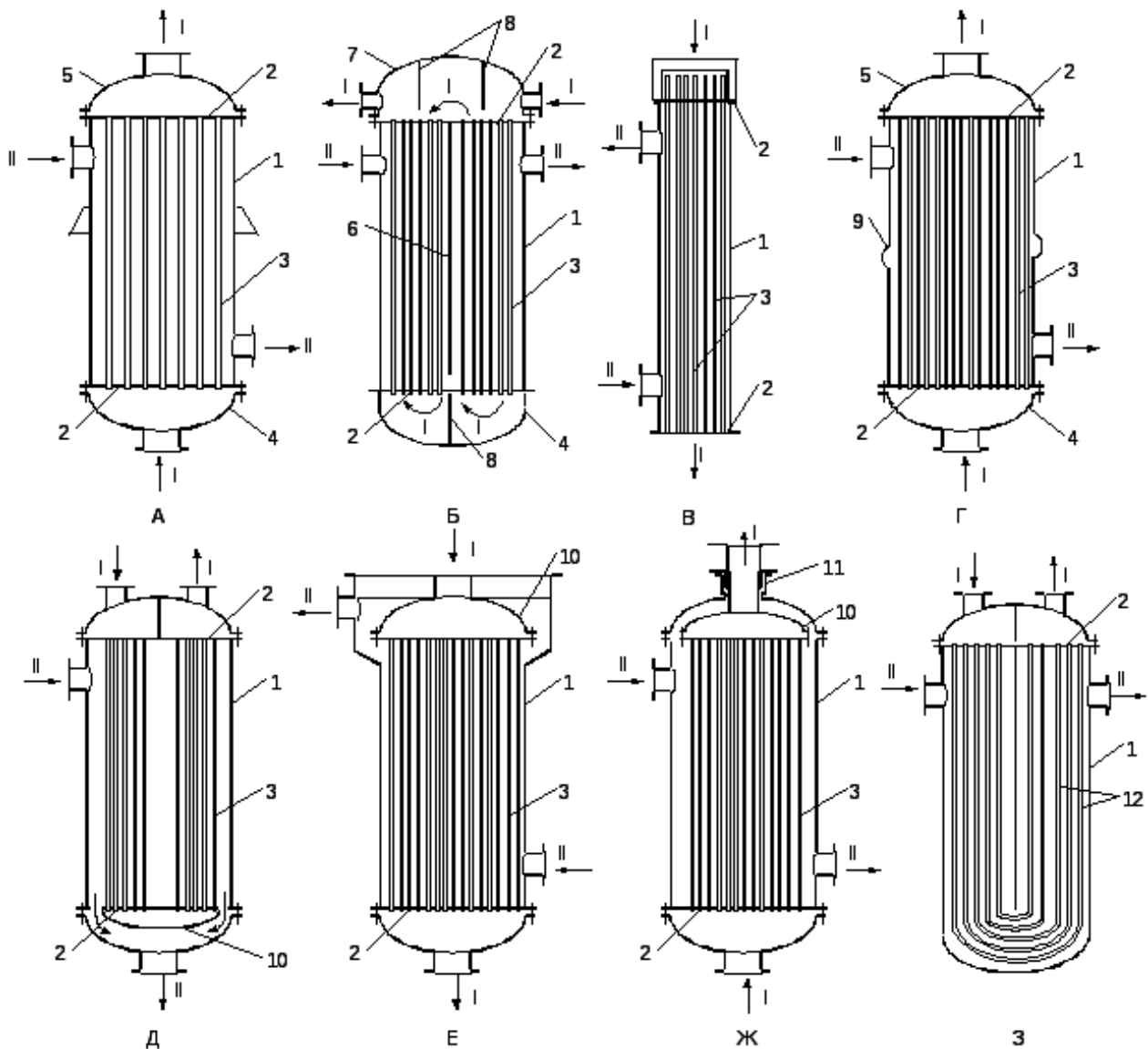


Рисунок 2.3 – Типы кожухотрубчатых теплообменников:

а – одноходовой; б – многоходовой; в – пленочный; г – с линзовым компенсатором; д – с плавающей головкой закрытого типа; е – с плавающей головкой открытого типа; ж – с сальниковым компенсатором;

з – с U-образными трубами;

1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – трубы; 4 – входная камера; 5 – выходная камера; 6 – продольная перегородка; 7 – камера; 8 – перегородки в камерах;

9 – линзовый компенсатор; 10 – плавающая головка; 11 – сальник;

12 – U-образные трубы; I, II – теплоносители

Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой конструкции (рис. 2.3, а–в) и с компенсирующими устройствами (рис. 2.3, г–з), одно- и многоходовые, прямо-, противо- и поперечноточные, горизонтальные, вертикальные и наклонные. Вертикальные аппараты имеют большее

распространение, так как они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении.

Компенсация различного температурного удлинения труб и кожуха достигается различными способами: закреплением труб в решетках на сальниках, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на корпусе (рис. 2.3, г–з).

Аппараты должны обладать достаточной прочностью и иметь возможно малые габаритные размеры. При конструировании необходимо находить оптимальные решения, учитывающие требования обеспечения возможности разборки рабочей части аппарата и герметичности системы каналов, возможно высоких коэффициентов теплопередачи за счет повышения скорости движения рабочей среды при минимальных гидравлических потерях в аппарате.

Режим работы теплообменного аппарата и скорость движения теплоносителей необходимо выбирать таким образом, чтобы отложение загрязнений на стенках происходило возможно медленнее.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты могут использоваться в качестве теплообменников, холодильников, конденсаторов и испарителей [1].

Теплообменники предназначены для нагрева и охлаждения, а холодильники – для охлаждения (водой или другим нетоксичным, непожаро- и невзрывоопасным хладагентом) жидких и газообразных сред. Теплообменники и холодильники могут устанавливаться горизонтально или вертикально, быть одно-, двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству.

Кожухотрубчатые теплообменники могут быть следующих типов: ТН – теплообменники с неподвижными трубными решетками; ТК – теплообменники с температурными компенсаторами на кожухе и жестко закрепленными трубными решетками; ТП – тепло-обменники с плавающей головкой, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой; ТУ – теплообменники с U-образными трубками, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой; ТС – теплообменники с сальником на плавающей головке, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой.

Кожухотрубчатые конденсаторы предназначены для конденсации паров в межтрубном пространстве, а также для подогрева жидкостей и газов за счет теплоты конденсации пара. Они могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе, вертикальные или горизонтальные. В соответствии с ГОСТ 15121-79 конденсаторы могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. От холодильников они отличаются большим диаметром штуцера для подвода пара в межтрубное пространство.

В кожухотрубчатых испарителях в трубном пространстве кипит жидкость, а в межтрубном пространстве может быть жидкий, газообразный, парообразный, парогазовый или парожидкостный теплоноситель. Согласно ГОСТ 15119-79 эти теплообменники могут быть только вертикальными одноходовыми с трубками диаметром 25×2 мм. Они могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе.

2.2 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Пластинчатые теплообменные аппараты являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа. Наиболее широко применяются в промышленности разборные пластинчатые теплообменники. Они состоят из отдельных пластин с прокладками, приспособлены для быстрой разборки и сборки и вся их теплообменная поверхность доступна для очистки. Полуразборные, сварные блочные и сварные неразборные теплообменники являются разновидностью аппаратов пластинчатого типа [9].

Определяющей особенностью устройства пластинчатых теплообменных аппаратов является конструкция и форма поверхности теплообмена и каналов для рабочей среды. Поверхность теплообмена образуется из отдельных пластин, а каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму. Рабочая среда движется у поверхности теплообмена тонким слоем, что способствует интенсификации процесса теплоотдачи. Формы пластин и профили их поверхности очень разнообразны, а конструкции довольно сложны и иногда мало похожи на пластины, поэтому название «пластина», строго говоря, по отношению к некоторым конструктивным формам должно рассматриваться как условное [9].

Пластины располагают параллельно друг другу, причем между рабочими поверхностями двух смежных пластин создается небольшой зазор, образующий канал для рабочей среды, подвергаемой нагреванию или охлаждению.

В простейшем случае пластины могут быть плоскими, с гладкими стенками и иметь прямоугольную, квадратную, круглую либо другую форму.

Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пластин, образующих два канала, по одному из которых течет горячая рабочая среда, а по второму – холодная (рис. 2.4, а). В промышленных аппаратах число пластин бывает большим, и рабочие среды движутся по множеству параллельных каналов сразу.

Уже на основании общего принципа конструирования пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пластинами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника наиболее компактно с такой «плотностью», которая недостижима в других типах жидкостных теплообменников. Это, в конечном счете, приводит к тому, что пластинчатые теплообменные аппараты обладают при равной тепловой нагрузке значительно меньшими габаритными размерами и металлоемкостью, чем аппараты типа «труба в трубе», кожухотрубчатые и другие, обладающие достаточно высокой эффективностью теплообмена [9].

Для выявления особенностей разборных пластинчатых теплообменников рассмотрим схему на рисунке 2.4, б.

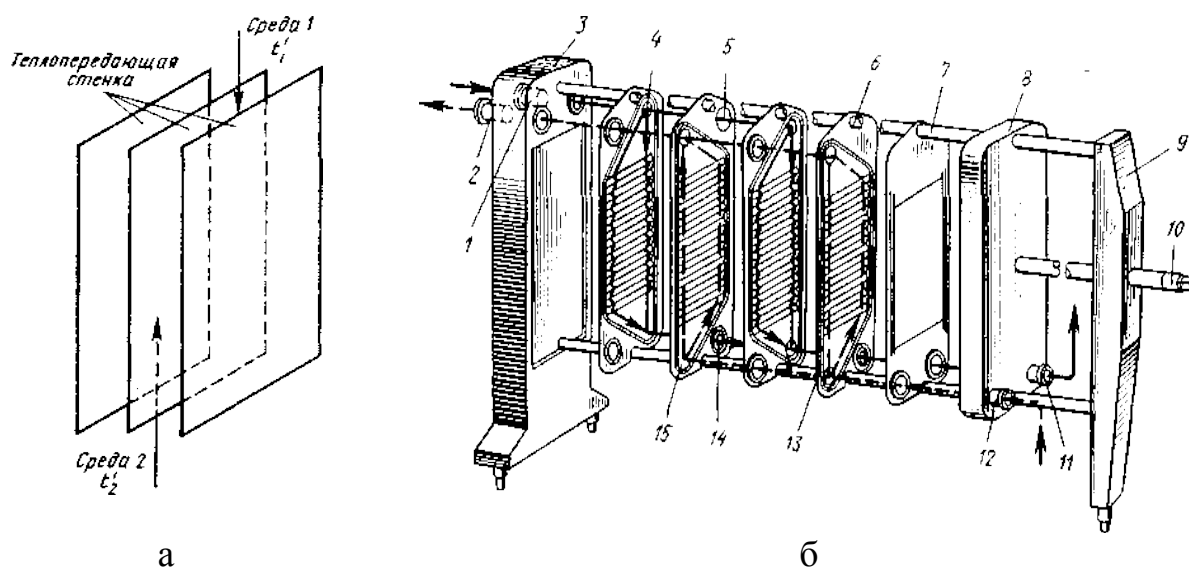


Рисунок 2.4 – Разборный пластинчатый теплообменный аппарат:
 а – схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообменника;
 б – схема современного пластинчатого аппарата;
 1, 2, 11, 12 – штуцера; 3 – передняя стойка; 4 – верхнее угловое отверстие;
 5 – кольцевая резиновая прокладка; 6 – граничная пластина; 7 – штанга;
 8 – нажимная плита; 9 – задняя стойка; 10 – винт; 13 – большая резиновая прокладка; 14 – нижнее угловое отверстие; 15 – теплообменная пластина

Аппарат состоит из группы теплообменных пластин 15, подвешенных на верхней горизонтальной штанге 7. Концы верхней и нижней штанг закреплены в неподвижной плите (передней стойке) 3 и на задней стойке 9. При помощи нажимной плиты 8 и винта 10 пластины в собранном состоянии сжаты в один пакет. На схеме для более ясного изображения потоков рабочих сред показано только пять пластин в раздвинутом положении. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу на резиновых прокладках 13 и 5.

Каждая пластина имеет прокладки двух назначений:

1. Большая резиновая кольцевая прокладка, ограничивающая на лицевой стороне пластины канал для соответствующего потока рабочей среды и охватывающая также два угловых отверстия (с одной стороны пластины или по диагонали), через которые происходит приток среды в межпластинный канал и сток из него.

2. Две малые резиновые прокладки, изолирующие два остальных отверстия и создающие транзитный проход для второй рабочей среды.

Система уплотнительных прокладок разборного пластинчатого теплообменника построена так, что после сборки и сжатия пластин в аппарате образуются две системы герметичных каналов, изолированных одна от другой металлической стенкой и прокладками: одна для горячей рабочей среды, другая

для холодной. Одна из этих систем состоит из нечетных каналов между пластинами, а другая из четных, благодаря чему потоки горячей и холодной рабочих сред чередуются. Обе системы межпластинных каналов соединяются со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на плитах.

Холодная рабочая среда входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной плите (например, штуцер 1), и через верхнее угловое отверстие 4 (в первой слева пластине) попадает в продольный коллектор, образованный угловыми отверстиями пластин после их сборки. По коллектору холодная среда доходит до пластины 6, имеющей глухой угол (без отверстия), и распределяется по нечетным межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок 5 и 13. При движении вверх по межпластинному каналу среда обтекает волнистую поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны горячей средой. Затем подогретая среда выходит в продольный коллектор, образованный нижними угловыми отверстиями 14, и выходит из аппарата через штуцер 11.

Горячая рабочая среда движется в аппарате навстречу холодной. Она поступает в штуцер 12, проходит через нижний коллектор, распределяется по четным каналам и движется по ним вверх. Через верхний коллектор и штуцер 2 охлажденная горячая среда выходит из теплообменника.

В промышленных аппаратах число пластин в некоторых конструкциях может достигать нескольких сот, а образуемые ими каналы могут быть соединены по различным одноходовым и многоходовым схемам. Сами аппараты по конструкции могут быть односекционными и многосекционными или комбинированными [9].

Односекционным пластинчатым теплообменником называется аппарат, в котором в теплообмене участвуют только две рабочие среды.

Элементом тракта движения жидкости в пластинчатом аппарате является *канал* – пространство между двумя соседними пластинами. Рабочая среда, входящая в аппарат, попадает в каналы через продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия.

Из коллектора рабочая среда распределяется обычно по нескольким параллельным каналам. Совокупность нескольких каналов, по которым рабочая среда течет в одном направлении, в практике проектирования называют *пакетом*.

Понятие пакет в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию хода в кожухотрубчатом.

По выходе из первого пакета рабочая среда попадает в противоположный коллекторный канал, проходит по нему вдоль аппарата до очередной *границной пластины* (пластины с заглушённым угловым отверстием) и распределяется по каналам второго пакета. Во втором пакете рабочая среда движется в направлении, противоположном ее движению в первом пакете. Второй пакет

может быть по числу каналов равен первому или не равен ему, как показано на рисунке 2.5.

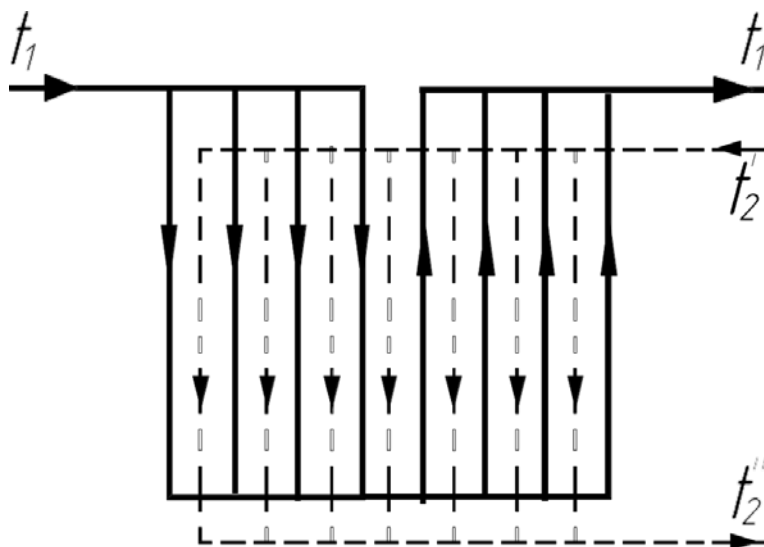


Рисунок 2.5 – Схема односекционного пластинчатого теплообменника

При различном числе каналов в расположенных последовательно пакетах скорость движения рабочей среды в каждом пакете будет изменяться.

При одинаковом числе каналов в пакетах скорость рабочей среды практически не изменяется.

Вторая рабочая среда, движение которой на схемах показано штриховой линией, проходит по своему коллекторному каналу и движется затем в межпластинных каналах, смежных с каналами для первой рабочей среды.

В компоновках каналов для рабочих сред возможны различные варианты:

1. Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред одинаково, называют симметричной. При симметричной схеме компоновки одна рабочая среда проходит последовательно такое же число пакетов, как и другая.

2. Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково, называют несимметричной. Для поддержания приблизительного равенства скоростей рабочих сред в каналах при несимметричной схеме компоновки необходимо, чтобы отношение расходов было обратно пропорционально отношению чисел каналов.

При компоновке пластин в пластинчатом теплообменнике особое значение имеет компоновка пакетов со стороны основной (обрабатываемой) рабочей среды, так как обычно расход этой среды через аппарат (производительность аппарата) строго задан и от числа параллельных каналов в пакете зависит скорость продукта, а, следовательно, и другие параметры процесса работы теплообменника.

Относительное направление движения обеих рабочих сред через пластинчатый теплообменник может быть различным в зависимости от

сочетания общих и частных направлений движения рабочих сред через аппарат в целом и через межпластинные каналы. Различают следующие общие случаи:

1. Частный противоток при общем противотоке, т. е. противоток и в каналах пакетов и в целом аппарате (чистый противоток) (рис. 2.6, а).
2. Смешанный ток (рис. 2.6, б).
3. Смешанный частный ток при общем противотоке (рис. 2.6, в).
4. Частный прямоток при общем противотоке (рис. 2.6, г).
5. Смешанный частный ток при общем прямотоке (рис. 2.6, д).
6. Частный прямоток при общем прямотоке (чистый прямоток) (рис. 2.6, е).

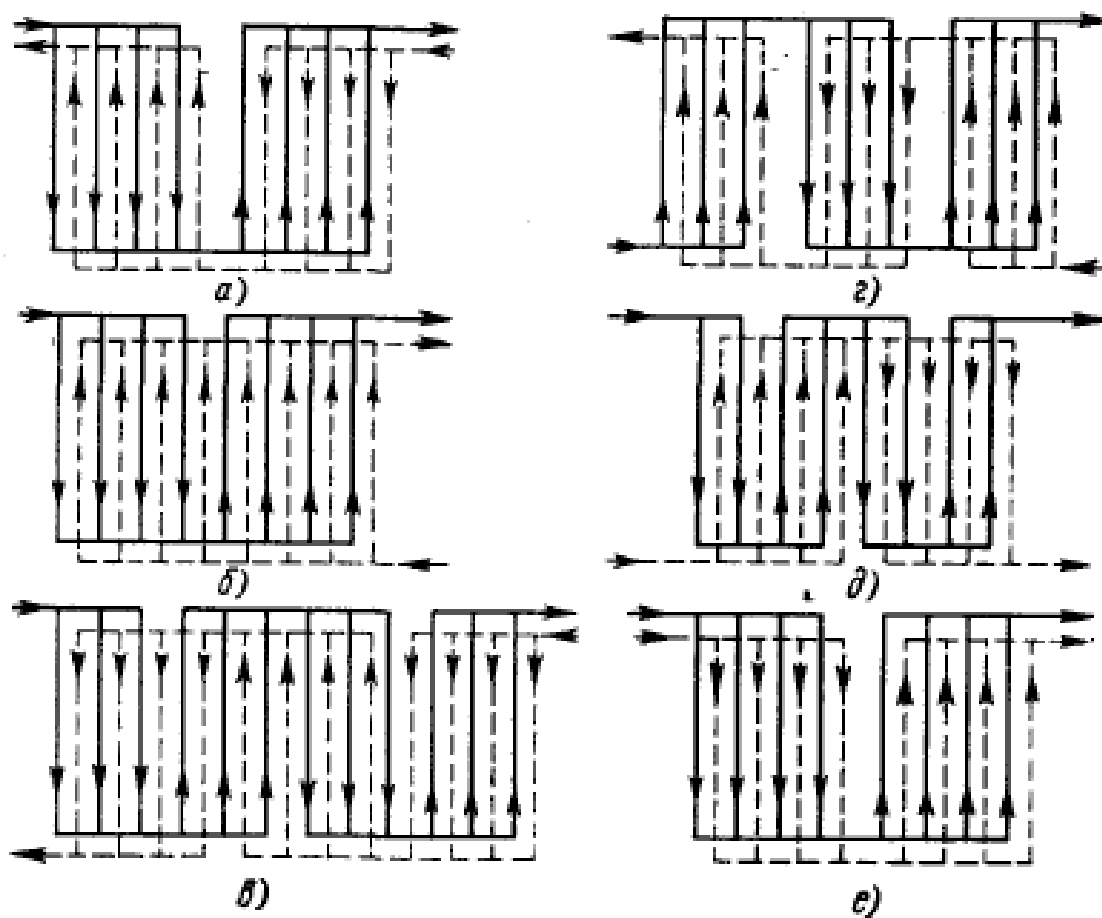


Рисунок 2.6 – Схемы относительного движения рабочих сред в пластинчатом теплообменнике

При эксплуатации сварных блочных, неразборных и полуразборных теплообменников следует постоянно контролировать коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление аппарата. При загрязнении поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи уменьшается, а гидравлическое сопротивление возрастает. При повышении гидравлического сопротивления до установленного максимального значения аппарат надо переключать на промывку от загрязнений. Несвоевременная промывка может вывести аппарат из строя [9].

3 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТЫ ВОДОВОДЯНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Задание. Произвести тепловой конструктивный, гидравлический и механический расчеты, и подбор стандартного водоводяного кожухотрубчатого теплообменника, в котором греющая вода поступает в трубы, нагреваемая вода – в межтрубное пространство, при следующих исходных данных: тепловая нагрузка аппарата Q ; температура нагреваемой воды на входе t_2' и на выходе t_2'' ; температура греющей воды на входе t_1' и на выходе t_1'' ; поверхность нагрева выполнена из трубок диаметром d_n с толщиной стенки $\delta_{ст}$. Материал труб и материал кожуха заданы номерами из таблиц Б.4 и Б.12, соответственно. Расчетное давление теплообменного аппарата p .

Трубы в трубной решетке расположены по вершинам равносторонних треугольников. L – длина труб, предварительно принимается равной 3 м. Схема движения теплоносителей – противоток. Качество воды – загрязненная. Потерями тепла в окружающую среду пренебречь.

3.1 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ВОДОВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определение термодинамических и теплофизических параметров теплоносителей

Находим среднеарифметические значения температур греющего и нагреваемого теплоносителей:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.1)$$

Пример оформления расчета:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{80 + 105}{2} = 92,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По температурам t_1 и t_2 методом линейной интерполяции помощью таблицы Б.1 определяются параметры:

1. Удельная теплоёмкость теплоносителя c , кДж/(кг·К).
2. Плотность теплоносителя ρ , кг/м³.
3. Кинематическая вязкость теплоносителя ν , м²/с.

4. Динамическая вязкость теплоносителя μ , Па·с.
5. Коэффициент теплопроводности теплоносителя λ , Вт/(м·К).
6. Число Прандтля Pr .

Примечания.

1. Формула линейной интерполяции: $f(x) = f(x_0) + (x - x_0) \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0}$.

2. Как пользоваться таблицами свойств веществ. Если, например, из таблицы Б.1 [2] необходимо найти коэффициент теплопроводности воды при температуре 80 °С, то, согласно обозначениям верхней строки, $\lambda \cdot 10^2 = 67,4$ Вт/(м·К). Следовательно, $\lambda = 67,4 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К).

2. Определение массового расхода теплоносителя

Уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата имеет вид [1, 3–6]:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q,$$

где Q_1 – количество теплоты в единицу времени, отданное греющим теплоносителем, Вт; Q_2 – количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем, Вт; ΔQ – потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Так как $\Delta Q = 0$ по условию, то количество передаваемого тепла в единицу времени через поверхность нагрева аппарата, Вт:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'); \quad (3.2)$$

где G_1, G_2 – массовые расходы теплоносителей, кг/с; c_1, c_2 – удельные теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К); t_1', t_1'' и t_2', t_2'' – соответственно температура греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе из аппарата, °С.

Определяем массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей на основании выражения (1):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1' - t_1'')}, \text{ кг/с; } \quad G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2'' - t_2')}, \text{ кг/с; } \quad (3.3)$$

3. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор в теплообменнике удобнее всего определять, имея перед глазами схематическое изображение зависимостей

изменения температур теплоносителей по длине поверхности теплообмена (рис. Б.1).

Средний температурный напор Δt , °С, при противотоке рассчитывают по уравнениям [1, 3–6]:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \text{ при } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} > 1,8; \quad \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \text{ при } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,8; \quad (3.4)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разность температур на концах теплообменника, °С.

4. Расчёт числа Рейнольдса в трубном пространстве теплообменника

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{в}}}{\nu_1}, \quad (3.5)$$

где w – средняя скорость теплоносителя, м/с. Среднюю скорость движения теплоносителя в трубах рекомендуется предварительно принимать $w = 3$ м/с.

5. Расчет числа Нуссельта в трубном пространстве теплообменника

При турбулентном режиме течения жидкости ($\text{Re} > 10000$) в круглых трубах и каналах число Нуссельта определяется по критериальной зависимости [4]:

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0,25}, \quad (3.6)$$

где $\text{Pr}_{\text{ст}}$ определяется по $t_{\text{ст}}$ (табл. Б.1).

В первом приближении температура стенки определяется:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \text{°С}. \quad (3.7)$$

При ламинарном режиме ($\text{Re} \leq 2300$) возможны 2 случая:

I. При $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 8 \cdot 10^5$, когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют с помощью уравнений [4]:

$$Nu_1 = 1,55 \cdot [Re_1 \cdot Pr_1 (d_B/L)]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_{ct}} \right)^{0,14}, \quad (3.8)$$

где μ_{ct} – коэффициент динамической вязкости теплоносителя при температуре стенки, Па·с.

II. При $Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$ наступает вязкостно-гравитационный режим. В этом случае число Нуссельта определяется по формуле [4]:

$$Nu_1 = 0,15 \cdot (Re_1 \cdot Pr_1)^{0,33} (Gr_1 \cdot Pr_1)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (3.9)$$

где $Gr_1 = \frac{g \cdot d_B^3 \cdot \beta_1 \cdot (t_1 - t_{ct})}{\nu_1^2}$; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

$\beta = \frac{1}{273 + t_1}$ – коэффициент объёмного расширения теплоносителя, 1/К.

Определяющий размер – внутренний диаметр трубы, определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

6. Определение коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_B}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.10)$$

7. Расчет числа Рейнольдса в межтрубном пространстве теплообменника:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_H}{\nu_2}, \quad (3.11)$$

где w – средняя скорость теплоносителя, м/с.

Среднюю скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве рекомендуется предварительно принимать $w = 2$ м/с.

8. Расчет числа Нуссельта в межтрубном пространстве теплообменника

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников число Нуссельта определяется [1]:

1. при $Re \geq 1000$

$$Nu_2 = 0,24 \cdot Re_2^{0,6} Pr_2^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}; \quad (3.12)$$

2. при $Re < 1000$

$$Nu_2 = 0,34 \cdot Re_2^{0,5} Pr_2^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}. \quad (3.13)$$

За определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб.

9. Определение коэффициента теплоотдачи к нагреваемому теплоносителю:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_H}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.14)$$

10. Определение коэффициента теплопередачи:

Если $(d_H/d_B) < 2$, то коэффициент теплопередачи с достаточной точностью определяется по формуле для плоской поверхности теплообмена [1, 3–6]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.15)$$

где r_{31} , r_{32} – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ (табл. Б.3); δ_{ct} – толщина стенки, м; λ_{ct} – коэффициент теплопроводности материала трубок (табл. Б.4), $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Вычисленное значение коэффициента теплопередачи сравнивается с ориентировочными значениями k , представленными в таблице Б.5, для соответствующих теплоносителей. Если расчетная величина k не входит в установленные пределы, следует провести перерасчет, уточнив скорости движения теплоносителей.

11. Определяем расчётную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (3.16)$$

По рассчитанной площади и заданному диаметру труб выбирается стандартный теплообменный аппарат (табл. Б.6; Б.13; Б.14, рис. А.4– А.6), характеристики которого сводят в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры кожухотрубчатого теплообменника

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб	Поверхность теплообмена м ² , при длине труб, м						Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м ²	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
							3,0				
159	20×2	1	19				3,5			0,003	0,004

12. Пересчитываем скорости движения для греющего и нагреваемого теплоносителей

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1}, \text{ м/с}; w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2}, \text{ м/с}. \quad (3.17)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{в}}}{\nu_1}; \text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{н}}}{\nu_2}. \quad (3.18)$$

где f_1 – площадь сечения одного хода по трубам, м²; f_2 – площадь сечения межтрубного пространства между перегородками, м².

13. Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Определяем число труб в теплообменнике:

$$n = \frac{F_c}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot L_c}, \text{ шт.} \quad (3.19)$$

где F_c – площадь поверхности теплообмена стандартного теплообменника, м²; L_c – длина труб одного хода стандартного теплообменника, м².

По условию трубы по сечению трубной решетки расположены по вершинам равносторонних треугольников. Количество трубок, расположенных по сторонам большего шестиугольника (рис. Б.3):

$$a = \sqrt{(n-1)/3} + 0,25 + 0,5, \text{ шт.} \quad (3.20)$$

Количество трубок, расположенных по диагонали шестиугольника:

$$b = 2 \cdot a - 1, \text{ шт.} \quad (3.21)$$

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве, приближенно можно принять равным $0,5b$, т. е.:

$$m = \sqrt{(n-1)/3 + 0,25} \approx \sqrt{n/3}, \text{ шт.} \quad (3.22)$$

В теплообменниках типа ТН и ТК трубы размещают по вершинам равносторонних треугольников. Значения шага (расстояния между осями труб) определяется наружным диаметром труб и выбирается из таблицы Б.7.

Внутренний диаметр кожуха одноходового теплообменника:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot t \cdot \sqrt{n}, \text{ мм.} \quad (3.23)$$

Внутренний диаметр кожуха многоходового теплообменника:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\psi}}, \text{ мм.} \quad (3.24)$$

где $\psi = 0,6 \dots 0,8$ – коэффициент заполнения трубной решетки.

Вычисленные значения n и $D_{\text{вн}}$ сопоставляются со стандартными величинами, выписанными из таблицы Б.6.

Диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства ($D_{\text{у}}$) к межтрубному пространству ($D_{\text{у1}}$) рассчитываем предварительно по уравнению неразрывности:

$$D_{\text{у}} = \sqrt{\frac{4f_1}{\pi}}; \quad D_{\text{у1}} = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}, \text{ мм.} \quad (3.25)$$

Вычисленные значения сопоставляются со стандартными величинами из таблицы Б.11.

14. Определение температуры поверхности стенок трубы

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности загрязнения:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт.} \quad (3.26)$$

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны греющего теплоносителя:

$$R_2 = r_{\text{с1}}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт.} \quad (3.27)$$

где r_{31} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление стенки трубы:

$$R_3 = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (3.28)$$

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$R_4 = r_{32}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (3.29)$$

где r_{32} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи со стороны загрязнения к нагреваемому теплоносителю:

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_2}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (3.30)$$

Последовательность построения графика распределения температур (рис. 3.1) в теплообменном аппарате (выполняется на листе А4, подшивается в расчётно-пояснительную записку):

1. Ось абсцисс (X) определяет термическое сопротивление, ось ординат (Y) определяет температуру.
2. На оси Y в произвольном масштабе определяем температуры t_1 и t_2 .
3. На оси X в произвольном масштабе определяем термические сопротивления, при условии суммирования каждого следующего значения к предыдущему.
4. Из точки $(0, t_1)$ проводим линию в точку (R_{1-5}, t_2) . Эта линия определяет температуру в любой точке теплообменного аппарата.

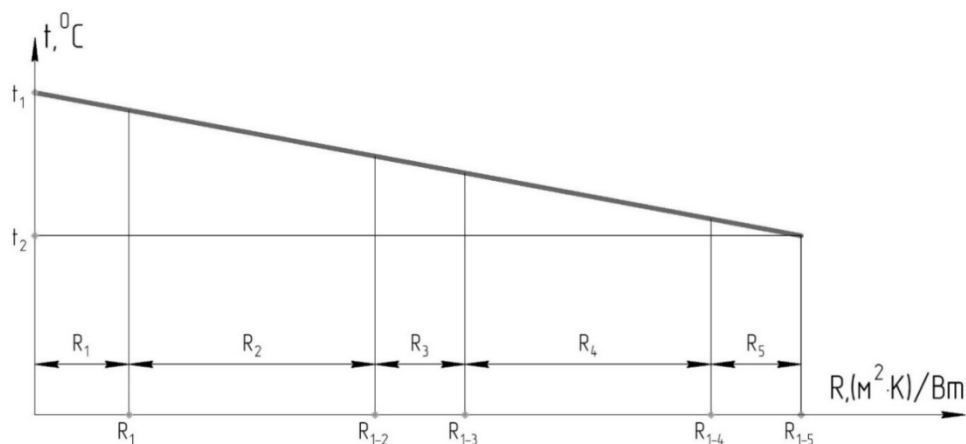


Рисунок 3.1 – График распределения температур в теплообменном аппарате

3.2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ВОДОВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определение гидравлического сопротивления трения

Полное гидравлическое сопротивление при движении жидкости в трубах теплообменного аппарата определяется выражением [1, 3–6]:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{\text{м1}}, \text{ Па}, \quad (3.31)$$

где $\Delta P_{\text{тр1}}$ – гидравлическое сопротивление трения, Па; $\Delta P_{\text{м1}}$ – потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений; складываются из сопротивлений, возникающих в связи с изменением площади сечения потока, обтекания препятствий, Па.

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L_c}{d_b} \cdot \frac{w_1^2 \cdot \rho_1}{2} \cdot z, \text{ Па}, \quad (3.32)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения, z – число ходов теплоносителя по трубному пространству.

Коэффициент трения определяется по формуле [1]:

1. при $Re \leq 2300$

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}; \quad (3.33)$$

2. при $Re > 2300$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,25 \cdot \left(\lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re_1} \right)^{0,9} \right] \right)^{-2}, \quad (3.34)$$

где $e = \frac{\Delta}{d_b}$ – относительная шероховатость труб, Δ – высота выступов шероховатостей (табл. Б.8).

Потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \cdot \frac{w_1^2 \cdot \rho_1}{2}, \text{ Па}, \quad (3.35)$$

где ξ_{M1} – сумма коэффициентов местных сопротивлений трубного пространства:

$$\xi_{M1} = \xi_{ВХ.К.} + z \cdot (\xi_{ВХ.ТР.} + \xi_{ВЫХ.ТР.}) + \xi_{ПОВ.} \cdot (z - 1) + \xi_{ВЫХ.К.}, \quad (3.36)$$

где $\xi_{ВХ.К.}$ и $\xi_{ВЫХ.К.}$ – коэффициенты сопротивлений входной и выходной камер (табл. Б.9); $\xi_{ВХ.ТР.}$ и $\xi_{ВЫХ.ТР.}$ – коэффициенты сопротивлений входа в трубы и выхода из них (табл. Б.9); $\xi_{ПОВ.}$ – коэффициент сопротивления поворота между ходами (табл. Б.9).

Величина потерь давления нагреваемого теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника:

$$\Delta P_2 = \xi_{M2} \cdot \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2}, \text{ Па}, \quad (3.37)$$

где ξ_{M2} – сумма коэффициентов местных сопротивлений межтрубного пространства:

$$\xi_{M2} = \xi_{ВХ.} + \xi_{П.ТР.} \cdot (x + 1) + \xi_{ВЫХ.} + \xi_{СЕГМ.} \cdot x \quad (3.38)$$

где $\xi_{ВХ.}$ и $\xi_{ВЫХ.}$ – коэффициенты сопротивления входа и выхода жидкости (табл. Б.9); $\xi_{СЕГМ.}$ – коэффициент, определяющий поворот через сегментную перегородку (табл. Б.9); x – число сегментных перегородок (табл. Б.10); $\xi_{П.ТР.}$ – коэффициент сопротивления пучка труб (табл. Б.9).

Мощность N , затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления для перемещения каждого теплоносителя в теплообменнике, находится по выражению:

$$N_1 = \frac{G_1 \cdot \Delta P_1}{\rho_1 \cdot \eta_1 \cdot 1000}, \text{ кВт}; \quad N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_2}{\rho_2 \cdot \eta_2 \cdot 1000}, \text{ кВт}; \quad (3.39)$$

где η_1, η_2 – коэффициенты полезного действия нагнетательной установки (насоса, компрессора и т. п.) ($\eta = 0,6 \dots 0,9$).

2. Определение толщины тепловой изоляции аппарата

Тепловая изоляция представляет собой конструкцию из материалов с малой теплопроводностью, покрывающую наружные поверхности оборудования, трубопроводов для уменьшения тепловых потерь.

Толщину тепловой изоляции находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции и от поверхности изоляции в окружающую среду:

$$\alpha_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ст}}'' - t_{\text{в}}) = \frac{\lambda_{\text{и}}}{\delta_{\text{и}}} \cdot (t_{\text{ст}}' - t_{\text{ст}}'') \quad (3.40)$$

где $t_{\text{ст}}''$ – температура изоляции со стороны окружающей среды, которая не должна превышать 45 °С, согласно требованиям техники безопасности; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляционного материала в окружающую среду, при расчетах принимать $\alpha_{\text{в}} = 5 \dots 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; $t_{\text{ст}}'$ – температура изоляции со стороны аппарата; ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции $t_{\text{ст}}'$ принимают равной средней температуре нагреваемого теплоносителя; $t_{\text{в}}$ – температура окружающей среды; для изолируемых поверхностей, расположенных в помещении принимается равной 20 °С; $\lambda_{\text{и}}$ – коэффициент теплопроводности изолятора, Вт/(м·К).

Если в качестве изолятора принять полотно стеклянне теплоизоляционное марки ИПС-Т-100, ТУ 6-11-570-83, то коэффициент теплопроводности изолятора [7]:

$$\lambda_{\text{и}} = 0,047 + 0,00023 \cdot t_{\text{Т}}, \text{ Вт/(м·К)}, \quad (3.41)$$

где $t_{\text{Т}}$ – средняя температура теплоизоляционного слоя.

На открытом воздухе в летнее время, в помещении, в каналах, тоннелях, технических подпольях, на чердаках и в подвалах зданий:

$$t_{\text{Т}} = \frac{t_{\text{в}} + 40}{2}, \text{ }^{\circ}\text{С}, \quad (3.42)$$

где $t_{\text{в}}$ – средняя температура теплоносителя, омывающего стенку.

При расчетах задаем температурный напор $(t_{\text{ст}}'' - t_{\text{в}}) = 12 \dots 22 \text{ }^{\circ}\text{С}$.

Толщина тепловой изоляции:

$$\delta_{\text{и}} = \frac{\lambda_{\text{и}} (t_{\text{ст}}' - t_{\text{ст}}'')}{\alpha_{\text{в}} (t_{\text{ст}}'' - t_{\text{в}})}, \text{ м}. \quad (3.43)$$

4 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТЫ ПАРОВОДЯНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Задание. Произвести тепловой конструктивный, гидравлический и механический расчеты, и подбор стандартного пароводяного кожухотрубчатого теплообменника, в котором пар поступает в межтрубное пространство, нагреваемая вода – в трубы, при следующих исходных данных: тепловая нагрузка аппарата Q ; давление греющего пара P ; температура нагреваемой воды на входе t_2' и на выходе t_2'' ; поверхность для нагрева выполнена из трубок диаметром d_n с толщиной стенки $\delta_{ст}$. Материал труб и материал кожуха заданы номерами из таблиц Б.4 и Б.12, соответственно. Расчетное давление теплообменного аппарата p .

Трубы в трубной решетке расположены по вершинам равносторонних треугольников. L – длина труб, предварительно принимается равной 3 м. Схема движения теплоносителей – противоток. Качество воды – загрязненная. Потерями тепла в окружающую среду пренебречь.

4.1 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ПАРОВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определение термодинамических и теплофизических параметров теплоносителей

Находим среднеарифметическое значение температуры нагреваемого теплоносителя:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.1)$$

Пример оформления расчета:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{80 + 105}{2} = 92,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По давлению P методом линейной интерполяции с помощью таблицы Б.2 определяются параметры:

1. Температура пара $t_1 = t_n$, $^\circ\text{C}$;
2. Удельная теплота парообразования r , кДж/(кг).

По температуре t_1 методом линейной интерполяции с помощью таблицы Б.1 определяются:

1. Плотность теплоносителя ρ , кг/м³.
2. Динамическая вязкость теплоносителя μ , Па·с.
3. Коэффициент теплопроводности теплоносителя λ , Вт/(м·К).

По температуре t_2 методом линейной интерполяции помощью таблицы Б.1 определяются:

1. Удельная теплоёмкость теплоносителя c , кДж/(кг·К).
2. Плотность теплоносителя ρ , кг/м³.
3. Кинематическая вязкость теплоносителя ν , м²/с.
4. Динамическая вязкость теплоносителя μ , Па·с.
5. Коэффициент теплопроводности теплоносителя λ , Вт/(м·К).
6. Число Прандтля Pr .

Примечания.

1. Формула линейной интерполяции: $f(x) = f(x_0) + (x - x_0) \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0}$.

2. Как пользоваться таблицами свойств веществ. Если, например, из таблицы Б.1 [2] необходимо найти коэффициент теплопроводности воды при температуре 80 °С, то, согласно обозначениям верхней строки, $\lambda \cdot 10^2 = 67,4$ Вт/(м·К). Следовательно, $\lambda = 67,4 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К).

2. Определение массового расхода теплоносителя

Уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата имеет вид [1, 3–6]:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q,$$

где Q_1 – количество теплоты в единицу времени, отданное греющим теплоносителем, Вт; Q_2 – количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем, Вт; ΔQ – потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Так как $\Delta Q = 0$ по условию, то количество передаваемого тепла в единицу времени через поверхность нагрева аппарата, Вт:

$$Q = D_1(i_1'' - i_1') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'); \quad (4.2)$$

где D_1 – массовый расход греющего пара, кг/с; G_2 – массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с; c_2 – удельная теплоемкость нагреваемого

теплоносителя, Дж/(кг·К); t_2', t_2'' – температура нагреваемого теплоносителя на входе и выходе из аппарата, °С; i_1', i_1'' – энтальпия пара на входе в теплообменник и конденсата на выходе из него, Дж/кг; $r = (i_1'' - i_1')$ – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Определяем массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей на основании выражения (3.2):

$$D_1 = \frac{Q}{(i_1'' - i_1')} = \frac{Q}{r}, \text{кг/с}; \quad G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')}, \text{кг/с}; \quad (4.3)$$

3. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор в теплообменнике удобнее всего определять, имея перед глазами схематическое изображение зависимостей изменения температур теплоносителей по длине поверхности теплообмена (рис. А.1).

Средний температурный напор Δt , °С, при противотоке рассчитывают по уравнениям [1, 3–6]:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \text{ при } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} > 1,8; \quad \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \text{ при } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,8; \quad (4.4)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разность температур на концах теплообменника, °С.

4. Расчёт числа Рейнольдса в трубном пространстве теплообменника

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{в}}}{\nu_2}, \quad (4.5)$$

где w – средняя скорость теплоносителя, м/с. Среднюю скорость движения теплоносителя в трубах рекомендуется предварительно принимать $w = 3$ м/с.

5. Расчет числа Нуссельта в трубном пространстве теплообменника

При турбулентном режиме течения жидкости ($\text{Re} > 10000$) в круглых трубах и каналах число Нуссельта определяется по критериальной зависимости [4]:

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.6)$$

где $\text{Pr}_{\text{ст}}$ определяется по $t_{\text{ст}}$ (табл. Б.1).

В первом приближении температура стенки определяется:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.7)$$

При ламинарном режиме ($\text{Re} \leq 2300$) возможны 2 случая:

I. При $\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 8 \cdot 10^5$, когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют с помощью уравнений [4]:

$$\text{Nu}_2 = 1,55 \cdot [\text{Re}_2 \cdot \text{Pr}_2 (d_{\text{в}}/L)]^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (4.8)$$

де $\mu_{\text{ст}}$ – коэффициент динамической вязкости теплоносителя при температуре стенки, Па·с.

II. При $\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 8 \cdot 10^5$ наступает вязкостно-гравитационный режим. В этом случае число Нуссельта определяется по формуле [4]:

$$\text{Nu}_2 = 0,15 \cdot (\text{Re}_2 \cdot \text{Pr}_2)^{0,33} (\text{Gr}_2 \cdot \text{Pr}_2)^{0,1} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (4.9)$$

где $\text{Gr}_2 = \frac{g \cdot d_{\text{в}}^3 \cdot \beta_2 \cdot (t_2 - t_{\text{ст}})}{\nu_2^2}$; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$\beta = \frac{1}{273 + t_1}$ – коэффициент объёмного расширения теплоносителя, $1/\text{К}$.

Определяющий размер – внутренний диаметр трубы, определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

б. Определение коэффициента теплоотдачи к нагреваемому теплоносителю:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{в}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4.10)$$

7. Определение коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя

1. для вертикальных трубчатых теплообменных аппаратов [4]:

$$\alpha_1 = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot g \cdot r}{\mu_1 \cdot \Delta t' \cdot d_H}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (4.11)$$

2. для горизонтальных трубчатых теплообменных аппаратов [4]:

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot g \cdot r}{\mu_1 \cdot \Delta t' \cdot d_H}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (4.12)$$

где ρ_1 – плотность конденсата, кг/м³; H – высота труб, м; $\Delta t'$ – разность температур между температурой насыщения t_H пара и температурной стенки труб $t_{ст}$, °С: $\Delta t' = t_H - t_{ст}$; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; λ_1 – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К); μ_1 – коэффициент динамической вязкости конденсата, Па·с;

8. Определение коэффициента теплопередачи

Если $(d_H/d_B) < 2$, то коэффициент теплопередачи с достаточной точностью определяется по формуле для плоской поверхности теплообмена [1, 3–6]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (4.13)$$

где r_{31} , r_{32} – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, (м²·К)/Вт (табл. Б.3); $\delta_{ст}$ – толщина стенки, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала трубок (табл. Б.4), Вт/(м·К).

Вычисленное значение коэффициента теплопередачи сравнивается с ориентировочными значениями k , представленными в таблице Б.5, для соответствующих теплоносителей. Если расчетная величина k не входит в установленные пределы, следует провести перерасчет, уточнив скорости движения теплоносителей.

9. Определяем расчётную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (4.14)$$

По рассчитанной площади и заданному диаметру труб выбирается стандартный теплообменный аппарат (табл. Б.6; Б.13; Б.14, рис. А.4– А.6), характеристики которого сводят в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры кожухотрубчатого теплообменника

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб	Поверхность теплообмена м ² , при длине труб, м						Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м ²	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
							3,0				
159	20×2	1	19				3,5			0,003	0,004

10. Пересчитываем скорости движения нагреваемого теплоносителя

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2}, \text{ м/с.} \quad (4.15)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_B}{\nu_2}. \quad (4.16)$$

где f_2 – площадь сечения одного хода по трубам, м²;

11. Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Определяем число труб в теплообменнике:

$$n = \frac{F_c}{\pi \cdot d_n \cdot L_c}, \text{ шт.} \quad (4.17)$$

где F_c – площадь поверхности теплообмена стандартного теплообменника, м²;
 L_c – длина труб одного хода стандартного теплообменника, м².

По условию трубы по сечению трубной решетки расположены по вершинам равносторонних треугольников. Количество трубок, расположенных по сторонам большего шестиугольника (рис. А.3):

$$a = \sqrt{(n-1)/3} + 0,25 + 0,5, \text{ шт.} \quad (4.18)$$

Количество трубок, расположенных по диагонали шестиугольника:

$$b = 2 \cdot a - 1, \text{ шт.} \quad (4.19)$$

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве, приближенно можно принять равным $0,5b$, т. е.:

$$m = \sqrt{(n-1)/3 + 0,25} \approx \sqrt{n/3}, \text{ шт.} \quad (4.20)$$

В теплообменниках типа ТН и ТК трубы размещают по вершинам равносторонних треугольников. Значения шага (расстояния между осями труб) определяется наружным диаметром труб и выбирается из таблицы Б.7.

Внутренний диаметр кожуха одноходового теплообменника:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot t \cdot \sqrt{n}, \text{ мм.} \quad (4.21)$$

Внутренний диаметр кожуха многоходового теплообменника:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\psi}}, \text{ мм.} \quad (4.22)$$

где $\psi = 0,6 \dots 0,8$ – коэффициент заполнения трубной решетки.

Вычисленные значения n и $D_{\text{в}}$ сопоставляются со стандартными величинами, выписанными из таблицы Б.6.

Диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства (D_{y}) к межтрубному пространству (D_{y1}) рассчитываем предварительно по уравнению неразрывности:

$$D_{\text{y}} = \sqrt{\frac{4f_1}{\pi}}; \quad D_{\text{y1}} = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}, \text{ мм.} \quad (4.23)$$

Вычисленные значения сопоставляются со стандартными величинами из таблицы Б.11.

12. Определение температуры поверхности стенок трубы

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности загрязнения:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт.} \quad (4.24)$$

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны греющего теплоносителя:

$$R_2 = r_{31}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт.} \quad (4.25)$$

где r_{31} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление стенки трубы:

$$R_3 = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (4.26)$$

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$R_4 = r_{32}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (4.27)$$

где r_{32} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи со стороны загрязнения к нагреваемому теплоносителю:

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_2}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (4.28)$$

Последовательность построения графика распределения температур (рис. 4.1) в теплообменном аппарате (выполняется на листе А4, подшивается в расчётно-пояснительную записку):

1. Ось абсцисс (X) определяет термическое сопротивление, ось ординат (Y) определяет температуру.
2. На оси Y в произвольном масштабе определяем температуры t_1 и t_2 .
3. На оси X в произвольном масштабе определяем термические сопротивления, при условии суммирования каждого следующего значения к предыдущему.
4. Из точки $(0, t_1)$ проводим линию в точку (R_{1-5}, t_2) . Эта линия определяет температуру в любой точке теплообменного аппарата.

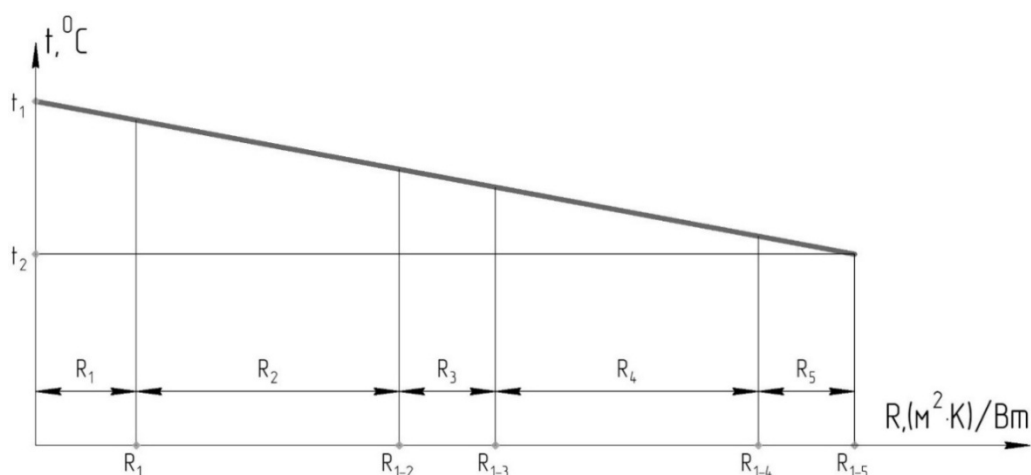


Рисунок 4.1 – График распределения температур в теплообменном аппарате

4.2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПАРОВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Гидравлическое сопротивление пароводяных теплообменников по межтрубному пространству, как правило, не определяется, так как его величина вследствие небольших скоростей и малой его плотности мала.

1. Определение гидравлического сопротивления трения

Полное гидравлическое сопротивление при движении жидкости в трубах теплообменного аппарата определяется выражением [1, 3–6]:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр}2} + \Delta P_{\text{м}2}, \text{ Па}, \quad (4.29)$$

где $\Delta P_{\text{тр}2}$ – гидравлическое сопротивление трения, Па; $\Delta P_{\text{м}2}$ – потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений; складываются из сопротивлений, возникающих в связи с изменением площади сечения потока, обтекания препятствий, Па.

$$\Delta P_{\text{тр}2} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L_c}{d_B} \cdot \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2} \cdot z, \text{ Па}, \quad (4.30)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения, z – число ходов теплоносителя по трубному пространству.

Коэффициент трения определяется по формуле [1]:

1. при $Re \leq 2300$

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}; \quad (4.31)$$

2. при $Re > 2300$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,25 \cdot \left(\lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re_2} \right)^{0,9} \right] \right)^{-2}, \quad (4.32)$$

где $e = \frac{\Delta}{d_B}$ – относительная шероховатость труб, Δ – высота выступов шероховатостей (табл. Б.8).

Потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений:

$$\Delta P_{M2} = \xi_{M2} \cdot \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2}, \text{ Па}, \quad (4.33)$$

где ξ_{M2} – сумма коэффициентов местных сопротивлений трубного пространства:

$$\xi_{M2} = \xi_{\text{ВХ.К.}} + z \cdot (\xi_{\text{ВХ.ТР.}} + \xi_{\text{ВЫХ.ТР.}}) + \xi_{\text{ПОВ.}} \cdot (z - 1) + \xi_{\text{ВЫХ.К.}}, \quad (4.34)$$

где $\xi_{\text{ВХ.К.}}$ и $\xi_{\text{ВЫХ.К.}}$ – коэффициенты сопротивлений входной и выходной камер (табл. Б.9); $\xi_{\text{ВХ.ТР.}}$ и $\xi_{\text{ВЫХ.ТР.}}$ – коэффициенты сопротивлений входа в трубы и выхода из них (табл. Б.9); $\xi_{\text{ПОВ.}}$ – коэффициент сопротивления поворота между ходами (табл. Б.9).

Мощность N , затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления для перемещения нагреваемого теплоносителя в теплообменнике, находится по выражению:

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_2}{\rho_2 \cdot \eta_2 \cdot 1000}, \text{ кВт}; \quad (4.35)$$

где η_2 – коэффициент полезного действия нагнетательной установки (насоса, компрессора и т. п.) ($\eta = 0,6 \dots 0,9$).

2. Определение толщины тепловой изоляции аппарата

Тепловая изоляция представляет собой конструкцию из материалов с малой теплопроводностью, покрывающую наружные поверхности оборудования, трубопроводов для уменьшения тепловых потерь.

Толщину тепловой изоляции находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции и от поверхности изоляции в окружающую среду:

$$\alpha_{\text{в}} \cdot (t_{\text{ст}}'' - t_{\text{в}}) = \frac{\lambda_{\text{и}}}{\delta_{\text{и}}} \cdot (t_{\text{ст}}' - t_{\text{ст}}'') \quad (4.36)$$

где $t_{\text{ст}}''$ – температура изоляции со стороны окружающей среды, которая не должна превышать 45 °С, согласно требованиям техники безопасности; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляционного материала в окружающую среду, при расчетах принимать $\alpha_{\text{в}} = 5 \dots 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; $t_{\text{ст}}'$ – температура изоляции со стороны аппарата; ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим

сопротивлением слоя изоляции $t'_{ст}$ принимают равной средней температуре греющего теплоносителя; $t_{в}$ – температура окружающей среды; для изолируемых поверхностей, расположенных в помещении принимается равной 20 °С; $\lambda_{и}$ – коэффициент теплопроводности изолятора, Вт/(м·К).

Если в качестве изолятора принять полотно стеклянное теплоизоляционное марки ИПС-Т-100, ТУ 6-11-570-83, то коэффициент теплопроводности изолятора [7]:

$$\lambda_{и} = 0,047 + 0,00023 \cdot t_{т}, \text{ Вт/(м·К)}, \quad (4.37)$$

где $t_{т}$ – средняя температура теплоизоляционного слоя.

На открытом воздухе в летнее время, в помещении, в каналах, тоннелях, технических подпольях, на чердаках и в подвалах зданий:

$$t_{т} = \frac{t_w + 40}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.38)$$

где t_w – средняя температура теплоносителя, омывающего стенку.

При расчетах задаем температурный напор $(t''_{ст} - t_{в}) = 12...22 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Толщина тепловой изоляции:

$$\delta_{и} = \frac{\lambda_{и} (t'_{ст} - t''_{ст})}{\alpha_{в} (t''_{ст} - t_{в})}, \text{ м.} \quad (4.39)$$

5 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТОЛЩИНЫ СТенок И ОПОР КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛОобМЕННОГО АППАРАТА

Задачей механических расчетов является обеспечение прочности аппарата в рабочих условиях. Основным техническим параметром кожухотрубчатых теплообменных аппаратов является толщина стенок корпуса и крышки. На этом этапе подбирают также конструктивные параметры опор.

1. Расчёт толщины стенок

Толщину цилиндрических обечаек, рассчитывают по уравнению:

$$s = \frac{p \cdot D_{\text{вн}}}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p}, \text{ мм}, \quad (5.1)$$

где p – расчетное давление, МПа; $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр обечайки, мм; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа; φ – коэффициент прочности сварного шва.

Если в теплообменнике один из теплоносителей относится к опасным (является взрыво- или пожароопасным, токсичным), теплообменник рассчитывают, как правило, на давление 1 МПа. При отсутствии ограничений в учебных проектах расчетное давление следует принять равным 1 или 1,6 МПа.

Коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 0,9$ при 50%-м контроле длины шва.

Допускаемые напряжения для конструкционных материалов зависят от материала и рабочей температуры и выбираются методом линейной интерполяции по таблице Б.12.

Исполнительную толщину стенки выбирают из стандартного ряда листового проката по таблице 5.1

Таблица 5.1 – Стандартный ряд листового проката

Наименование параметра	Значения номинальных размеров
Толщина	0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,63; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,90; 1,00; 1,20; 1,30; 1,40; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0 9,5; 10,0; 10,5; 11,0; 11,5; 12,0; 12,5; 13,0; 13,5; 14,0; 14,5; 15,0; 15,5; 16,0; 16,5; 17,0; 17,5; 18,0; 18,5; 19,0; 19,5; 20,0; 20,5; 21,0; 21,5; 22,0; 22,5; 23,0; 23,5; 24,0; 24,5; 25,0; 25,5; 26,0; 27,0; 28,0; 29,0; 30,0; 31,0; 32,0; 34,0; 36,0; 38,0; 40,0; 42,0; 45,0; 48,0; 50,0; 52,0; 55,0; 58,0; 60,0; 62,0; 65,0; 68,0; 70,0; 72,0; 75,0; 78,0; 80,0; 82,0; 85,0; 87,0; 90,0; 92,0; 95,0; 100,0; 105,0; 110,0; 115,0; 120,0; 125,0; 130,0; 135,0; 140,0; 145,0; 150,0; 155,0; 160,0

Фактическая толщина должна быть больше расчетной и обеспечивать жесткость обечайки. Минимальная толщина цилиндрических обечайек без прибавки на коррозию и эрозию составляет: 2 мм при диаметре до 400 мм; 3 мм при диаметре до 1000 мм; 4 мм при диаметре до 2000 мм.

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах применяют стандартные эллиптические и конические днища (крышки). Конические днища применяются в теплообменных аппаратах диаметром до 280 мм, свыше 280 мм используются эллиптические днища.

Стандартное эллиптическое днище состоит из цилиндрической и выпуклой частей (рис. 5.1) параметры крышек для различных диаметров сведены в таблицу 5.2.

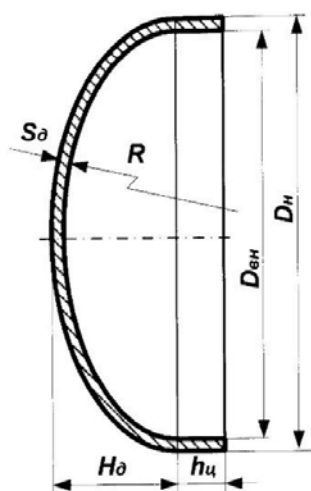


Рисунок 5.1 – Днище эллиптическое

Таблица 5.2 – Параметры эллиптических крышек

$D_{вн}$, мм	$h_{ц}$, мм	$H_{д}$, мм	$D_{вн}$, мм	$h_{ц}$, мм	$H_{д}$, мм
309	25	81	800	40	200
400	40	106	1000	60	250
600	40	150	1200	80	300

Необходимую толщину стенки эллиптических днищ вычисляют по выражению:

$$s_{д} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p/2}, \text{ мм}, \quad (5.2)$$

где R – максимальный радиус кривизны днища, мм; $R = D_{вн}^2 / (4H_{д})$.

Стандартное коническое днище состоит из цилиндрической и конической частей (рис. 5.2) параметры крышек для различных диаметров сведены в таблицу 5.3.

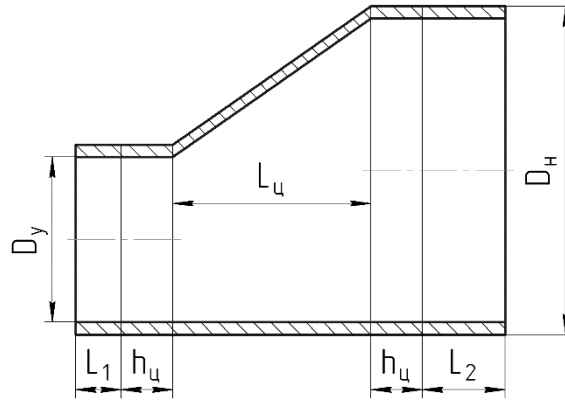


Рисунок 5.2 – Днище коническое

Таблица 5.3 – Параметры конических крышек

$D_{\text{н}}$, мм	$h_{\text{ц}}$, мм	L_1 , мм	L_2 , мм	$L_{\text{ц}}$, мм
159	25	22	40	96
273	25	41	68	144

Необходимую толщину стенки конических дниц вычисляют по выражению:

$$s_{\text{д}} = \frac{p \cdot D_{\text{вн}}}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}, \text{ мм}, \quad (5.3)$$

где $\cos \alpha$ – угол наклона средней части днища теплообменника, находится графическим построением крышки.

Толщину трубной решетки исходя из условия закрепления труб развальцовкой определяют из условия:

$$s_{\text{р}} = \frac{(0,43 \cdot d_{\text{н}} + 0,0015) \cdot 10^{-2}}{t_{\text{р}} - d_{\text{н}}} \geq 0,01 \text{ м}, \quad (5.4)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, мм; $t_{\text{р}}$ – шаг отверстий в трубной решетке мм.

Минимальная толщина поперечных перегородок в межтрубном пространстве зависит от диаметра кожуха и выбирается из таблицы 5.4

Таблица 5.4 – Толщина поперечных перегородок

$D_{\text{вн}}$, мм	≤ 400	500 ... 600	800 ... 1000	≥ 1200
$s_{\text{п}}$, мм	6	10	12	14

Диаметр стяжек, которые фиксируют поперечные перегородки, принимают: 12 мм при $D_{вн} \leq 600$ мм; 16 мм при $D_{вн} \geq 800$ мм.

Количество стяжек должно быть: не менее 6 при $D_{вн} \leq 1000$ мм; 8 – при $D_{вн} = 1200$ мм; 10 – при $D_{вн} \geq 1400$ мм.

2. Выбор опор теплообменного аппарата

Стандартные седловые опоры предназначены для горизонтальных теплообменных аппаратов. Тип 1 предназначен для аппаратов с наружным диаметром не более 630 мм и имеет два исполнения в зависимости от длины труб теплообменного аппарата (рис. 5.3). Опора тип 1 исполнение 1 применяется для теплообменных аппаратов, в которых длина труб меньше или равна 3 метрам. Опору тип 1 исполнение 2 используют при длине труб свыше 3 метров. Опора состоит из гнутой стойки, двух ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по таблице 5.5 в зависимости от наружного диаметра кожуха.

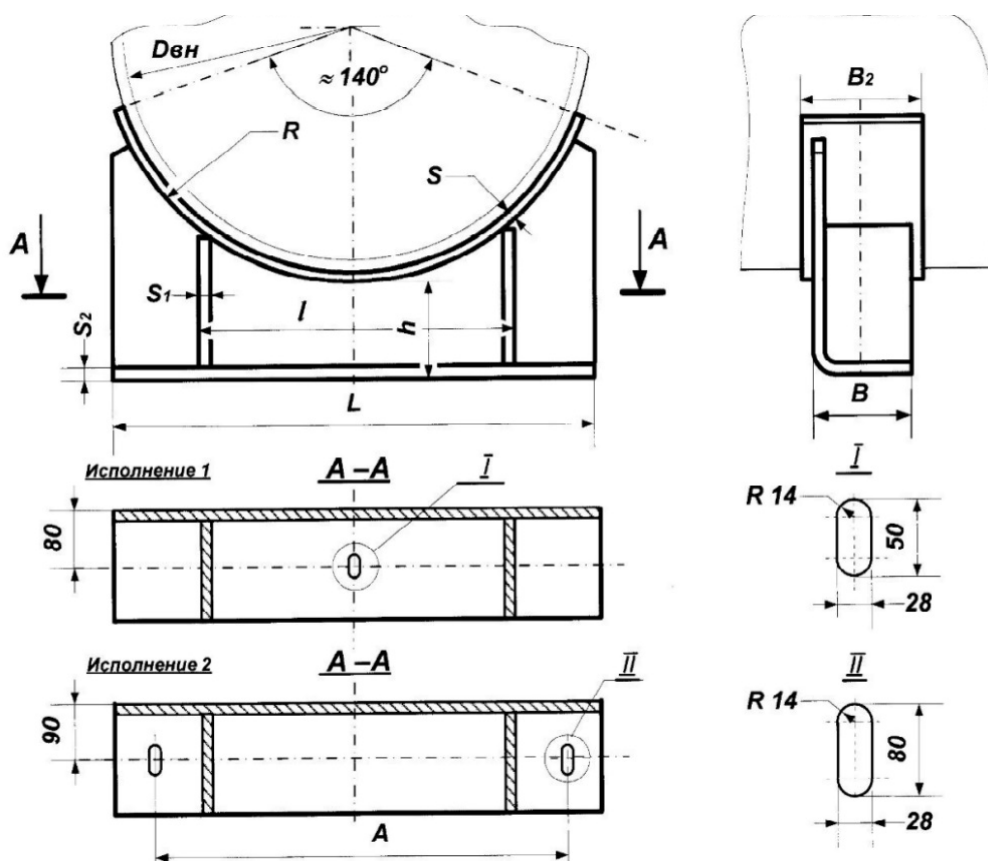


Рисунок 5.3 – Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха $D_{н} = 159 \dots 630$ мм, тип 1 (к таблице 5.5)

Таблица 5.5 – Размеры седловых опор типа 1, мм

D_H/D_{BH}	ИСП	s_1	s_2	R	L	l	h	B	B_2	A	Q , кН
159/-	I	6	10	84	180	90	75	120	140	140	16
	II	8	14	84	180	90	75	120	140	140	40
273/-	I	6	10	141	290	190	100	120	140	250	20
	II	8	14	141	290	190	100	120	140	250	50
325/-	I	6	10	167	400	240	125	180	230	330	20
	II	8	14	167	400	240	125	180	230	330	50
-/400	I	8	14	222	400	240	135	180	220	330	50
	II	10	18	222	400	240	135	180	220	330	110
-/600	I	10	16	322	600	340	200	160	230	450	80
	II	12	20	322	600	340	200	160	230	450	200

Опоры типа 2 предназначены для аппаратов диаметром 800 мм и более. Опора типа 2 (рис. 5.4) состоит из стойки, основания, трех ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по таблице 5.6.

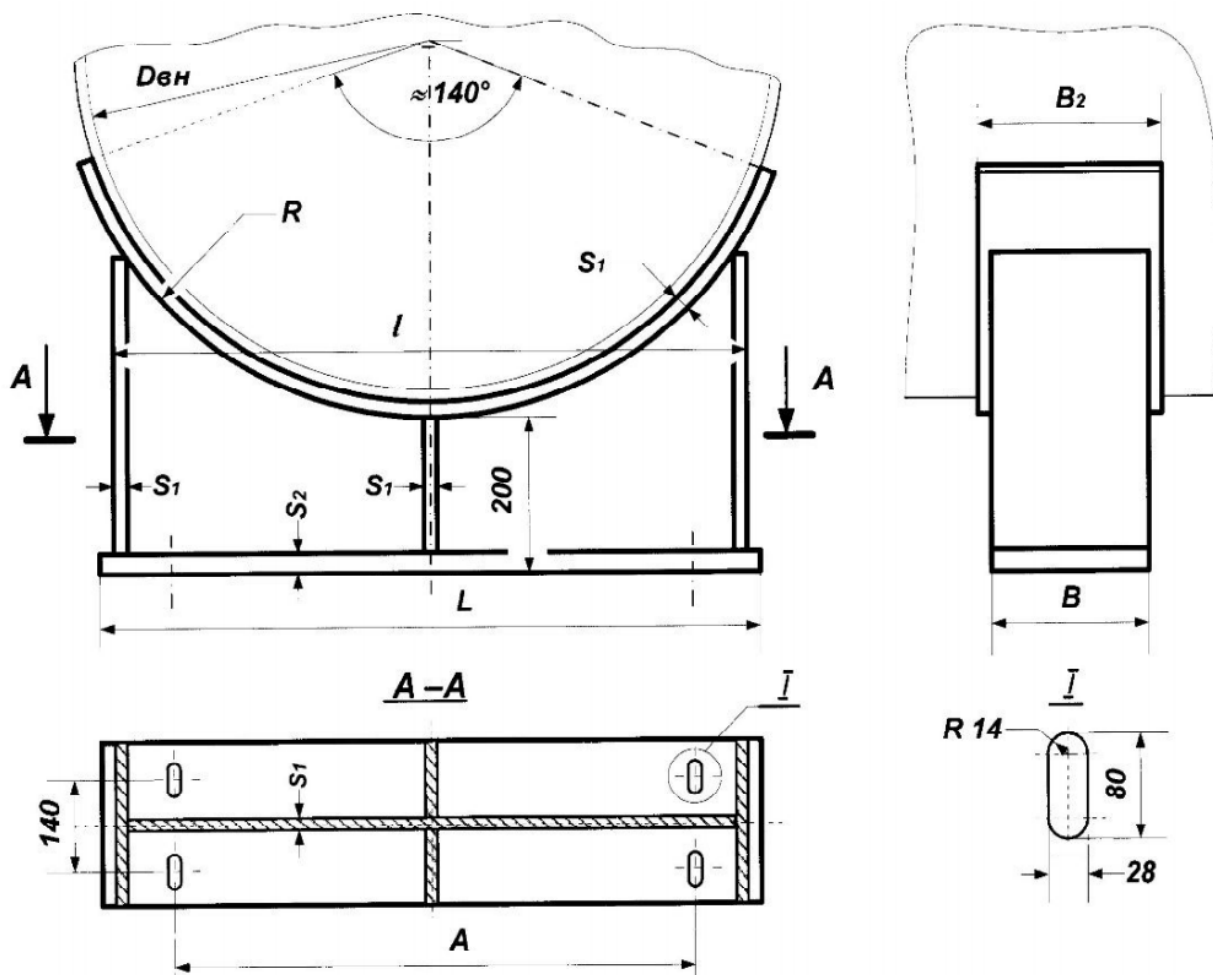


Рисунок 5.4 – Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха более 799 мм, тип 2 (к табл. 5.6).

Таблица 5.6 – Размеры седловых опор типа 2, мм

D_{BH}	s_1	s_2	R^*	L	l	B	B_2	A	Q , кН
800	8	14	422	740	730	250	360	500	80
1000	8	14	522	1000	980	250	360	650	125
1200	8	14	622	1100	1080	250	360	800	125
1400	8	14	722	1250	1230	250	400	950	160

* Значение R дано для опорных листов толщиной 6 – 12 мм.

Аппараты устанавливают на двух седловых опорах в двух вариантах:

1. Неподвижной и подвижной.
2. Обе опоры неподвижные.

Подвижная опора для температурной компенсации может скользить по фундаменту за счет овальной формы болтовых отверстий и зазора между гайкой и основанием шириной 1–2 мм.

Детали седловых опор сваривают между собой сплошными односторонними угловыми или тавровыми швами, а опорный лист приваривается к деталям опоры прерывистым угловым швом. К корпусу теплообменника опорный лист может привариваться внахлестку прерывистым швом.

6 ТЕПЛОВОЙ, КОМПОНОВОЧНЫЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТЫ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Задание. Произвести тепловой, компоновочный, гидромеханический расчеты и подбор стандартного пластинчатого теплообменника при следующих исходных данных: расчётное давление теплообменника p , массовый расход горячего теплоносителя G_1 ; температура нагреваемого теплоносителя на входе t_2' и на выходе t_2'' ; температура греющего теплоносителя на входе t_1' и на выходе t_1'' ; Качество воды – хорошего качества. Потерями тепла в окружающую среду пренебречь.

6.1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определение термодинамических и теплофизических параметров теплоносителей

Находим среднеарифметические значения температур греющего и нагреваемого теплоносителей:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.1)$$

По температурам t_1 и t_2 методом линейной интерполяции помощью таблицы Б.1 определяются параметры:

1. Удельная теплоёмкость теплоносителя c , Дж/(кг·К).
2. Плотность теплоносителя ρ , кг/м³.
3. Кинематическая вязкость теплоносителя ν , м²/с.
4. Коэффициент теплопроводности теплоносителя λ , Вт/(м·К).
5. Число Прандтля Pr .

Примечания.

1. Формула линейной интерполяции: $f(x) = f(x_0) + (x - x_0) \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0}$.

2. Как пользоваться таблицами свойств веществ. Если, например, из таблицы Б.1 [2] необходимо найти коэффициент теплопроводности воды при температуре 80 °С, то, согласно обозначениям верхней строки, $\lambda \cdot 10^2 = 67,4$ Вт/(м·К). Следовательно, $\lambda = 67,4 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К).

2. Определение количества теплоты, передаваемой в единицу времени

$$Q = G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1''), \text{Вт.} \quad (6.2)$$

3. Определение массового расхода нагреваемого теплоносителя

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2'' - t_2')}, \text{кг/с.} \quad (6.3)$$

4. Определение объёмных расходов теплоносителей

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1}, \text{м}^3/\text{с}; \quad V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}, \text{м}^3/\text{с.} \quad (6.4)$$

5. Вычисление среднего температурного напора

Для вычисления среднего температурного напора нужно построить схему потоков. Пример схемы показан на рисунке 6.1

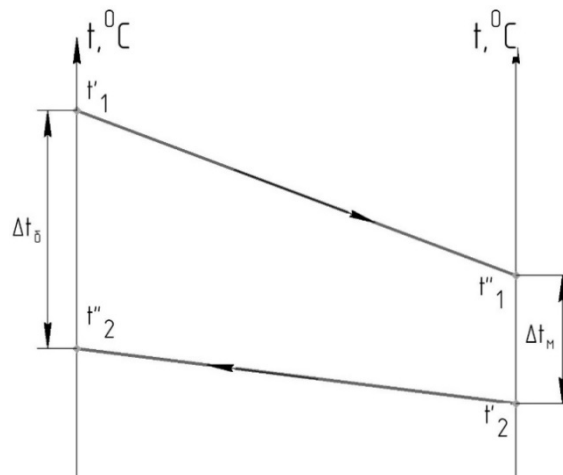


Рисунок 6.1 – Изменение температуры в пластинчатом теплообменном аппарате

Определяем большую и меньшую разность температур на концах теплообменника:

$$\Delta t_б = t_1' - t_2'', \text{°C}; \quad \Delta t_м = t_1'' - t_2', \text{°C}; \quad (6.5)$$

где $\Delta t_б$ – большая разность температуры на конце теплообменника;
 $\Delta t_м$ – меньшая разность температуры на конце теплообменника.

Определяем средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.6)$$

6. Определение температуры пластины теплообменника

Зададим располагаемые напоры: для греющего теплоносителя $\Delta P_{1\text{p}} = 10000$ Па; для нагреваемого теплоносителя $\Delta P_{2\text{p}} = 12000$ Па.

Определим температуру пластины теплообменного аппарата:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.7)$$

7. Расчёт предварительной площади теплообмена

Для расчёта предварительной площади теплообмена зададим значение коэффициента теплопередачи $k_{\text{пр}} = 1600 \dots 2000$ Вт/(м² · К).

$$F_{\text{пр}} = \frac{Q}{k_{\text{пр}} \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \text{ м}^2. \quad (6.8)$$

По рассчитанной площади и расчётному давлению теплообменника подбираем стандартный пластинчатый теплообменный аппарат (табл. Б.15, Б.18), характеристики которого сводят в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Параметры пластинчатого теплообменного аппарата

Модель	$F_{\text{min}},$ м ²	$n_{\text{min}},$ шт	$F_{\text{max}},$ м ²	$n_{\text{max}},$ шт	$F_1,$ м ²	Тип пластин	$d_{\text{шт}},$ диаметр штуцера, мм
ЭТ-004-1	0,12	5	0,72	20	0,04	004	32

После выбора теплообменника сводят в таблицу 6.2 параметры пластины (табл. Б.16, Б.18) применяемой с выбранным аппаратом.

Таблица 6.2 – Параметры пластин теплообменника

Тип пластины	$b_{\text{пл}},$ ширина пластины, мм	$l_{\text{пл}},$ длина пластины, мм	$h_{\text{пл}},$ вертикальное расстояние между осями отверстий, мм
004	130	420	336

8. Определение параметров пластины теплообменника

Площадь поперечного сечения канала (точность – 5 знаков после запятой):

$$f_1 = 0,003 \cdot b_{\text{пл}}, \text{ м}^2. \quad (6.9)$$

Смоченный периметр канала (точность – 3 знака после запятой):

$$P = 2 \cdot b_{\text{пл}} + 0,006, \text{ м}. \quad (6.10)$$

Эквивалентный диаметр канала (точность – 5 знаков после запятой):

$$d_3 = \frac{4 \cdot f_1}{P}, \text{ м}. \quad (6.11)$$

Площадь проходного сечения штуцера (точность – 5 знаков после запятой):

$$f_{\text{шт}} = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4}, \text{ м}^2. \quad (6.12)$$

9. Определение числа Рейнольдса для нагревающего теплоносителя

Зададим предварительное значение коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке $\alpha_{1\text{пр}} = 9000 \dots 13000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и коэффициент гидравлического сопротивления греющего теплоносителя $\xi_{1\text{пр}} = 0,8 \dots 1,4$.

Определим предварительную скорость течения греющего теплоносителя:

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{1\text{пр}} \cdot (t_1 - t_{\text{ст}}) \cdot \Delta P_{1\text{пр}}}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_{1\text{пр}}}}, \text{ м/с}. \quad (6.13)$$

Рассчитаем число Рейнольдса для нагревающего теплоносителя:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_1}. \quad (6.14)$$

10. Определение коэффициента гидравлического сопротивления греющего теплоносителя

Проверяем принятое значение коэффициента гидравлического сопротивления нагревающего теплоносителя:

При $Re_1 \leq 50$

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re_1^{0,25}}. \quad (6.15)$$

При $Re_1 > 50$

$$\xi_1 = \frac{9,543}{Re_1^{0,25}}. \quad (6.16)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений:

$$\Delta \xi_1 = \frac{\xi_1 - \xi_{1пр}}{\xi_1} \cdot 100 \%. \quad (6.17)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение коэффициента гидравлического сопротивления греющего теплоносителя $\xi_{1пр}$.

11. Определение числа Нуссельта для греющего теплоносителя

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (6.18)$$

где $Pr_{ст}$ определяется по $t_{ст}$ (табл. Б.1).

12. Расчёт коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.19)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений коэффициента теплоотдачи:

$$\Delta \alpha_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_{1пр}}{\alpha_1} \cdot 100 \%. \quad (6.20)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке $\alpha_{1пр}$.

13. Определение числа Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя

Зададим предварительное значение коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю $\alpha_{2пр} = 11000 \dots 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и коэффициент гидравлического сопротивления нагреваемого теплоносителя $\xi_{2пр} = 0,8 \dots 1,4$.

Определим предварительную скорость течения нагреваемого теплоносителя:

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{2пр} \cdot (t_{ст} - t_2) \cdot \Delta P_{2п}}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi_{2пр}}}, \text{ м/с.} \quad (6.21)$$

Рассчитаем число Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2}. \quad (6.22)$$

14. Определение коэффициента гидравлического сопротивления нагреваемого теплоносителя

Проверяем принятое значение коэффициента гидравлического сопротивления нагреваемого теплоносителя:

При $\text{Re}_2 \leq 50$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\text{Re}_2^{0,25}}. \quad (6.23)$$

При $\text{Re}_2 > 50$

$$\xi_2 = \frac{9,543}{\text{Re}_2^{0,25}}. \quad (6.24)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений:

$$\Delta \xi_2 = \frac{\xi_2 - \xi_{2пр}}{\xi_2} \cdot 100 \%. \quad (6.25)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение коэффициента гидравлического сопротивления нагреваемого теплоносителя $\xi_{2пр}$.

15. Определение числа Нуссельта для нагреваемого теплоносителя

Рассчитаем число Нуссельта:

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (6.26)$$

где $\text{Pr}_{\text{ст}}$ определяется по $t_{\text{ст}}$ (табл. Б.1).

16. Расчёт коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.27)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений коэффициента теплоотдачи:

$$\Delta\alpha_2 = \frac{\alpha_2 - \alpha_{2\text{пр}}}{\alpha_2} \cdot 100 \%. \quad (6.28)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемому теплоносителю $\alpha_{2\text{пр}}$.

17. Определение общего термического сопротивления

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности загрязнения:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.29)$$

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны греющего теплоносителя:

$$R_2 = r_{31}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.30)$$

где r_{31} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление слоя отложений со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$R_4 = r_{32}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.31)$$

где r_{32} – тепловая проводимость загрязнений стенок, выбирается из таблицы Б.3.

Определяем термическое сопротивление теплоотдачи со стороны загрязнения к нагреваемому теплоносителю:

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_2}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.32)$$

Термическое сопротивление пластины принимаем $R_3 = 0,000063 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Определяем общее термическое сопротивление:

$$R = \sum_{i=1}^5 R_i, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.33)$$

Последовательность построения графика распределения температур (рис. 6.2) в теплообменном аппарате:

1. Ось абсцисс (X) определяет термическое сопротивление, ось ординат (Y) определяет температуру.
2. На оси Y в произвольном масштабе определяем температуры t_1 и t_2 .
3. На оси X в произвольном масштабе определяем термические сопротивления, при условии суммирования каждого следующего значения к предыдущему.
4. Из точки $(0, t_1)$ проводим линию в точку (R_{1-5}, t_2) . Эта линия определяет температуру в любой точке теплообменного аппарата.

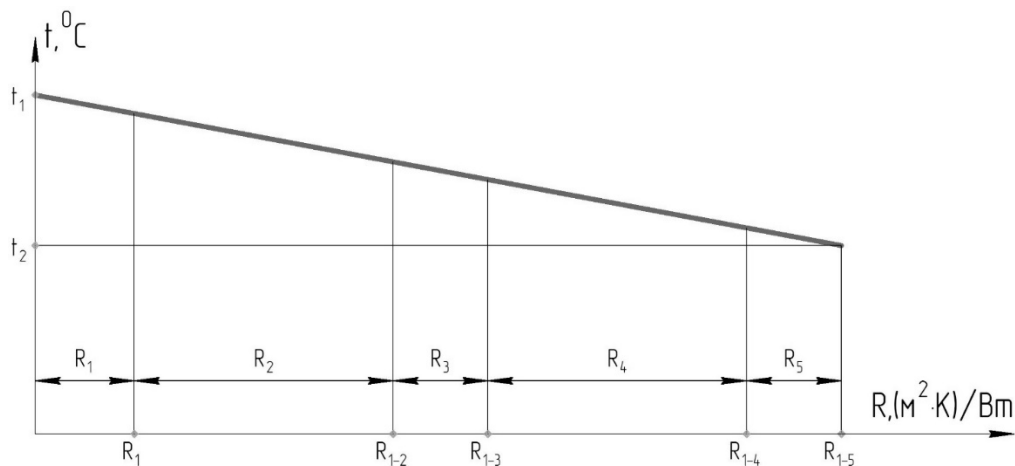


Рисунок 6.2 – График распределения температур в теплообменном аппарате

18. Определение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{R}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.34)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений коэффициента теплопередачи:

$$\Delta k = \frac{k - k_{\text{пр}}}{k} \cdot 100 \%. \quad (6.35)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение коэффициента теплопередачи $k_{\text{пр}}$.

19. Уточнение площади теплообменного аппарата

$$F_{\text{ал}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \text{ м}^2. \quad (6.36)$$

Определим количество пластин под рассчитанную площадь ТОА:

$$n = \frac{F_{\text{ал}}}{F_1}, \text{ шт.} \quad (6.37)$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего целого значения и прибавляем 2 (концевые пластины теплообменника).

Определяем стандартную площадь теплообменника:

$$F = (n - 2) \cdot F_1, \text{ м}^2. \quad (6.38)$$

6.2 КОМПОНОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определение площади поперечных сечений пакетов

Для греющего теплоносителя:

$$f_{\text{н1}} = \frac{V_1}{w_1}, \text{ м}^2. \quad (6.39)$$

Для нагреваемого теплоносителя:

$$f_{n2} = \frac{V_2}{w_2}, \text{ м}^2. \quad (6.40)$$

2. Определение числа каналов в одном пакете

Для греющего теплоносителя (округляем до ближайшего большего целого):

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1}. \quad (6.41)$$

Для нагреваемого теплоносителя (округляем до ближайшего большего целого):

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_1}. \quad (6.42)$$

3. Определение числа пластин в одном пакете

Для греющего теплоносителя:

$$n_1 = 2 \cdot m_1, \text{ шт.} \quad (6.43)$$

Для нагреваемого теплоносителя:

$$n_2 = 2 \cdot m_2, \text{ шт.} \quad (6.44)$$

4. Определение поверхности теплообмена одного пакета при полученном числе пластин

Для греющего теплоносителя:

$$F_{n1} = F_1 \cdot n_1, \text{ м}^2. \quad (6.45)$$

Для нагреваемого теплоносителя:

$$F_{n2} = F_1 \cdot n_2, \text{ м}^2. \quad (6.46)$$

5. Определение числа пакетов в теплообменном аппарате

Для греющего теплоносителя:

$$X_1 = \frac{F}{F_{n1}}. \quad (6.47)$$

Для нагреваемого теплоносителя:

$$X_2 = \frac{F}{F_{n2}}. \quad (6.48)$$

Число пакетов округляется до целого числа по правилам математического округления.

6. Определение числа пластин в аппарате с учетом концевых пластин

$$n_a = \frac{F + 2 \cdot F_1}{F_1}, \text{ шт.} \quad (6.49)$$

7. Компоновка теплообменного аппарата

При проектировании пластинчатых теплообменных аппаратов схему компоновки пластин представляют в виде дроби. В числителе – сумма цифр, показывающих количество пакетов по греющему теплоносителю, значения цифр – количество параллельных пластин. В знаменателе – сумма цифр, показывающих количество пакетов по нагреваемому теплоносителю, значения цифр – количество пластин.

Пример 1.

Количество пластин теплообменного аппарата $n = 190$. Число пакетов по греющему теплоносителю $X_1 = 3$. Число пакетов по нагреваемому теплоносителю $X_2 = 2$.

Схема компоновки данного теплообменника будет состоять из трёх значений в числителе и двух в знаменателе.

Число пластин в пакетах должно быть одинаково, максимальное отклонение ± 1 шт.

Общее число пакетов по греющему и нагреваемому теплоносителям равно $X = X_1 + X_2 = 3 + 2 = 5$. Определим количество пластин в одном пакете: $n/X = 190/5 = 38,2$ шт. Количество пластин получилось не целым, поэтому по греющему теплоносителю записываем $38 + 38 + 38$, а по нагреваемому $39 + 38$ (добавляем одну пластину в первый пакет):

$$C = \frac{38 + 38 + 38}{39 + 38}.$$

Пример 2.

Количество пластин теплообменного аппарата $n = 229$. Число пакетов по греющему теплоносителю $X_1 = 2$. Число пакетов по нагреваемому теплоносителю $X_2 = 2$.

$$X = X_1 + X_2 = 2 + 2 = 4.$$

$$n/X = 229/4 = 57,25 \text{ шт.}$$

$$C = \frac{57 + 57}{58 + 57}.$$

Пример 3.

Количество пластин теплообменного аппарата $n = 89$. Число пакетов по греющему теплоносителю $X_1 = 2$. Число пакетов по нагреваемому теплоносителю $X_2 = 1$.

$$X = X_1 + X_2 = 2 + 1 = 3.$$

$$n/X = 89/3 = 29,67 \text{ шт.}$$

$$C = \frac{30 + 30}{29}.$$

Принимаем число каналов m . В первом примере $m = 38$. Во втором примере $m = 57$. В третьем примере $m = 30$. Число каналов равно максимальному значению числа пластин в пакетах.

8. Определение фактической поверхности теплопередачи теплообменного аппарата

Определим фактическую площадь поперечного сечения каналов в пакетах:

$$f_n = m \cdot f_1, \text{ м}^2. \quad (6.50)$$

Определим фактические скорости движения теплоносителей:

– для греющего теплоносителя

$$w_{1\phi} = \frac{V_1}{f_n}, \text{ м/с.} \quad (6.51)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$w_{2\phi} = \frac{V_2}{f_n}, \text{ м/с.} \quad (6.52)$$

Проверим, достаточно ли выбранной поверхности теплопередачи при фактических скоростях рабочих сред.

Определим числа Рейнольдса:

– для греющего теплоносителя

$$\text{Re}_{1\phi} = \frac{w_{1\phi} \cdot d_3}{\nu_1}. \quad (6.53)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$\text{Re}_{2\phi} = \frac{w_{2\phi} \cdot d_3}{\nu_2}. \quad (6.54)$$

Определим числа Нуссельта:

– для греющего теплоносителя

$$\text{Nu}_{1\phi} = 0,135 \cdot \text{Re}_{1\phi}^{0,73} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (6.55)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$\text{Nu}_{2\phi} = 0,135 \cdot \text{Re}_{2\phi}^{0,73} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (6.56)$$

Определим уточнённые значения коэффициентов теплоотдачи:

– для греющего теплоносителя

$$\alpha_{1\phi} = \frac{\text{Nu}_{1\phi} \cdot \lambda_1}{d_3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.57)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$\alpha_{2\phi} = \frac{\text{Nu}_{2\phi} \cdot \lambda_2}{d_3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.58)$$

Определим фактическое термическое сопротивление:

$$R_{\phi} = \frac{1}{\alpha_{1\phi}} + R_2 + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_{2\phi}}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}. \quad (6.59)$$

Рассчитаем фактический коэффициент теплопередачи:

$$k_{\phi} = \frac{1}{R_{\phi}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (6.60)$$

Определим фактическую поверхность теплопередачи теплообменника:

$$F_{\phi} = \frac{Q}{k_{\phi} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}, \text{ м}^2. \quad (6.61)$$

Проверяем расхождение принятого и рассчитанного значений:

$$\Delta F = \frac{F_{\phi} - F}{F_{\phi}} \cdot 100 \%. \quad (6.62)$$

Если расхождение больше 10 %, то необходимо уточнить принятое значение термического сопротивления слоя загрязнений R_2 или R_4 .

6.3 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Вычисление коэффициента общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала

– для греющего теплоносителя

$$\xi'_1 = \frac{9,543}{\text{Re}_{1\phi}^{0,25}}. \quad (6.63)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$\xi'_2 = \frac{9,543}{\text{Re}_{2\phi}^{0,25}}. \quad (6.64)$$

2. Определение гидравлического сопротивления пакетов пластин

– для греющего теплоносителя

$$\Delta P'_1 = \xi'_1 \cdot \frac{h_{\text{пл}}}{d_3} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_{1\phi}^2}{2} \cdot X_1, \text{ Па.} \quad (6.65)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$\Delta P'_2 = \xi'_2 \cdot \frac{h_{\text{пл}}}{d_3} \cdot \rho_2 \cdot \frac{w_{2\phi}^2}{2} \cdot X_2, \text{ Па.} \quad (6.66)$$

3. Определяем скорости движения теплоносителей в штуцерах

– для греющего теплоносителя

$$w_{1\text{шт}} = \frac{V_1}{f_{\text{шт}}}, \text{ м/с.} \quad (6.67)$$

– для нагреваемого теплоносителя

$$w_{2\text{шт}} = \frac{V_2}{f_{\text{шт}}}, \text{ м/с.} \quad (6.68)$$

4. Выбор насосов для теплоносителей

Насосы выбираются из таблицы Б.17 [8] по объёмному расходу, после чего характеристики сводятся в таблицу 6.3

Таблица 6.3 – Насосы для теплоносителей теплообменника

Модель	Подача, л/с	Напор макс., м	Обороты вала, об/мин	Мощность на валу, кВт	Мощность двигателя, кВт	КПД, %
Для нагревающего теплоносителя						
1,5К-6	3	17,4	2900	0,9	1,7	55,5
Для нагреваемого теплоносителя						
1,5К-6	3	17,4	2900	0,9	1,7	55,5

1. Определение мощности на преодоление гидравлического сопротивления

Для греющего теплоносителя:

$$N_1 = \frac{V_1 \cdot \Delta P'_1}{\eta_1 \cdot 1000}, \text{ кВт.} \quad (6.69)$$

где η_1 – КПД насоса для греющего теплоносителя.

Для нагреваемого теплоносителя:

$$N_2 = \frac{V_2 \cdot \Delta P_2'}{\eta_2 \cdot 1000}, \text{ кВт.} \quad (6.70)$$

где η_2 – КПД насоса для нагреваемого теплоносителя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Курсовое проектирование / Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков. – Москва : Химия, 1991. – 412 с.
2. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – Москва : Энергия, 1980. – 288 с.
3. Теплоэнергетика и теплотехника : [справочник]. В 4 кн. Кн. 4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника / А. М. Бакластов, Б. Г. Борисов, В. М. Бродянский [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.
4. Горбачев, М. В. Тепломассообмен : учебное пособие / М. В. Горбачев. – Новосибирск : НГТУ, 2015. – 443 с.
5. Ерофеев, В. Л. Теплотехника : учебник для бакалавриата и магистратуры : для студентов высших учебных заведений, обучающихся по инженерно-техническим направлениям. В 2 томах. Т. 1: Термодинамика и теория теплообмена / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов ; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. – Москва : Юрайт, 2018. – 308 с.
6. Кудинов, В. А. Теплотехника : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров в области технических наук и по направлениям подготовки дипломированных специалистов в области техники и технологии / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов, Е. В. Стефанюк. – Москва : КУРС : ИНФРА-М, 2018. – 423 с.
7. СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой России. – Москва : ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 32 с.
8. Насосы : Каталог-справочник / Всесоюзный научно-исследовательский институт гидромашиностроения ; сост. Д. Н. Азарх. – Москва : Машгиз, 1953. – 424 с.
9. Галимова, А. Т. Пластинчатые теплообменники : методические указания / А. Т. Галимова. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 48 с.
10. ГОСТ 33259–2015. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN250. Конструкция, размеры и общие технические требования : межгосударственный стандарт : издание официальное : дата введения 2016-04-01. – Москва : Стандартиформ, 2016. – 106 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графики и схемы для расчётов теплообменных аппаратов

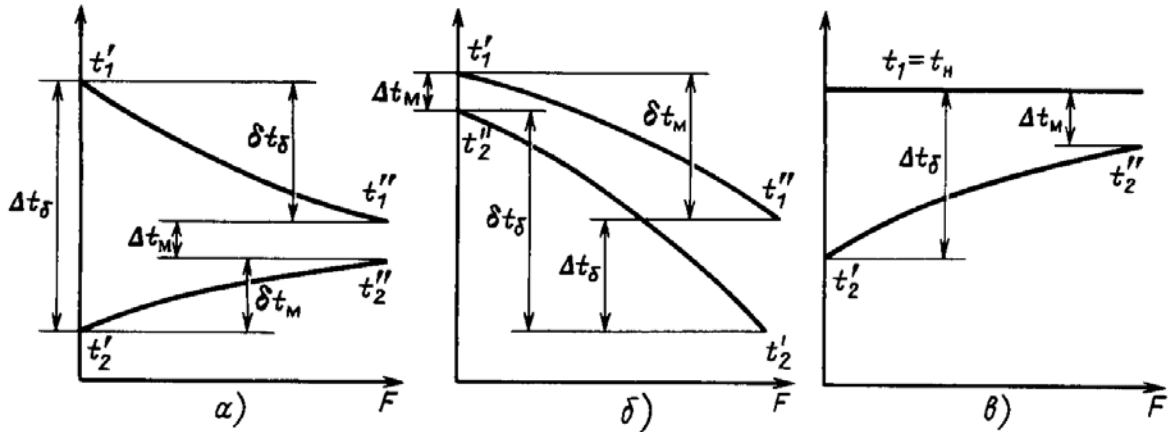


Рисунок А.1 – Графики изменения температур в теплообменнике: а – при прямотоке; б – при противотоке без фазовых превращений; в – при изменении фазового состояния (конденсации) греющего теплоносителя [4]

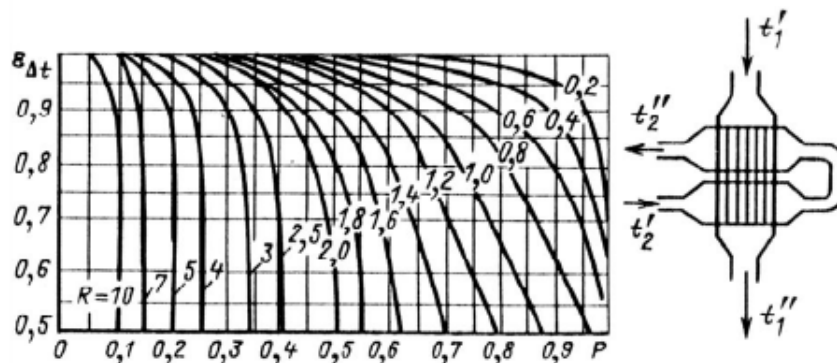


Рисунок А.2 – График для определения поправки $\epsilon_{\Delta t}$ при перемешивании одного теплоносителя [3]

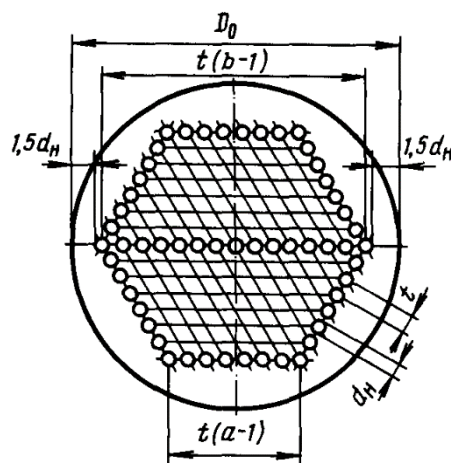


Рисунок А.3 – Схема размещения труб в решетке по сторонам правильных шестиугольников [3]

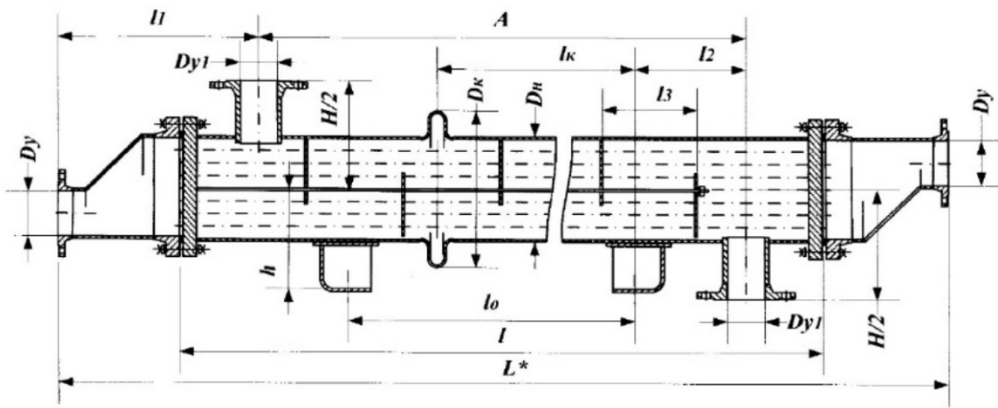


Рисунок А.4 – Одноходовой кожухотрубчатый ТОА диаметрами 159 и 273 мм с коническими крышками по ГОСТ 15122-79 (к табл. Б.13)

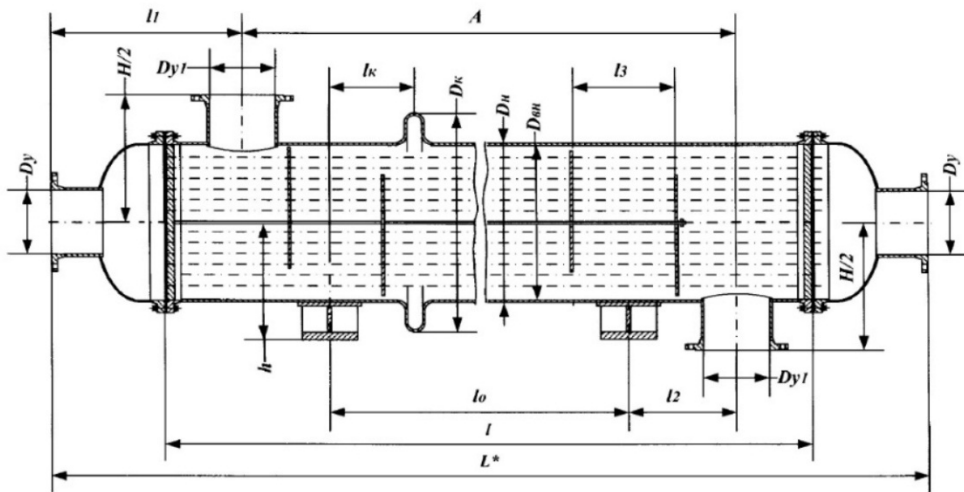


Рисунок А.5 – Одноходовой кожухотрубчатый ТОА диаметрами от 325 до 1200 мм с эллиптическими крышками по ГОСТ 15122-79 (к табл. Б.13)

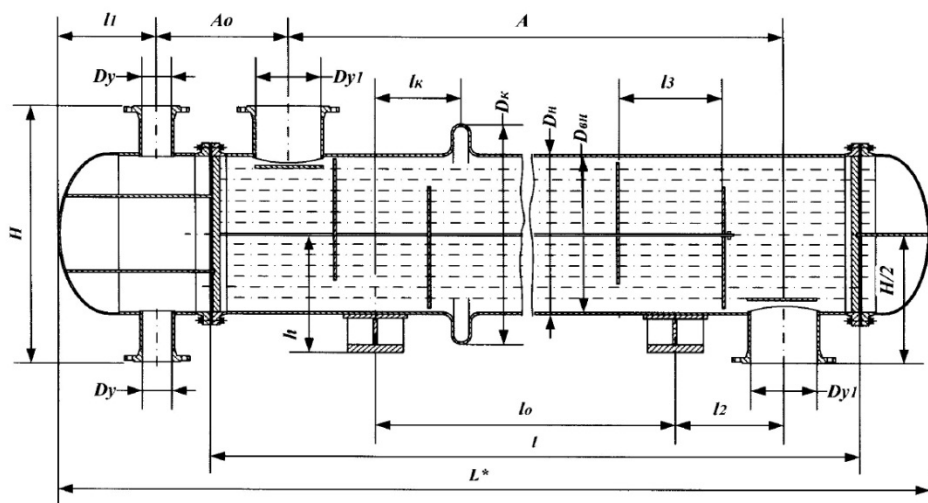


Рисунок А.6 – Многоходовой кожухотрубчатый ТОА диаметрами от 325 до 1200 мм с эллиптическими крышками по ГОСТ 15122-79 (к табл. Б.14)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Табличные данные для расчётов теплообменных аппаратов

Таблица Б.1 – Физические свойства воды на линии насыщения [2]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1788	1,789	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	1306	1,306	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1004	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	801,5	0,805	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	653,3	0,659	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	549,4	0,556	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	469,9	0,478	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	406,1	0,415	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	355,1	0,365	2,21
90	1,013	965,3	4,208	68,0	314,9	0,326	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	259,0	0,272	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	237,4	0,252	1,47
130	2,7	934,8	4,266	68,6	217,8	0,233	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,3	173,6	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	162,8	0,181	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	153,0	0,173	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	144,2	0,165	0,96

Таблица Б.2 – Физические свойства водяного пара на линии насыщения [2]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м ³	$r,$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	1,177	2,489	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,965	2145,0	2,315	2,791	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2114,4	2,395	2,884	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2082,6	2,479	3,012	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2015,2	2,709	3,268	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	1978,8	2,856	3,419	15,60	2,44	1,30

Таблица Б.3 – Тепловая проводимость загрязнений стенок [1]

Среда	$1/r$, Вт/(м ² ·К)
Вода:	
загрязнённая	1400–1860
среднего качества	1860–5800
хорошего качества	2900–5800
дистиллированная	11600
Воздух	2800
Нефтепродукты, масла, пары хладонов	2900
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладоны	5800
Водяной пар	5800
Пары органических жидкостей	11600

Таблица Б.4 – Коэффициент теплопроводности λ металлов и сплавов

№	Металл или сплав	Температура, °С				
		0	100	200	300	400
1	Сталь углеродистая (C \approx 0,5 %)	50,5	47,5	44,8	42,0	39,4
2	Сталь нержавеющая (Cr \approx 13 %)	26,5	27,0	27,0	27,0	27,6
3	Латунь (70 % Cu + 30 % Zn)	106	131	143	145	148
4	Дюралюминий (96 % Al + 4 % Cu)	160	188	188	193	–
5	Медь (чистая)	401	393	389	384	379

Таблица Б.5 – Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k [1]

Вид теплообмена	Вынужденное движение	Свободное движение
От газа к газу	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От конденсирующего пара к газу	10–60	6–12
От жидкости к жидкости:		
для воды	800–1700	140–340
для углеводородов, масел	120–270	30–60
От конденсирующего водяного пара к воде	800–3500	300–1200
От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям	120–340	60–170
От конденсирующихся паров органических жидкостей к воде	300–800	230–460
От конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости	–	300–2500

Таблица Б.6 – Параметры кожухотрубчатых холодильников в соответствии с ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79 и ГОСТ 15122-79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб	Поверхность теплообмена м ^{2*} , при длине труб, м						Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м ²	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	13
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	0,004	0,005
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,5	4,5	6,0	9,0	–	–	0,009	0,013
325	20×2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25,0	–	0,011	0,020
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	0,011	0,009
	25×2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	0,013	0,021
		2	56	–	6,5	9,5	13,0	17,5	–	0,013	0,010
400	20×2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68,0	0,017	0,036
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63,0	0,017	0,017
	25×2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52,0	0,020	0,038
		2	100	–	–	16,0	24,0	33,0	47,0	0,020	0,017
600	20×2	1	389	–	–	49	73	98	147	0,041	0,078
		2	370	–	–	47	70	93	139	0,041	0,037
		4	334	–	–	43	65	84	126	0,041	0,016
		6	316	–	–	40	60	79	119	0,037	0,009
	25×2	1	257	–	–	40	61	81	121	0,040	0,089

99

* Рассчитана по наружному диаметру труб

Окончание таблицы Б.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	13
	25×2	2	240	–	–	38	57	75	113	0,040	0,042
		4	206	–	–	32	49	65	97	0,040	0,018
		6	196	–	–	31	46	62	91	0,037	0,011
800	20×2	1	717	–	–	90	135	180	270	0,069	0,144
		2	690	–	–	87	130	173	260	0,069	0,069
		4	638	–	–	80	120	160	240	0,069	0,030
		6	618	–	–	78	116	155	233	0,065	0,020
	25×2	1	465	–	–	73	109	146	219	0,070	0,161
		2	442	–	–	69	104	139	208	0,070	0,077
		4	404	–	–	63	95	127	190	0,070	0,030
		6	385	–	–	60	90	123	181	0,065	0,022
1000	20×2	1	1173	–	–	–	221	295	442	0,101	0,236
		2	1138	–	–	–	214	286	429	0,101	0,114
		4	1072	–	–	–	202	269	404	0,101	0,051
		6	1044	–	–	–	197	262	393	0,096	0,034
	25×2	1	747	–	–	–	176	235	352	0,106	0,259
		2	718	–	–	–	169	226	338	0,106	0,124
		4	666	–	–	–	157	209	314	0,106	0,124
		6	642	–	–	–	151	202	302	0,102	0,036
1200	20×2	1	1701	–	–	–	–	427	641	0,145	0,342
		2	1658	–	–	–	–	417	625	0,145	0,165
		4	1580	–	–	–	–	397	595	0,145	0,079
		6	1544	–	–	–	–	388	582	0,131	0,049
	25×2	1	1083	–	–	–	–	340	510	0,164	0,375
		2	1048	–	–	–	–	329	494	0,164	0,179
		4	986	–	–	–	–	310	464	0,164	0,084
		6	958	–	–	–	–	301	451	0,142	0,052

Таблица Б.7 – Диаметры отверстий и шаг между отверстиями в трубчатых решетках и перегородках кожухотрубчатых теплообменников [1]

Наружный диаметр труб, мм	Диаметры отверстий, мм		Шаг между отверстиями t_p , мм
	в решетке	в перегородке	
16	16,3	17,0	21
20	20,4	20,8	26
25	25,4	26,0	32
38	38,7	39,0	48

Таблица Б.8 – Ориентировочные значения шероховатости труб Δ [1]

Трубы	Δ , мм
Стальные новые	0,06–0,1
Стальные, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией	0,1–0,2
Стальные старые, загрязненные	0,5–1
Чугунные новые, керамические	0,35–1
Алюминиевые гладкие	0,015–0,06
Трубы из латуни, меди	0,0015–0,001

Таблица Б.9 – Коэффициенты ξ местных сопротивлений потоку [1]

Трубное пространство	ξ	Межтрубное пространство	ξ
Входная и выходная камеры	1,5	Вход и выход жидкости	1,5
Поворот между ходами или секциями на 180°	2,5	Поворот через сегментную перегородку	1,5
Вход в трубы и выход из них	1,0	Сопротивление пучка труб	$3m/Re^{0,2}$

Таблица Б.10 – Число сегментных перегородок в нормализованных кожухотрубчатых теплообменниках [1]

Диаметр кожуха, мм	Число сегментных перегородок в нормализованных кожухотрубчатых теплообменниках*, при длине труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	20	–	–	–
325	–	6	8	14 (16)	18	(36;38)	–
400	–	–	6	10	14	22 (24;26)	–
600	–	–	4	8	10	18 (16)	(24)
800	–	–	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	–	–	–	4(1),6(M)	6(1),8(M)	10	16 (18)
1200 и 1400	–	–	–	–	6	8	14 (12)

* Числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U –образными трубками.

Таблица Б.11 – Диаметры условного прохода штуцеров кожухотрубчатых теплообменников [1]

Диаметр кожуха, мм	Диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам, мм				Диаметр условного прохода штуцеров к межтрубному пространству, мм
	1	2	4	6	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	100
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	–	350	250	200	–

Таблица Б.12 – Нормативные допускаемые напряжения для некоторых конструкционных материалов

№	Марка материала	Значение $[\sigma]$, МПа, в зависимости от температуры		
		20 °С	100 °С	200 °С
1	Сталь Ст.3	140	134	126
2	Сталь 20, 20К	147	142	136
3	Сталь 09Г2С, 16ГС, 17ГС	183	160	148
4	Сталь нерж. 15Х5М	146	141	134
5	Сталь нерж. 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	160	152	140
6	Сталь нерж. 08Х18Н10Т, 08Х17Н13М2Т	140	130	110
7	Сталь нерж. 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	240	207	193
8	Титан ВТ1-0	133	118	93
9	Медь отожженная	44	44	40
10	Алюминий	15	10,5	4,5

Таблица Б.13 – Основные размеры одноходовых теплообменных аппаратов, мм по ГОСТ 15122-79

Диаметр кожуха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Давление в кожухе P_y , МПа	l	L	l_0	A	$\frac{D_y}{D_{y1}}$	$\frac{\approx D_K}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_K$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	n , шт.
$\frac{159}{(151)}$	1,6; 2,5; 4,0	1000	1540	350	680	$\frac{80}{80}$	$\frac{309}{215}$	$\frac{159}{430}$	200	400	-	-	100	6
		1500	2040	650	1180				400	800	325	325		10
		2000	2540	800	1680				500	1200	400	400		14
		3000	3540	1500	2680				650	1500	750	750		26
$\frac{273}{(262)}$	1,6; 2,5	1000	1640	350	600	$\frac{100}{100}$	$\frac{423}{272}$	$\frac{241}{520}$	250	400	-	-	130	4
		1500	2140	650	1100				350	800	325	450		8
		2000	2640	800	1600				500	1200	400	700		12
		3000	3640	1500	2600				650	1500	750	900		20
$\frac{325}{(309)}$	1,6; 2,5	1500	2200	650	1050	$\frac{150}{100}$	$\frac{475}{298}$	$\frac{292}{575}$	350	800	325	475	180	6
		2000	2700	800	1550				500	1200	400	700		8
		3000	3700	1500	2550				650	1500	750	900		14
		4000	4700	2000	3550				800	1800	1000	1000		18
$\frac{426}{-}$	1,6; 2,5	2000	2930	800	1550	$\frac{150}{150}$	$\frac{576}{363}$	$\frac{352}{610}$	500	1200	400	700	250	6
		3000	3930	1500	2550				500	1500	750	900		10
		4000	4930	2000	3550				800	1800	1000	1000		14
		6000	6930	3000	5550				1200	1800	1500	1000		22
$\frac{630}{600}$	1,6	2000	2960	800	1500	$\frac{200}{200}$	$\frac{780}{530}$	$\frac{525}{680}$	400	1200	400	700	300	4
		3000	3960	1500	2500				500	1500	750	900		8
		4000	4960	2000	3500				800	1800	1000	1000		10
		6000	6960	3000	5500				1200	1800	1500	1000		18

Окончание таблицы Б.13

Диаметр кожуха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Давление в кожухе P_y , МПа	l	L	l_0	A	$\frac{D_y}{D_{y1}}$	$\frac{\approx D_k}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_k$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	n , шт.
$\frac{-}{800}$	1,0	2000	3070	800	1450	$\frac{250}{250}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{775}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4070	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5070	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7070	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
$\frac{-}{800}$	1,6	2000	3120	800	1450	$\frac{250}{250}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{775}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4120	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5120	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7120	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
$\frac{-}{1000}$	0,6; 1,0	3000	4170	1500	2350	$\frac{300}{300}$	$\frac{1166}{429}$	$\frac{722}{910}$	400	1500	-	900	520	4
		4000	5170	2000	3350				600	1800	1000	6		
		6000	7170	3000	5350				1200	1800	1000	10		
$\frac{-}{1000}$	1,6	3000	4180	1500	2350	$\frac{300}{300}$	$\frac{1166}{429}$	$\frac{722}{915}$	400	1500	-	900	520	4
		4000	5180	2000	3350				600	1800	1000	6		
		6000	7180	3000	5350				1200	1800	1000	10		
$\frac{-}{1200}$	0,6; 1,0	4000	5300	2000	3200	$\frac{350}{350}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{1050}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7300	3000	5200				1200	1800	1000	8		
$\frac{-}{1200}$	1,6	4000	5350	2000	3200	$\frac{350}{350}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{1080}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7350	3000	5200				1200	1800	1000	8		

Таблица Б.14 – Основные размеры многоходовых теплообменных аппаратов, мм по ГОСТ 15122-79

Диаметр кожуха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Давление в кожухе $P_{y, MPa}$	l	L	l_0	A	D_y при числе ходов по трубам			$\frac{D_{y1}}{D_k}$	$\frac{H/2}{h}$	$\frac{A_0}{l_1}$	l_2		$\approx l_k$		Размещение перегородок	
						2	4	6				ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКГ	ТКВ	l_3	n , шт.
$\frac{325}{(309)}$	1,6; 2,5	1500	2170	650	1050	100	-	-	$\frac{100}{475}$	$\frac{293}{292}$	$\frac{440}{240}$	350	800	325	475	180	6
		2000	2670	800	1550							500	1200	400	700		8
		3000	3670	1500	2550							650	1500	750	900		14
		4000	4670	2000	3550							800	1800	1000	1000		18
$\frac{426}{400}$	1,6; 2,5	2000	2770	800	1550	150	-	-	$\frac{150}{576}$	$\frac{363}{352}$	$\frac{445}{290}$	500	1200	400	700	250	6
		3000	3770	1500	2550							500	1500	750	900		10
		4000	4770	2000	3550							800	1800	1000	1000		14
		6000	6770	3000	5550							1200	1800	1500	1000		22
$\frac{630}{600}$	1,6	2000	2910	800	1500	200	150	100	$\frac{200}{780}$	$\frac{530}{525}$	$\frac{520}{370}$	400	1200	400	700	300	4
		3000	3910	1500	2500							500	1500	750	900		8
		4000	4910	2000	3500							800	1800	1000	1000		10
		6000	6910	3000	5500							1200	1800	1500	1000		18
$\frac{-}{800}$	1,0	2000	3160	800	1450	250	200	150	$\frac{250}{966}$	$\frac{627}{622}$	$\frac{630}{420}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4160	1500	2450							600	1500	750	900		6
		4000	5160	2000	3350							800	1800	1000	1000		8
		6000	7160	3000	5250							1200	1800	1500	1000		14
$\frac{-}{800}$	1,6	2000	3190	800	1450	250	200	150	$\frac{250}{966}$	$\frac{627}{622}$	$\frac{630}{420}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4190	1500	2450							600	1500	750	900		6
		4000	5190	2000	3350							800	1800	1000	1000		8
		6000	7190	3000	5250							1200	1800	1500	1000		14

Окончание таблицы Б.14

Диаметр кожу- ха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Дав- ление в ко- жухе P_y , МПа	l	L	l_0	A	D_y при числе ходов по трубам			$\frac{D_{y1}}{D_K}$	$\frac{H/2}{h}$	$\frac{A_0}{l_1}$	l_2		$\approx l_K$		Размеще- ние пере- городок	
						2	4	6				ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКГ	ТКВ	l_3	n , шт.
- 1000	0,6; 1,0	3000	4260	1500	2350	300	200	150	$\frac{300}{1166}$	$\frac{729}{722}$	$\frac{685}{500}$	400	1500	-	900	520	6
		4000	5260	2000	3350							600	1800		1000		8
		6000	7260	3000	5350							1200	1800		1000		10
- 1000	1,6	3000	4260	1500	2350	300	200	150	$\frac{300}{1166}$	$\frac{729}{722}$	$\frac{685}{500}$	400	1500	-	900	520	6
		4000	5260	2000	3350							600	1800		1000		8
		6000	7260	3000	5350							1200	1800		1000		10
- 1200	0,6; 1,0	4000	5430	2000	3200	350	250	200	$\frac{350}{1366}$	$\frac{831}{822}$	$\frac{756}{620}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7430	3000	5200							1200	1800		8		
- 1200	1,6	4000	5430	2000	3200	350	250	200	$\frac{350}{1366}$	$\frac{831}{822}$	$\frac{765}{620}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7430	3000	5200							1200	1800		8		

Таблица Б.15 – Пластинчатые теплообменные аппараты

Модель	$F_{\min}, \text{м}^2$	$n_{\min}, \text{шт}$	$F_{\max}, \text{м}^2$	$n_{\max}, \text{шт}$	$F_1, \text{м}^2$	Тип пластин	$d_{\text{шт}}, \text{диаметр штуцера}, \text{мм}$
ЭТ-004-1	0,12	5	0,72	20	0,04	004	32
ЭТ-004-2	0,76	21	1,92	50	0,04	004	32
ЭТ-009-1	0,3	5	1,6	20	0,09	009	32
ЭТ-009-2	1,7	21	4,3	50	0,09	009	32
ЭТ-010-2	2,9	31	7,3	75	0,1	010	50
ЭТ-010-3	7,4	76	13,3	135	0,1	010	50
ЭТ-016-3	11,8	76	21,3	135	0,16	016	50
ЭТ-016-4	21,4	136	30,1	190	0,16	016	50
ЭТ-019-2	18,8	61	28,1	150	0,19	019	80
ЭТ-019-3	28,3	151	43,3	230	0,19	019	80
ЭТ-031-3	30,7	101	45,9	150	0,31	031	100
ЭТ-031-4	46,2	151	70,7	230	0,31	031	100
ЭТ-060-3	47,4	81	76,8	130	0,6	060	150
ЭТ-060-4	77,4	131	130,8	220	0,6	060	150
ЭТ-070-3	69,3	86	103,6	140	0,7	070	200
ЭТ-070-4	104,3	141	173,6	230	0,7	070	200
ЭТ-100-3	89	86	138	140	1	100	200
ЭТ-100-4	139	141	228	230	1	100	200
ЭТ-120-3	202,8	171	273,6	230	1,2	120	300
ЭТ-120-4	274,8	231	501,6	420	1,2	120	300
ЭТ-151-3	253,5	171	342	230	1,51	151	400
ЭТ-151-4	343,5	231	627	420	1,51	151	400
ЭТ-201-3	338	171	456	230	2,01	201	450
ЭТ-201-4	458	231	836	420	2,01	201	450

Примечание F_{\min} – минимальная площадь теплообмена при количестве пластин n_{\min} . F_{\max} – максимальная площадь теплообмена при количестве пластин n_{\max} . F_1 – площадь теплообмена одной пластины.

Таблица Б.16 – Пластины применяемые в пластинчатых теплообменниках

Тип пластины	$b_{пл}$, ширина пластины, мм	$l_{пл}$, длина пластины, мм	$h_{пл}$, вертикальное расстояние между осями отверстий, мм
004	130	420	336
009	140	750	675,7
010	230	590	494
016	230	800	694
019	353	810	650
031	380	1050	894
060	510	1520	1306,2
070	660	1440	1130
100	660	1760	1490
120	870	1880	1490
151	1090	2040	1466
201	1240	2400	1822

Таблица Б.17 – Насосы для теплообменных аппаратов

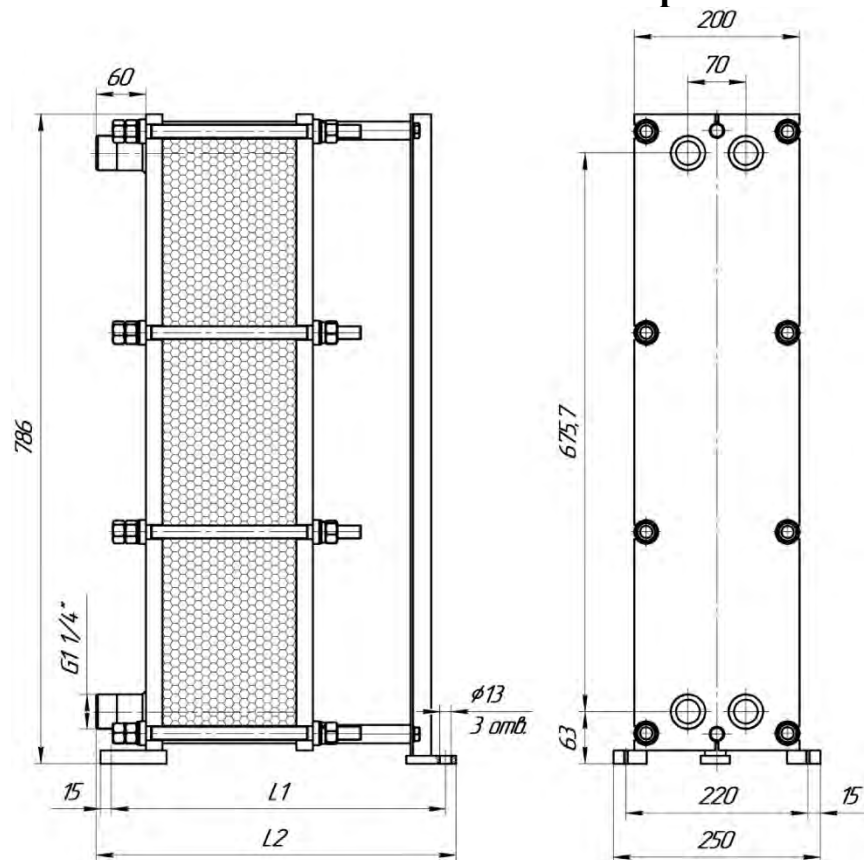
Модель	Подача, л/с	Напор макс., м	Обороты вала, об/мин	Мощность на валу, кВт	Мощность двигателя, кВт	КПД, %
1,5К-6	3	17,4	2900	0,9	1,7	55,5
2К-6	5,5	30,8	2900	2,7	4,5	64
2К-9	6,1	17,5	2900	1,6	2,8	66
3К-6	12,5	57	2900	10,1	14	63,5
3К-9	15	27	2900	5,8	7	71,5
4К-6	18	98	2900	28	55	63
4К-8	19,4	59	2900	17,5	28	65,5
4К-12	25	34,6	2900	10,9	20	78
4К-18	27,8	18,9	2900	6,7	10	77
6К-8	30,6	36,5	1450	17,6	28	70
6К-12	44,5	20,1	1450	10,8	14	81
8К-12	61,1	32	1450	23,6	40	80
8К-18	79,1	18,9	1450	17,4	28	83,5
6НДВ	84	44	1450	47,9	55	76
8НДВ	110	42	960	59	75	78

Таблица Б.18 – Стандартные пластинчатые теплообменные аппараты и пластины

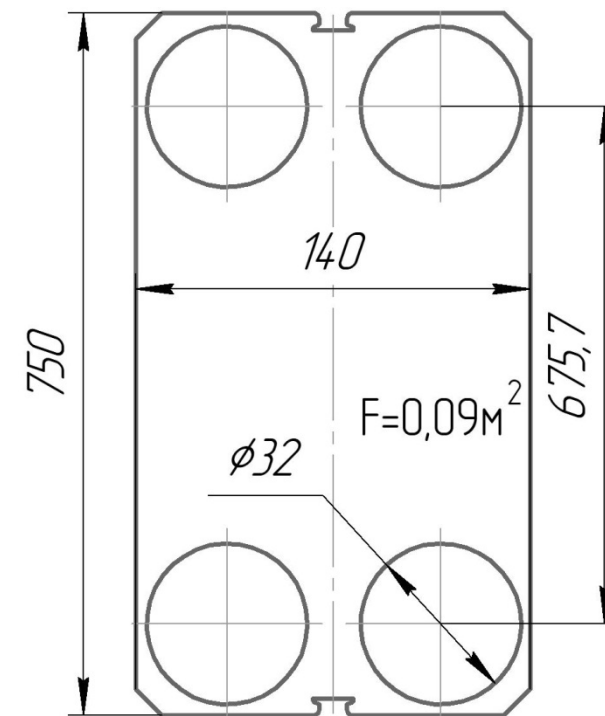
Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-004				Пластина 004		
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, $м^2$	Крепеж
ЭТ-004-1	1	245	281	5–20	0,12–0,72	4 шт М16
	1,6		285			
ЭТ-004-2	1	395	431	21–50	0,76–1,92	4 шт М16
	1,6		435			

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-009



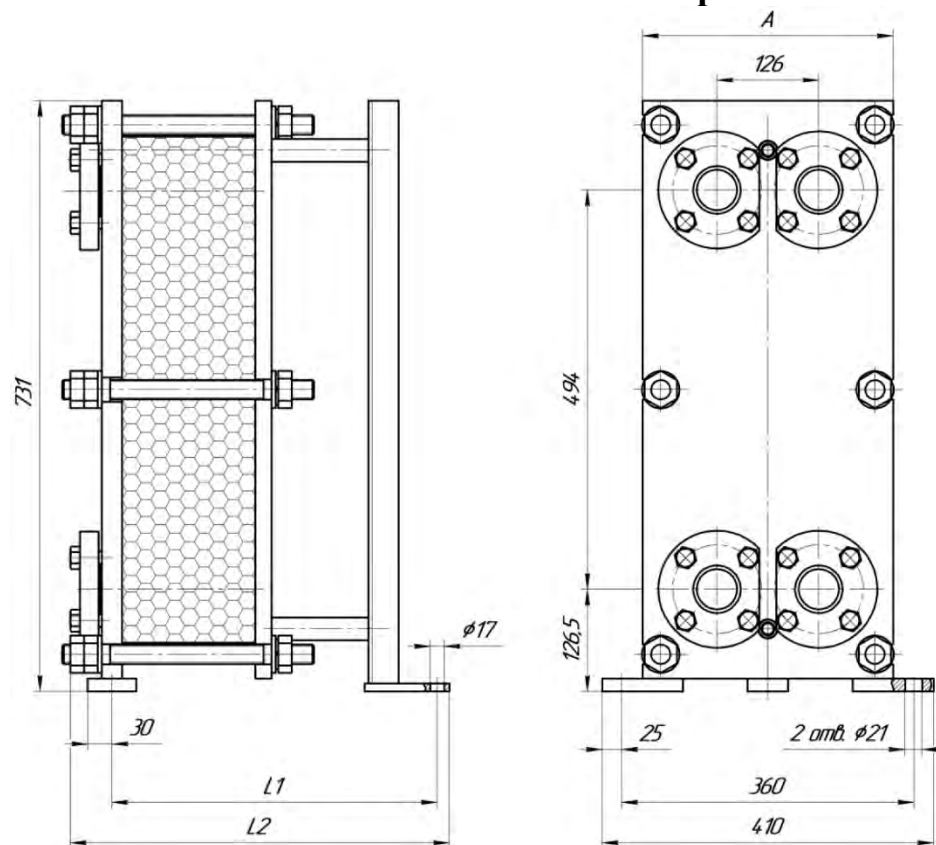
Пластина 009



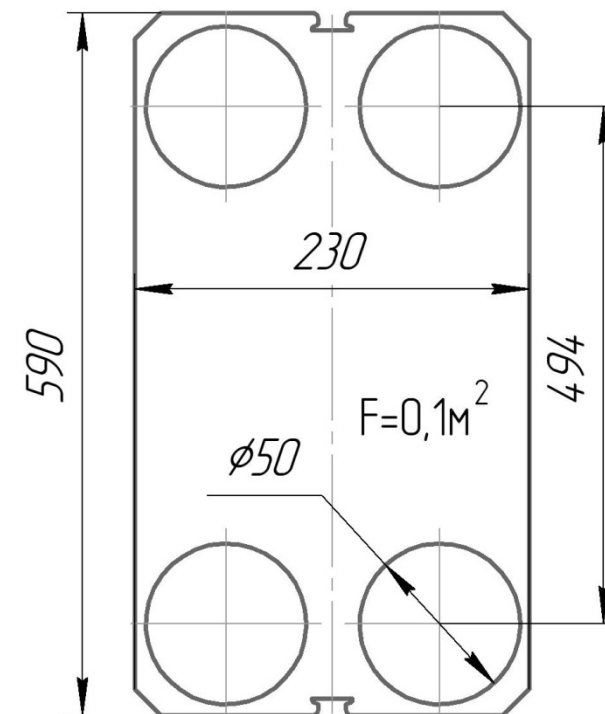
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, m^2	Крепеж
ЭТ-009-1	1	250	285	5–20	0,3–1,6	8 шт М16
	1,6		290			
ЭТ-009-2	1	400	435	21–50	1,7–4,3	8 шт М16
	1,6		440			

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-010



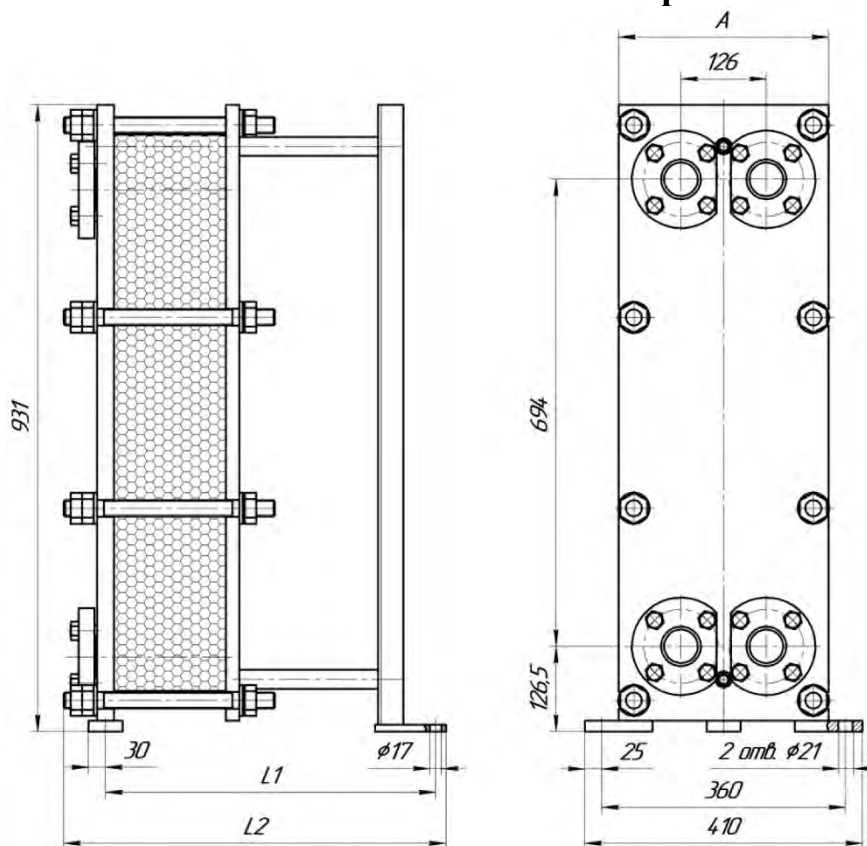
Пластина 010



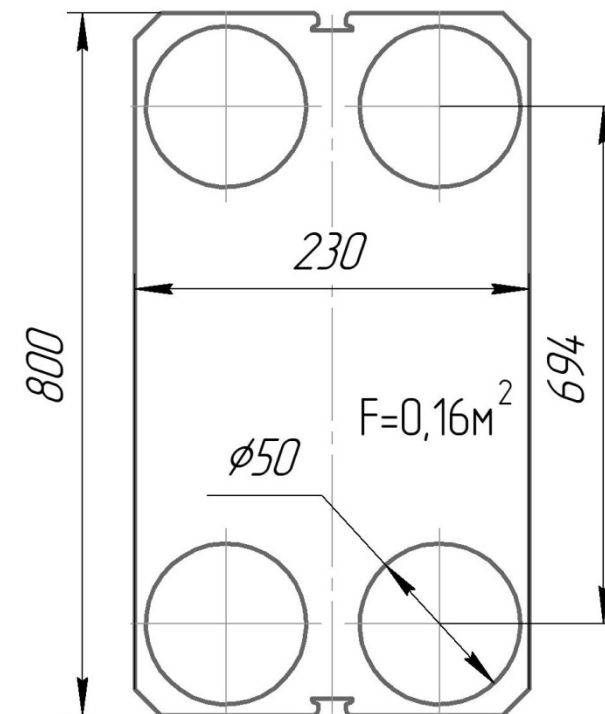
Модель	Давление, МПа	A, мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м ²	Крепеж
ЭТ-010-2	1	290	593	651	31-75	2,9-7,3	6 шт М16
	1,6	310		670			6 шт М24
ЭТ-010-3	1	290	843	906	76-135	7,4-13,3	6 шт М16
	1,6	310		925			6 шт М24

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-016



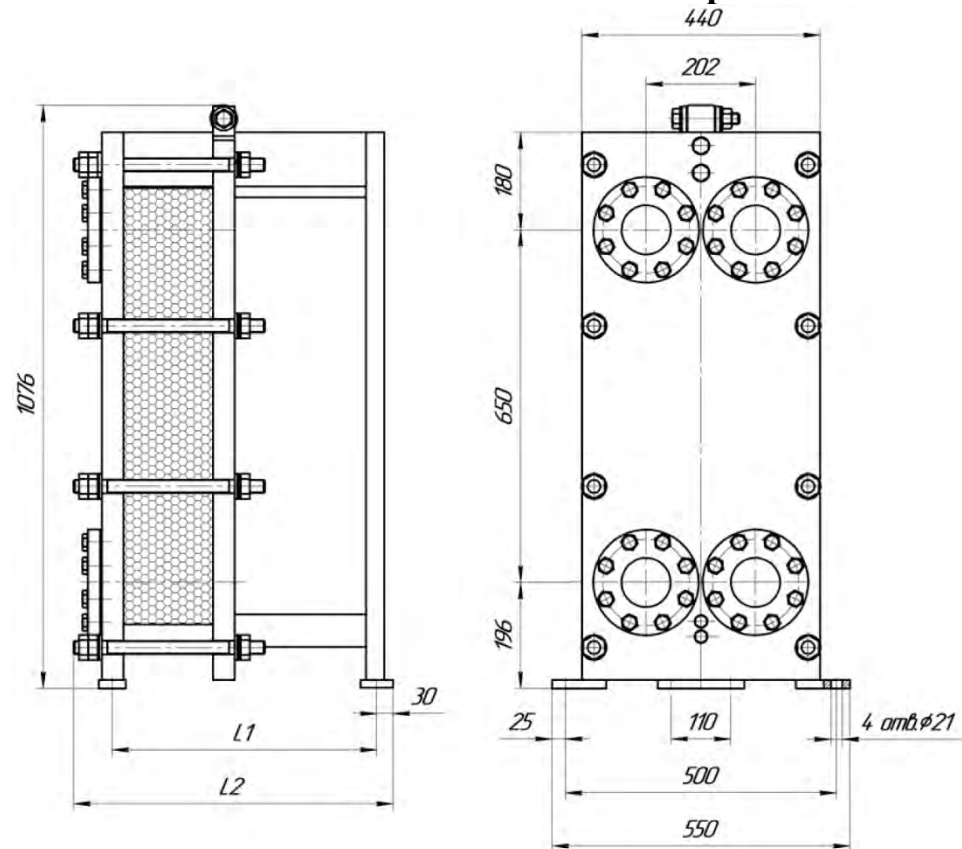
Пластина 016



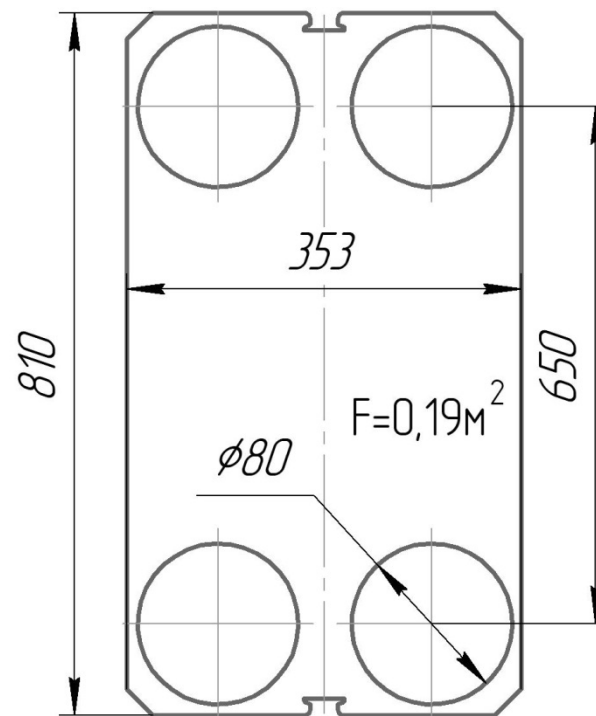
Модель	Давление, МПа	A, мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м ²	Крепеж
ЭТ-016-3	1	290	593	651	31-75	11,8-21,3	8 шт М16
	1,6	310		670			8 шт М24
ЭТ-016-4	1	290	843	906	76-135	21,4-30,1	8 шт М16
	1,6	310		925			8 шт М24

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-019



Пластина 019



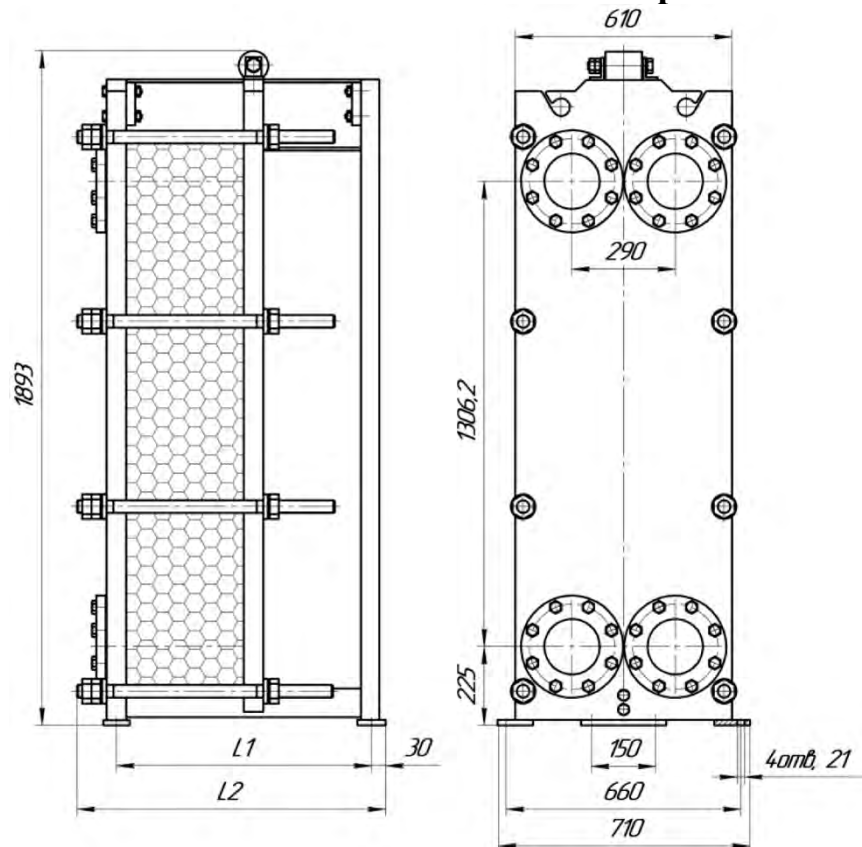
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, m^2	Крепеж
ЭТ-019-2	1	1023	1093	61–150	18,8–28,1	6 шт М24
	1,6					8 шт М24
ЭТ-019-3	1	1523	1593	151–230	28,3–43,3	6 шт М24
	1,6					8 шт М24

Продолжение таблицы Б.18

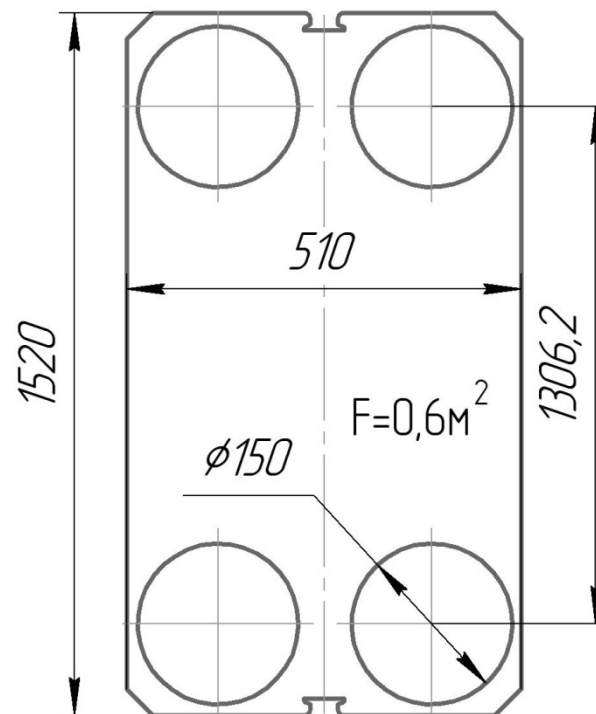
Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-031				Пластина 031		
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, m^2	Крепеж
ЭТ-031-3	1	1035	1130	101–150	30,7–45,9	8 шт М24
	1,6		1135			12 шт М24
ЭТ-031-4	1	1535	1630	151–230	46,2–70,7	8 шт М24
	1,6		1635			12 шт М24

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-060



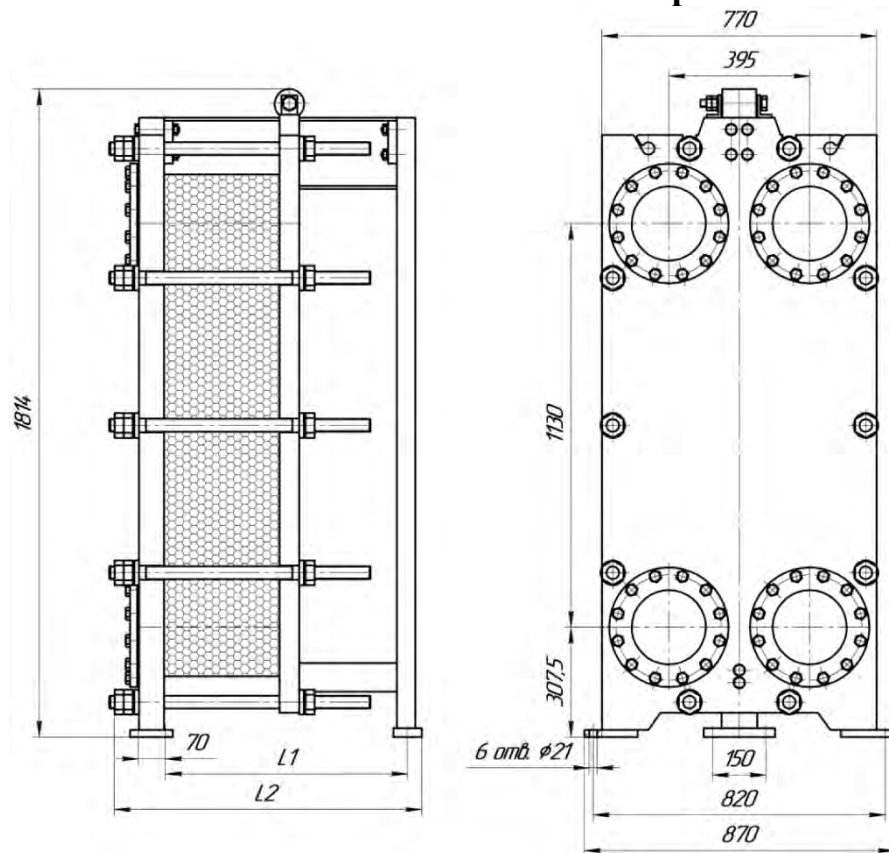
Пластина 060



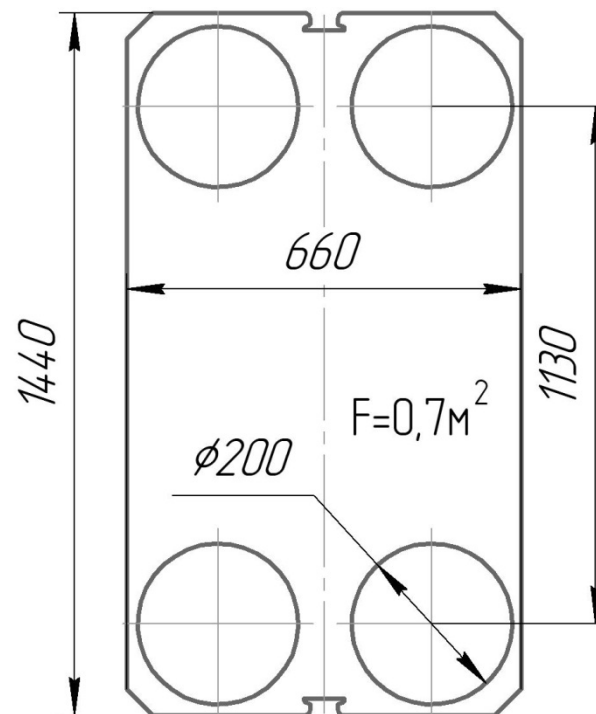
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м^2	Крепеж
ЭТ-060-3	1	1050	1175	81–130	47,4–76,8	8 шт М36
	1,6		1185			
ЭТ-060-4	1	1550	1675	131–220	77,4–130,8	8 шт М36
	1,6		1685			

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-070



Пластина 070



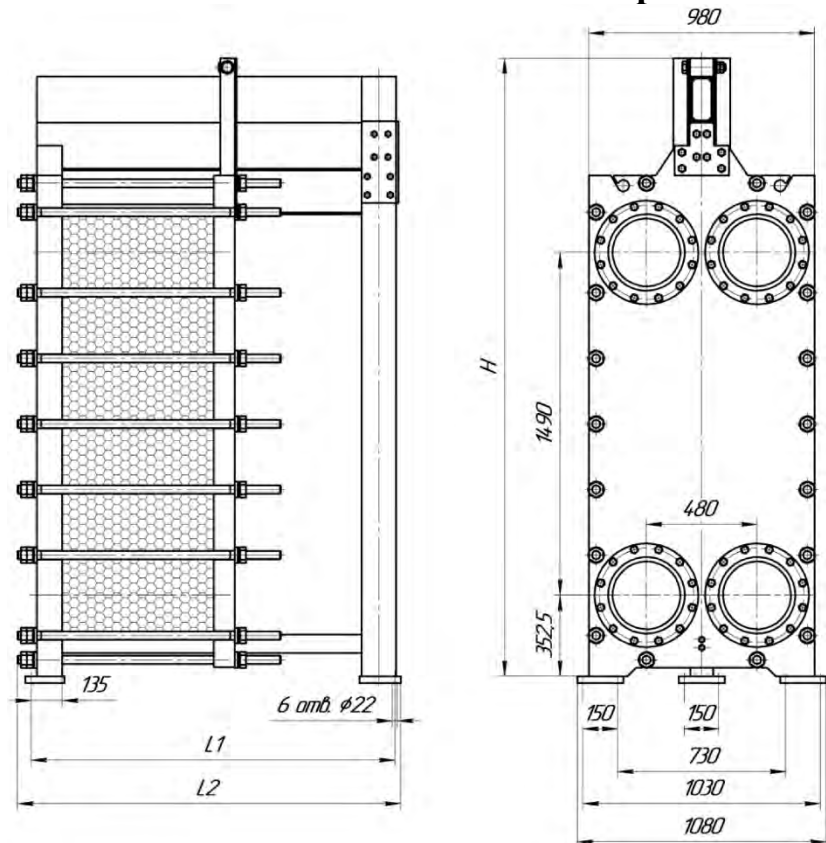
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, m^2	Крепеж
ЭТ-070-3	1	1020	1185	86–140	69,3–103,6	10 шт М36
	1,6		1195			
ЭТ-070-4	1	1520	1685	141–230	104,3–173,6	10 шт М36
	1,6		1695			

Продолжение таблицы Б.18

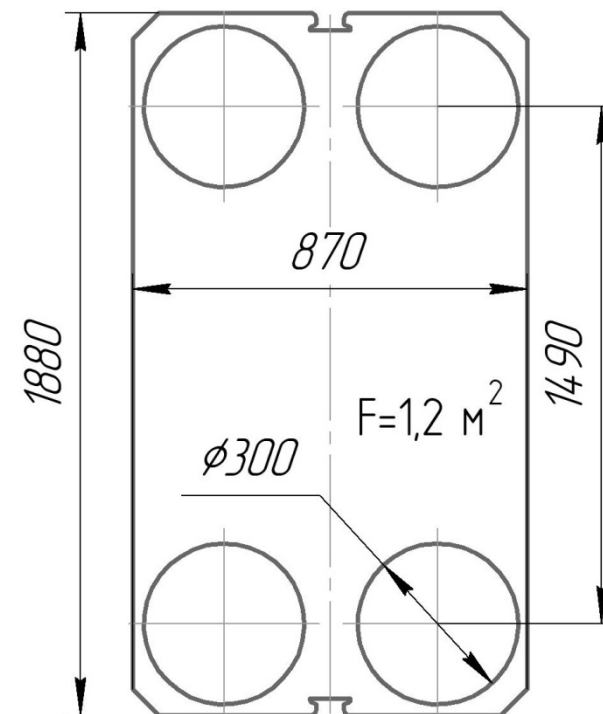
Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-100				Пластина 100		
Модель	Давление, МПа	L_1 , мм	L_2 , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, $м^2$	Крепеж
ЭТ-100-3	1	1020	1185	86–140	89–138	10 шт М36
	1,6		1195			12 шт М36
ЭТ-100-4	1	1520	1685	141–230	139–228	10 шт М36
	1,6		1695			12 шт М36

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-120



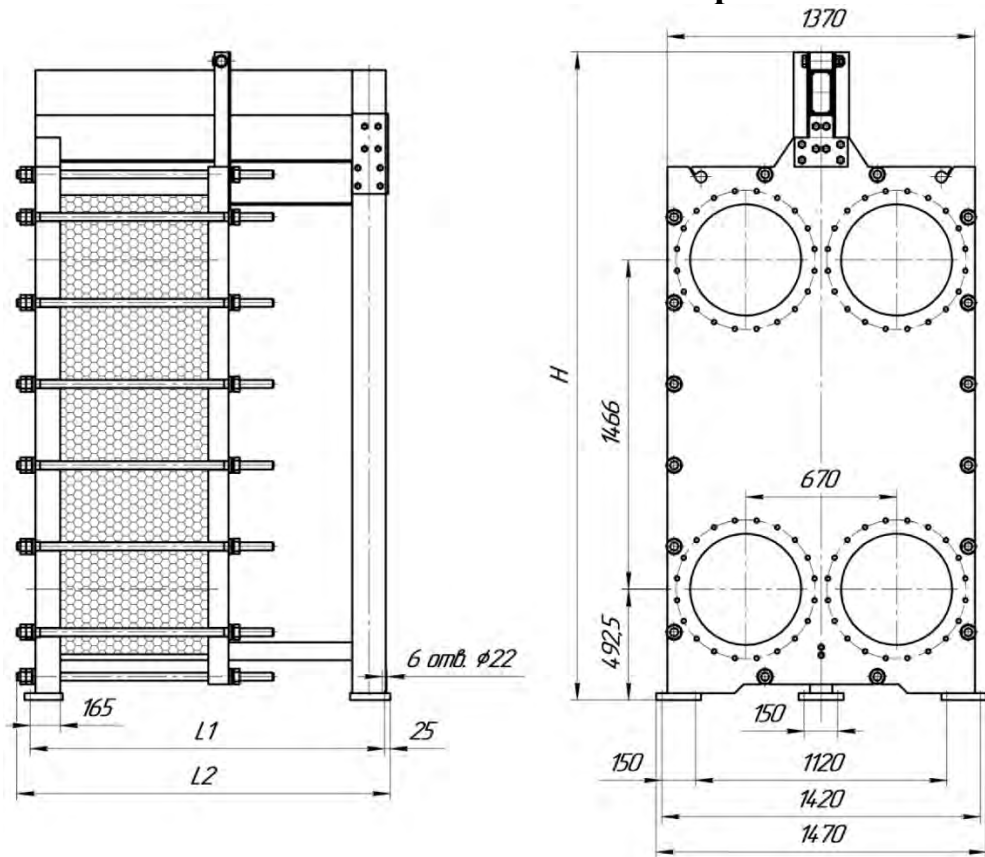
Пластина 120



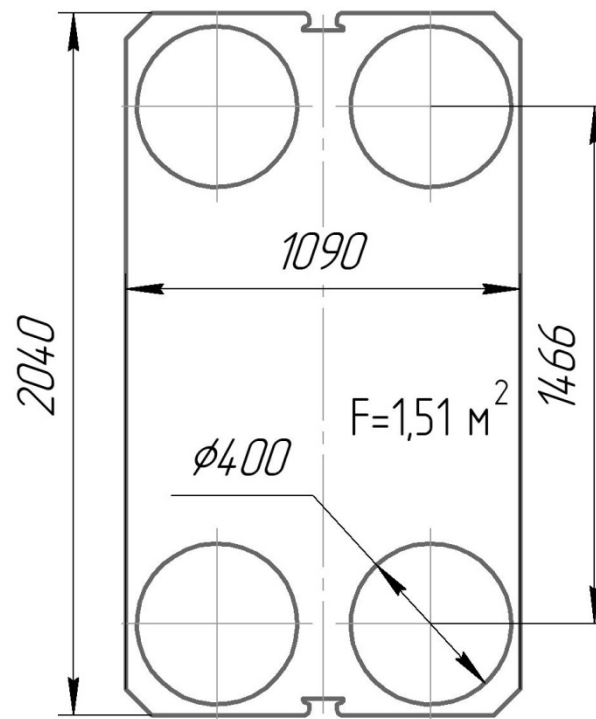
Модель	Давление, МПа	H, мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м ²	Крепеж
ЭТ-120-3	1	2320	2275	2335	171-230	202,8-273,6	12 шт М36
	1,6			2345			18 шт М36
ЭТ-120-4	1	2420	3275	3335	231-420	274,8-501,6	12 шт М36
	1,6			3345			18 шт М36

Продолжение таблицы Б.18

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-151



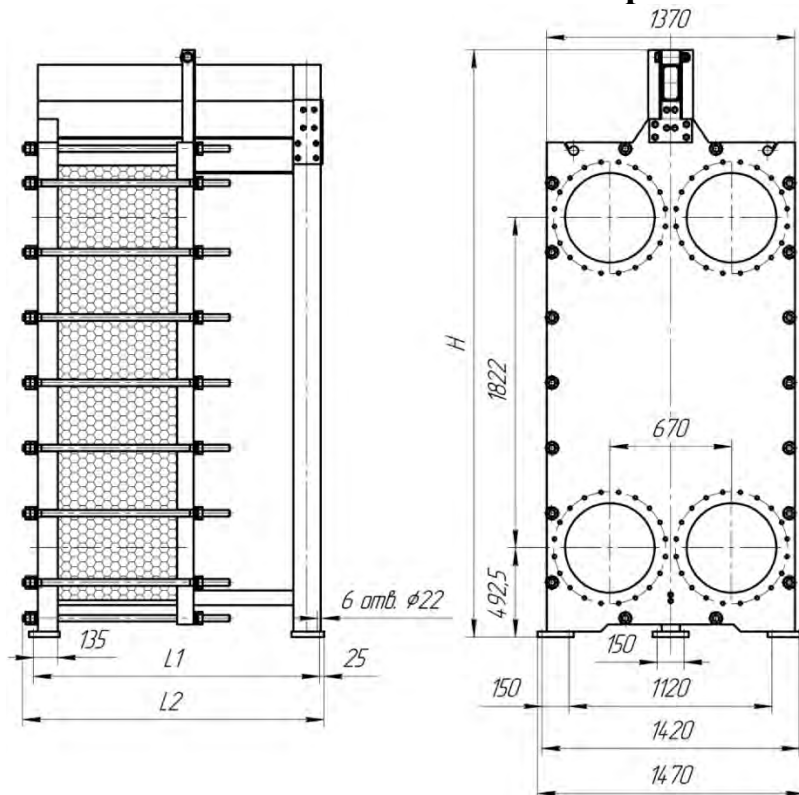
Пластина 151



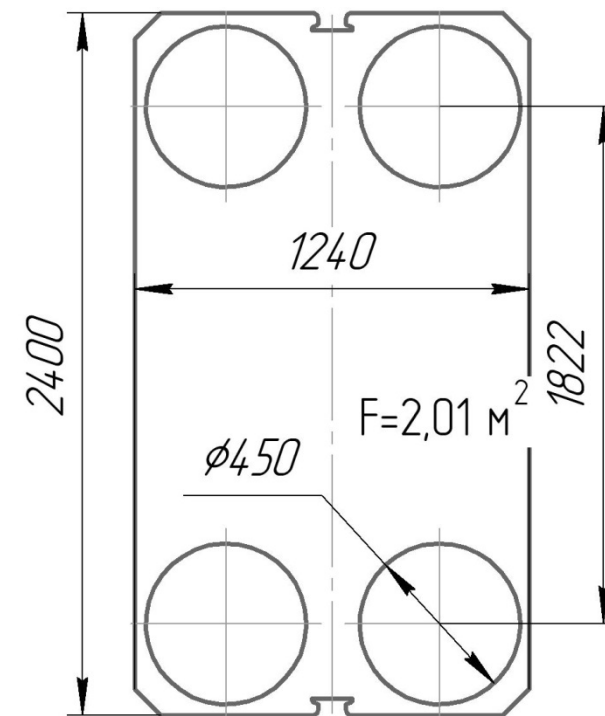
98

Модель	Давление, МПа	H, мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м ²	Крепеж
ЭТ-151-3	1	2483	2090	2155	171–230	253,5–342	16 шт М36
	1,6						26 шт М36
ЭТ-151-4	1	2783	3090	3155	231–420	343,5–627	16 шт М36
	1,6						26 шт М36

Пластинчатый теплообменный аппарат ЭТ-201

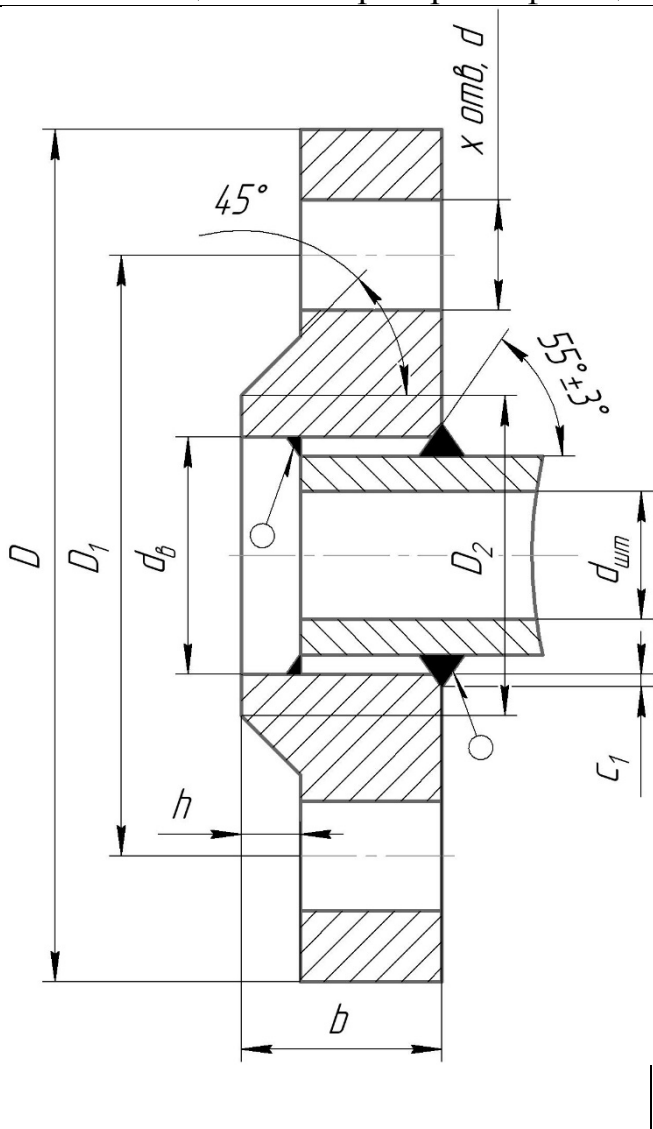


Пластина 201



Модель	Давление, МПа	H, мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм	Кол-во пластин	Поверхность теплообмена, м ²	Крепеж
ЭТ-201-3	1	2839	2090	2155	171–230	338–456	16 шт М36
	1,6						26 шт М36
ЭТ-201-4	1	3139	3090	3155	231–420	458–836	16 шт М36
	1,6						26 шт М36

Таблица Б.19 – Приварные фланцы по ГОСТ 33259–2015



$d_{шт}$, мм	P_0 , МПа	d_B , мм	D_1 , мм	D , мм	x , шт	d , мм	Крепёж	b , мм	c_1 , мм	h , мм	D_2 , мм
32	1	39	100	135	4	18	М16	16	3	2	78
	1,6							18			
50	1	59	125	160	4	18	М16	18	3	3	102
	1,6							22			
80	1	91	160	195	4	18	М16	20	4	3	133
	1,6							24			
100	1	116	180	215	8	18	М16	22	4	3	158
	1,6							26			
150	1	161	240	280	8	22	М20	24	4	3	212
	1,6							28			
200	1	222	295	335	8	22	М20	24	4	3	268
	1,6				12			30			
300	1	325	400	440	12	22	М20	28	6	4	370
	1,6		410	460				26			
400	1	426	515	565	16	26	М24	30	7	4	482
	1,6		525	580				30			
450	1	480	565	615	20	26	М24	30	7	4	532
	1,6		585	640				30			

Учебное издание

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Методические указания
по выполнению курсовых проектов

Составители:
Гусаров Алексей Михайлович
Марущак Алексей Сергеевич

Корректор *А.С. Прокопюк*
Компьютерная верстка *А.М. Гусаров*

Подписано к печати 19.02.2026. Усл. печ. листов 5,6.
Уч.-изд. листов 6,7. Заказ № 50.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, Беларусь, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.