

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович
Должность: ректор ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ
Дата подписания: 28.07.2021 15:33:30
Уникальный программный идентификатор:
5b8335c1f3d6e7bd91a51b28834cdf2b81866538

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Саратовский государственный аграрный университет
имени Н.И. Вавилова»

РАСЧЕТ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Методические указания
для курсовой работы
по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств»
направление подготовки
19.03.03 Продукты питания животного происхождения

Процессы и аппараты пищевых производств: методические указания для выполнения курсовых работ направления подготовки 19.03.03 Продукты питания животного происхождения / Под ред. Моргуновой Н.Л.// Сост. Скрыбина Л.Ю., Белова М.В., Моргунова Н.Л.//ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ».- Саратов, 2021.- 59с.

Методические указания составлены в соответствии с программой дисциплины «Процессы и аппараты пищевых производств» и предназначены для обучающихся 3 курса направления подготовки 19.03.03 Продукты питания животного происхождения, содержат краткое описание курсовых работ по процессам пищевой промышленности и их расчетам. Направлены на формирование у обучающихся навыков использования знаний законов тепломассообмена и правил эксплуатации теплотехнического оборудования при решении инженерных задач.

© ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ», 2021

ВВЕДЕНИЕ

Процессы пищевой технологии в большинстве своем значительно сложны и представляют собой сочетание гидродинамических, тепловых, массообменных и механических процессов. При выполнении курсовой работы студентом проводится анализ и расчет процесса, определение его оптимальных параметров, а также производится разработка и расчет аппаратуры для проведения процесса.

1. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ

Расчетно-пояснительная записка должна быть написана четко и аккуратно на одной стороне листов писчей бумаги стандартного формата. Листы должны быть с рамками и штампом.

Записка должна быть написана грамотно, без сокращений, с ясно выделенными заголовками. В ней должны быть приведены все требуемые расчеты с четко выполненными схемами. Примерный объем пояснительной записки – 30...35 печатных страниц.

Формулы, используемые в расчете, даются вначале в алгебраической форме, затем следуют пояснения обозначений и размерностей всех входящих в формулу физических величин. После этого подставляются числовые значения физических величин и производятся вычисления.

В тексте записки должны быть ссылки на литературные источники для всех расчетных формул, физических величин и другие данные, взятые из литературы. Ссылки на литературу следует делать в виде заключенного в квадратные скобки номера источника по прилагаемому в конце записки списку использованной литературы. В пояснительную записку следует обязательно включать технологическую схему, расчетные графики и др. Описание технологической схемы должно быть увязано с ее графическим изображением. Материал в пояснительной записке рекомендуется располагать в следующей последовательности:

1. Титульный лист;
2. Задание на курсовую работу (выполняется на бланке задания – приложение 1);
3. Оглавление, содержащее все разделы пояснительной записки с указанием номера страницы;
4. Введение;
5. Состояние вопроса (в виде литературного обзора по теме);
6. Расчеты, отражающие содержание расчетно-пояснительной записки согласно заданию;
7. Заключение, содержащее выводы по выполняемой работе;
8. Список литературы.

После титульного листа приложить чистый лист бумаги для рецензии и замечаний руководителя.

Графическая часть курсовой работы выполняется на листе формата А1.

Число проекций на листе должно давать полное представление о проектируемом объекте. Лист должен быть максимально заполнен. На чертеже общего вида аппарата надо дать разрезы и сечения, чтобы по возможности полно показать конструкцию аппарата, привести техническую характеристику аппарата, содержащую основные данные об аппарата (назначение, диаметр, длина, температура и давление внутри аппарата вес, основной материал) и технические требования. Спецификацию составляют на отдельных листах (формат А4).

2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Под тепловыми процессами и тепловой обработкой понимают нагревание и охлаждение сырья, продуктов, вспомогательных материалов и средств. Можно выделить несколько простых, но широко распространенных на практике тепловых процессов:

- адиабатный – происходящий без теплообмена с окружающей средой;
- изохорный – происходящий при постоянном объеме;
- изобарный – происходящий при постоянном давлении;
- изотермический – происходящий при постоянной температуре;
- изоэнтروпийный – при постоянной энтропии;
- изоэнтальпийный – при постоянной энтальпии;
- политропный – при постоянной теплоемкости.

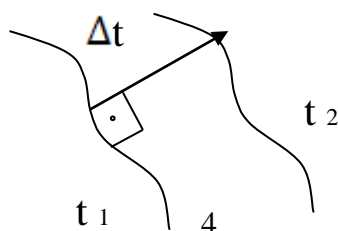
Теплообмен представляет собой перенос энергии в форме теплоты, происходящей между телами, температура которых различна, т.е. теплообменом называется самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным температурным полем.

Теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку называется теплопередачей.

Теплоноситель – движущая среда (газ, пар, жидкость), используемая для переноса теплоты.

Температурное поле – это совокупность значений температур во всех точках пространства в данный момент времени. Если в температурном поле температура является постоянной, поле наз. стационарным, если не постоянным, то нестационарным.

Геометрическое место точек температурного поля с одинаковой температурой называется изотермической поверхностью. Температура изменяется по нормали к изотермической поверхности, причем $t_2 < t_1$.



Предел отношения изменения температуры к расстоянию (Δn) между изотермическими поверхностями по нормали называется температурным градиентом.

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1).$$

Связь между количеством передаваемой теплоты и площадью поверхности теплообмена определяется *основным уравнением теплопередачи*

$$dQ = KF\Delta t_{cp} d\tau, \quad (2)$$

которое для установившегося процесса имеет вид

$$Q = KF\Delta t_{cp}, \quad (3)$$

Известны три способа передачи теплоты – теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Основной закон теплопроводности, установленный Фурье, гласит, что количество теплоты dQ , переданное теплопроводностью, пропорционально градиенту температуры $\partial t / \partial n$, времени $d\tau$ и площади сечения dF , перпендикулярного направлению теплового потока.

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} F d\tau, \quad (4)$$

где λ - коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К).

Основной закон теплоотдачи – закон Ньютона гласит, что количество теплоты dQ , переданное от поверхности теплообмена к потоку жидкости (газа) или от потока к поверхности теплообмена, прямо пропорционально площади поверхности теплообмена F , разности температур поверхности t_{cr} и ядра потока t_f (или наоборот) и продолжительности процесса $d\tau$.

$$\begin{aligned} dQ &= \alpha(t_{cr} - t_f)F d\tau, \\ dQ &= \alpha(t_f - t_{cr})F d\tau. \end{aligned} \quad (5)$$

Движущей силой теплового процесса является разность температур. Тепло распространяется от среды с большей температурой к среде с меньшей. Следует отметить, что при теплопередаче от одного теплоносителя к другому перепад температуры Δt не сохраняет своего постоянного значения вдоль поверхности теплообмена, поэтому пользуются средней разностью температур.

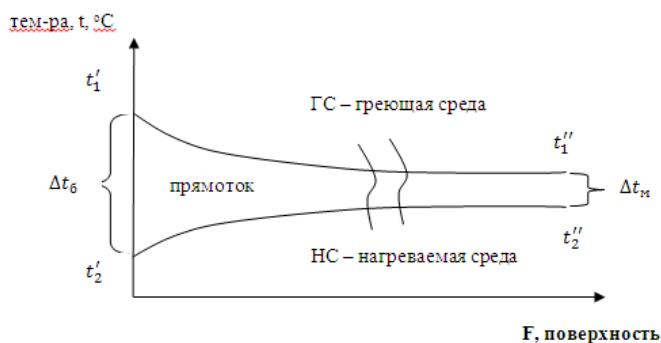


Рис. 1 Схема тепловых потерь

Выделим элемент поверхности dF , на которой происходит указанный процесс теплообмена. Количество тепла в единицу времени на элементе dF можно определить формулой.

$$dQ = K \cdot (t_1'' - t_2'') dF \quad (6)$$

В процессе теплообмена температура первого теплоносителя (ГС) понижается на величину:

$$dt_1' = -\frac{dQ}{G_1 \cdot c_1}, \quad (7)$$

где c_1 – теплоемкость ГС, Дж/кгК, G_1 – масса ГС, кг.

Без учета потерь температура второго теплоносителя (НС) повысится на величину:

$$dt_2' = \frac{dQ}{G_2 \cdot c_2}, \quad (8)$$

где c_2 – теплоемкость ГС, Дж/кгК, G_2 – масса ГС, кг.

Вычитая одно из другого двух последних равенств, получаем:

$$d(t_1' - t_2') = -dQ \cdot \left(\frac{1}{G_1 \cdot c_1} + \frac{1}{G_2 \cdot c_2} \right) \quad (9)$$

Сделав подстановку из уравнения (1) в уравнение (4), и, преобразовав его, получим:

$$d(t_1' - t_2') / (t_1'' - t_2'') = -K \cdot \left(\frac{1}{G_1 \cdot c_1} + \frac{1}{G_2 \cdot c_2} \right) dF \quad (10)$$

Согласно нашему рисунку, общее количество теплоты в единицу времени, переданное от одного теплоносителя и воспринятое вторым на всей поверхности F , имеет следующее выражение.

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \quad (11)$$

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') \quad (12)$$

Осуществляем подстановку уравнений (6) и (7) в уравнение (5), получаем

$$d(t_1' - t_2') / (t_1'' - t_2'') = -\frac{K}{Q} \cdot [(t_1' - t_1'') + (t_2'' - t_2')] dF \quad (13)$$

Проинтегрировав полученное выражение при условии постоянства коэффициента теплопередачи K , имеем

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{(t_1' - t_1'') - (t_2'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2')}{(t_1'' - t_2'')}} \quad (14)$$

Если в числителе произвести перегруппировку, и, согласно чертежу обозначить $(t_1' - t_1'') = \Delta t_6$, а $(t_2'' - t_2') = \Delta t_M$, то получим

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (15)$$

где $\frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}$ - среднелогарифмическая разность температур.

Это соотношение справедливо как для прямого тока, так и для противотока. При перекрестном токе вводится коэффициент E, который определяется по соответствующим схемам графикам.

Критерии теплового подобия

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (16)$$

Критерий Нуссельта $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$,

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К),

l – линейный размер, м,

λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К).

Характеризует интенсивность теплообмена на границе раздела фаз. Необходим для расчета коэффициента теплоотдачи.

Критерий Фурье $Fo = \frac{\alpha \cdot \tau}{l^2}$, (17)

где α - коэффициент температуропроводности, м²/с,

τ - время, с.

Характеризует связь между скоростью изменения температурного поля размерами и физическими характеристиками среды в нестационарных процессах.

Критерий Пекле $Pe = \frac{\omega \cdot l}{\alpha} = Re \cdot Pr$, (18)

где ω - скорость движения среды, участвующей в теплообмене, м/с,

Характеризует отношение количеств тепла, которое распространяется в потоке жидкости конвекцией и теплопроводностью

Критерий Прандтля $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ (19)

Характеризует теплофизические величины потока жидкости.

Критерий Грасгофа $Gr = \beta \cdot \frac{g l^3}{\nu^2} \Delta t$, (20)

где β - температурный коэффициент объемного расширения жидкости или газа, К⁻¹.

Характеризует гидродинамический поток жидкости в условиях естественной конвекции, которая будет происходить под действием разности плотностей холодного и горячего потока.

Критерий Нуссельта является определяемым, а все остальные критерии определяющие.

$$Nu = f(Fo, Pe, Pr, Re, Gr).$$

Цель интенсификации тепловых процессов заключается в повышении эффективности работы аппаратов и снижении расхода ими тепловой энергии. Задачи интенсификации предусматривают экономию энергии путем оптимизации технологически процессов, а именно интенсификация

теплообмена связана с коэффициентом теплоотдачи и термическим сопротивлением стенки.

Основными способами повышения коэффициента теплоотдачи являются:

1. Правильный выбор теплового аппарата.
2. Обеспечение турбулентного режима движения теплообменных сред в аппарате (применяют турбулизирующие вставки, перемешивающие устройства).
3. Замена свободной конвекции на принудительную.
4. Своевременный и полный отвод конденсата из паровых пространств, а также несконденсированных паров.
5. Оптимизация формы и размеров продукта, подвергаемых тепловой обработке.
6. Снижение термического сопротивления стенок аппарата за счет удаления накипи и пригара продукта.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ АППАРАТОВ

В пищевой промышленности широко распространены тепловые процессы - нагревание и охлаждение жидкостей и газов и конденсация паров, которые проводятся в теплообменных аппаратах (теплообменниках).

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи тепла от одного теплоносителя к другому для осуществления различных тепловых процессов, например, нагревания, охлаждения, кипения, конденсации или более сложных физико-химических процессов – выпаривания и ректификации.

Из-за разнообразия предъявляемых к теплообменным аппаратам требований, связанных с условиями их эксплуатации, применяют аппараты самых различных конструкций и типов, причем для аппарата каждого типа разработан широкий размерный ряд поверхности теплообмена.

Широкая номенклатура теплообменников по типам, размерам, параметрам и материалам позволяет выбрать для конкретных условий теплообмена аппарат, оптимальный по размерам и материалам.

В качестве прямых источников тепла в химической технологии используют главным образом топочные газы, представляющие собой газообразные продукты сгорания топлива, и электрическую энергию. Вещества, получающие тепло от этих источников и отдающие его через стенку теплообменника нагреваемой среде, носят название **промежуточных теплоносителей**. В пищевой промышленности к числу распространенных теплоносителей относятся водяной пар и горячая вода, а также так называемые высокотемпературные теплоносители - перегретая вода, минеральные масла, органические жидкости (и их пары), расплавленные соли, жидкие металлы и их сплавы.

В качестве охлаждающих агентов для охлаждения до обыкновенных температур (10-30⁰С) применяют в основном воду и воздух.

По основному назначению ТА делят на собственно теплообменники, где тепловой процесс является основным и реакторы, где тепловой процесс является вспомогательным, а основной процесс может быть либо физико-химический, либо биохимический.

Все теплообменные аппараты по способу передачи тепла разделяются на две большие группы: *поверхностные теплообменные аппараты* и *аппараты смешения*. В поверхностных аппаратах передача тепла от одного теплоносителя к другому осуществляется с участием твердой стенки. Процесс теплопередачи в смесительных теплообменных аппаратах осуществляется путем непосредственного контакта и смешения жидких и газообразных теплоносителей.

Поверхностные теплообменные аппараты в свою очередь подразделяют на *рекуперативные* и *регенеративные*. В рекуперативных аппаратах тепло от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку из теплопроводного материала. В регенеративных теплообменных аппаратах теплоносители попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева, которая в один период нагревается, аккумулируя тепло «горячего» теплоносителя, а во второй период охлаждается, отдавая тепло «холодному» теплоносителю.

Рекуперативные теплообменные аппараты классифицируются по следующим признакам:

- По роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния:

паро-жидкостные; жидкостно-жидкостные; газо-жидкостные; газо-газовые; паро-газовые.

- По конфигурации поверхности теплообмена:
трубчатые аппараты с прямыми трубками; спиральные; пластинчатые; змеевиковые.

- По компоновке поверхности нагрева:
типа «труба в трубе»; кожухотрубчатые; оросительные аппараты.

Теплообменные аппараты поверхностного типа, кроме того классифицируются по *назначению* (подогреватели, холодильники и т.д.); по *взаимному направлению теплоносителей* (прямоток, противоток, смешанный ток и т.д.); по *материалу поверхности теплообмена*; по *числу ходов* и т.д.

Классификация поверхностных теплообменных аппаратов по отдельным группам.

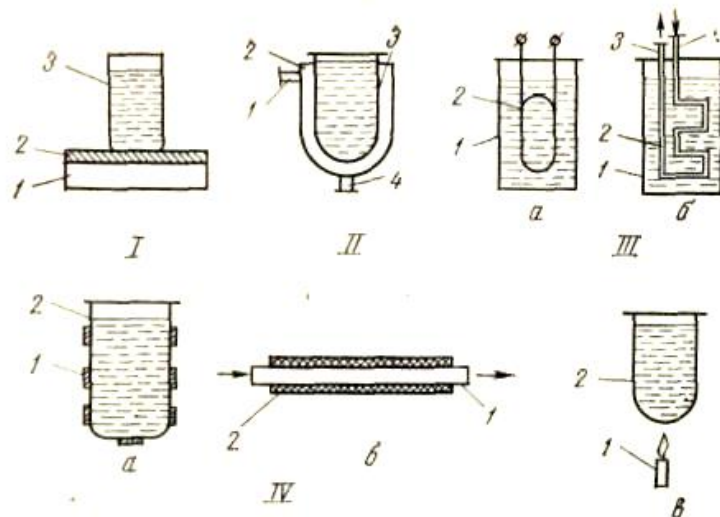


Рис.2 Классификация поверхностных теплообменных аппаратов по отдельным группам.

I – с открытой греющей поверхностью: 1 – нагревательный элемент; 2 – греющая поверхность; 3 – нагреваемый объект. II – с рубашкой: 1 – патрубок для ввода греющего агента; 2 – рубашка; 3 – корпус аппарата; 4 – патрубок для выхода. III – с внутрилежащей поверхностью нагрева: а – с электронагревателем: 1 – корпус аппарата; 2 – электронагреватель; б – с трубчатым нагревателем: 1 – корпус, 2 - нагреватель, 3, 4 – патрубки для входа и выхода. IV – с поверхностными теплоносителями: а – цилиндрический: 1 – гибкие нагреватели 2 – корпус, б – трубчатый: 1 – труба для нагреваемой жидкости, 2 – гибкие нагреватели; в – с огневым обогревом: 1 – горелка, 2 – корпус.

Аппараты смешения

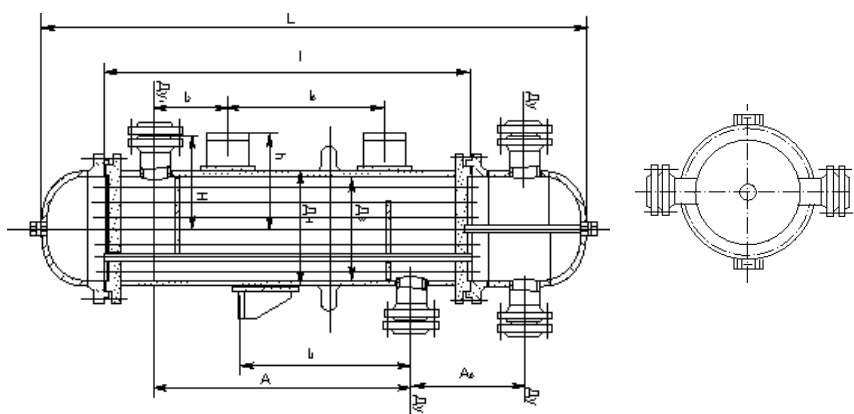


Рис. 3 Аппараты кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками многоходовые

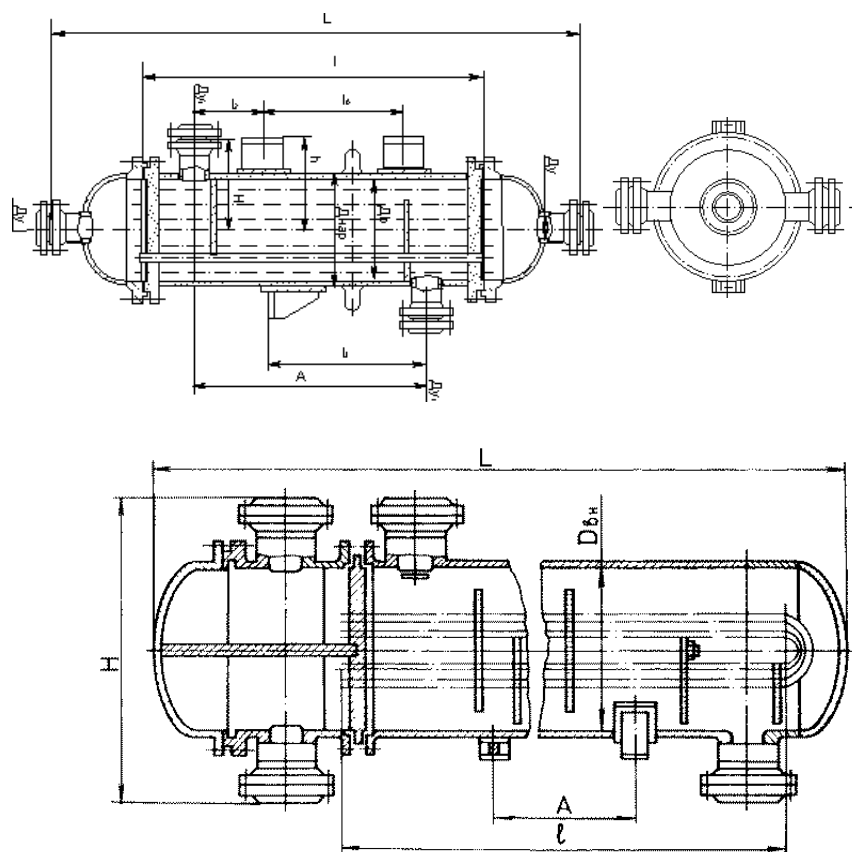


Рис.4 Аппараты кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками одноходовые

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограниченных кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегородки предназначены для увеличения скорости и, следовательно, коэффициента теплоотдачи теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначаются для теплообмена: между различными жидкостями, между жидкостями и паром, между жидкостями и газами. Они применяются в случаях, когда требуется большая поверхность теплообмена.

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 невысокие, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Корпус (кожух) кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или

нескольких стальных листов. Кожухи различаются главным образом способом соединения с трубной решеткой и крышками. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не делается тоньше 4 мм. К цилиндрическим кромкам кожуха привариваются фланцы для соединения с крышками или днищами. На наружной поверхности кожуха привариваются патрубки и опоры аппарата. Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготовляют прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром от 12 до 57 мм. Материал трубок выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Применяются трубки из стали, латуни и из специальных сплавов. Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют форму плоских плит, конусов, сфер, а чаще всего выпуклых или вогнутых эллипсов.

Секционные теплообменники представляют собой разновидность трубчатых аппаратов, состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра (рис.5).

В секционных теплообменниках при одинаковых расходах жидкостей скорости движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве почти равновелики, что обеспечивает повышенные коэффициенты

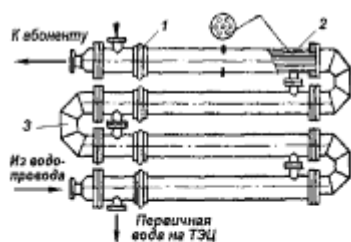


Рис. 5 Секционный теплообменник.

- 1 — линзовый компенсатор;
- 2 — соединительные патрубки;
- 3 — калач;

теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками. Простейшим из этого типа теплообменников является теплообменник "труба в трубе": в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра. Все элементы аппарата соединены сваркой.

Недостатки секционных теплообменников: высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так как деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата - трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т. д.; значительные гидравлические сопротивления вследствие различных поворотов и переходов вызывают повышенный расход электроэнергии на привод прокачивающего теплоноситель насоса.

Описание работы аппарат типа «труба в трубе»

При истечении жидкостей в теплообменнике температура их изменяется: горячая жидкость охлаждается, а холодная нагревается. Характер изменения температуры жидкости, движущейся вдоль поверхности нагрева, зависит от схемы ее движения. В теплообменных аппаратах применяются в основном три схемы движения жидкостей:

- прямоточная, когда горячая и холодная жидкости протекают параллельно;

- противоточная, когда горячая и холодная жидкости протекают в противоположном друг другу направлении;
- перекрестная, когда жидкости протекают в перекрестном направлении.

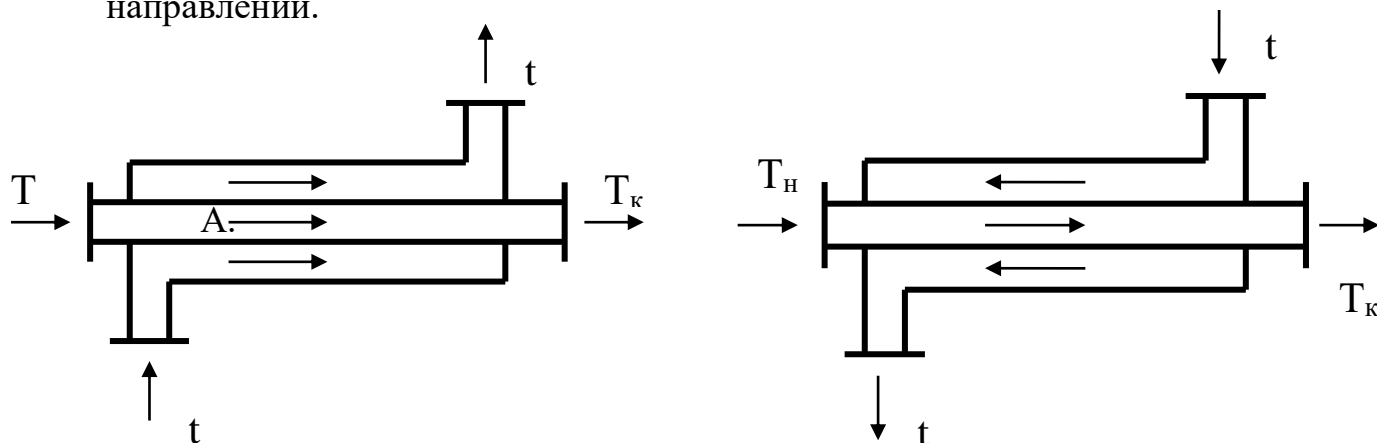


Рис. 6. Схема движения жидкостей в теплообменнике типа «труба в трубе» при прямотоке (А) и противотоке (Б).

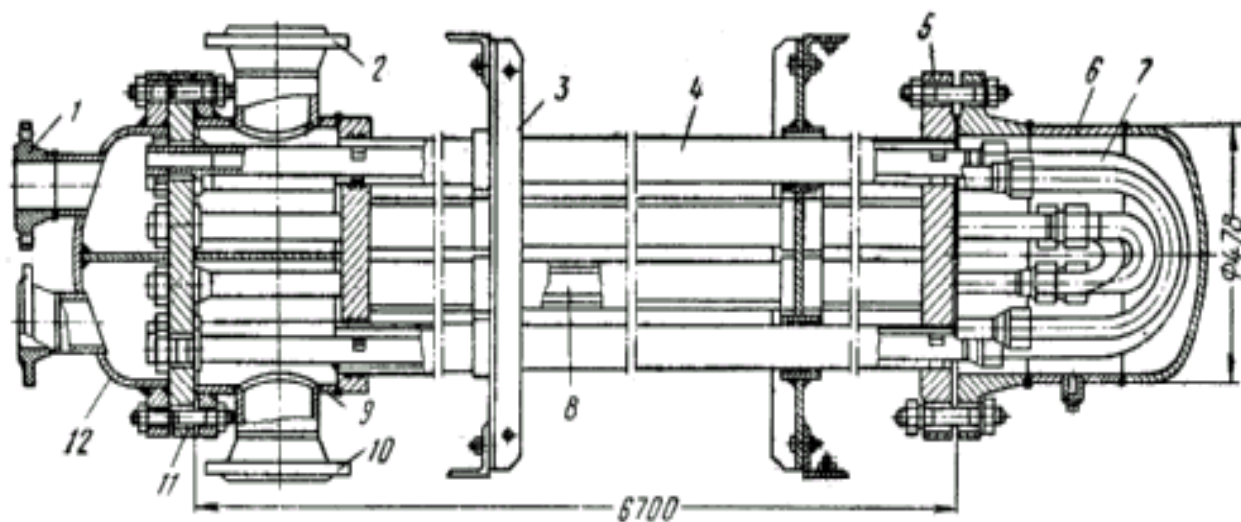


Рис. 7. Односекционный теплообменник «труба в трубе».

1 – штуцер на $D_y=100$ мм и $p_y=40$ кгс/см²; 2 – штуцер на $D_y=150$ мм и $p_y=25$ кгс/см²; 3 – опора; 4 – наружная труба; 5 – решетка для наружных труб; 6 – колпак; 7 – калач; 8 – внутренняя труба; 9 – распределительная коробка; 10 – штуцер на $D_y=150$ мм и $p_y=25$ кгс/см²; 11- решетка для внутренних труб; 12 – крышка.

Достоинства спиральных теплообменников: компактность (большая поверхность теплообмена в единице объема, чем у многоходовых трубчатых теплообменников) при одинаковых коэффициентах тепле передачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода тег поносителей. Недостатки: сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением не свыше 1,0 МПа.

Пластинчатые теплообменники имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, величины коэффициентов теплоотдачи которых одинаковы.

Недостатками изготовлявшихся до недавнего времени пластинчатых теплообменников являлась малая герметичность и незначительные перепады давлений между теплоносителями.

Конструкцию ТА следует выбирать, исходя из следующих основных требований, предъявляемых к ТА:

- соответствие аппарата технологическому процессу обработки данного продукта. Это достигается при условии поддержания температуры процесса, обеспечении регулирования температурного режима, соответствии рабочих скоростей продукта минимально необходимой продолжительности пребывания продукта в аппарате, выборе материала аппарата в соответствии с химическими свойствами продукта, соответствии аппарата давлениям рабочих сред;

- высокая эффективность (производительность) и экономичность работы аппарата, связанные с повышением интенсивности теплообмена. Эти условия выполняются при достаточной скорости сред для осуществления турбулентного режима, благоприятном относительном движении рабочих сред (лучше противоток), обеспечении оптимальных условий для отвода конденсата, предотвращении загрязнения либо легкой очистки поверхностей аппарата;

- компактность, малая масса, простота конструкции, удобство монтажа и ремонта аппарата. Здесь оказывают влияние следующие факторы – это конфигурация поверхности, способ размещения и крепление трубок в трубных решетках, наличие и тип перегородок, уплотнений, габаритные размеры аппарата.

В качестве теплоносителей в зависимости от назначения производственных процессов могут применяться самые разнообразные газообразные, жидкие и твердые вещества. С точки зрения технической и экономической целесообразности их применения теплоносители должны обладать следующими качествами:

1. Иметь достаточно большую теплоту парообразования, плотность и теплоемкость, малую вязкость. При таких характеристиках теплоносителей обеспечивается достаточная интенсивность теплообмена и уменьшаются их массовые и объемные количества, необходимые для заданной тепловой нагрузки теплообменного аппарата. Необходимо также, чтобы теплоносители имели высокие температуры при малых давлениях, что способствует установке относительно небольших поверхностей теплообмена.

2. Иметь необходимую термостойкость и не оказывать неблагоприятного воздействия на материалы аппаратуры. Теплоносители должны быть химически стойкими и неагрессивными даже при достаточно длительном воздействии высоких температур. Желательно, чтобы теплоносители не давали в процессе работы отложений на поверхность теплообмена, так как

отложения понижают коэффициент теплоотдачи и теплопроизводительность оборудования.

3. Быть недорогими и достаточно доступными в отечественных ресурсах. Дорогостоящие или малодоступные вещества увеличивают капитальные затраты и эксплуатационные расходы, что иногда приводит к явной нецелесообразности применения их с экономической точки зрения. При выборе теплоносителей необходимо в каждом отдельном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические показатели. Водяной пар как греющий теплоноситель получил больше распространение вследствие ряда своих достоинств:

1. Высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена.

2. Большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое его весовое количество для передачи сравнительно больших количеств тепла.

3. Постоянная температура конденсации при заданном давлении дает возможность наиболее просто поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Основным недостатком водяного пара является значительное повышение давления в зависимости от температуры насыщения. Обогрев паром применяется в процессах нагревания, происходящих при умеренных температурах (порядка 60-150 °С).

Наиболее употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет от 0,2 до 1,2 МПа. Для высоких температур теплообменники с паровым обогревом получаются очень тяжелыми и громоздкими по условиям обеспечения прочности, имеют толстые фланцы и стенки весьма дороги и поэтому применяются редко.

Горячая вода получила большое распространение в качестве греющего теплоносителя, особенно в отопительных вентиляционных установках. Подогрев воды осуществляется в специальных водогрейных котлах, производственных технологических агрегатах (например, в печах) или водонагревательных установках ТЭЦ и котельных. Горячую воду как теплоноситель можно транспортировать по трубопроводам на значительные расстояния (на несколько километров). Однако горячая вода, поступающая от тепловых сетей, как греющий теплоноситель производственных теплообменников используется редко, поскольку в течение отопительного сезона при качественном регулировании отпуска тепла температура ее непостоянна и изменяется от 70 до 150 °С.

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяются обычно на месте их получения для непосредственного обогрева промышленных изделий и материалов, если физико-химические характеристики последних не изменяются при загрязнении сажей и золой. Если по условиям эксплуатации загрязнение обрабатываемого материала недопустимо, дымовые газы

направляются в рекуперативный теплообменник, где отдают свое тепло воздуху, а последний нагревает обрабатываемый материал.

Достоинством топочных газов является возможность нагрева ими материала до весьма высоких температур, которые требуются иногда по технологическим условиям производства. Но это достоинство не всегда может быть использовано, потому что вследствие трудности регулировки возможны перегрев материала и ухудшение его качества; с другой стороны, по условиям техники безопасности не всегда можно пользоваться огневым обогревом. Высокая температура топочных газов приводит к большим тепловым потерям. Газы, покидающие топку с температурой выше 1000 °С, доходят до потребителя с температурой не выше 700 °С, так как осуществить удовлетворительную термоизоляцию при таком высоком уровне температур достаточно трудно.

Недостатки дымовых и топочных газов как греющей среды:

1. Малая плотность газов влечет за собой необходимость получения больших объемов для обеспечения достаточной теплопроизводительности, а последнее приводит к созданию громоздких трубопроводов.
2. Вследствие малой удельной теплоемкости газов их необходимо подавать в аппараты в большом количестве с высокой температурой; последнее обстоятельство вынуждает применять огнеупорные материалы для трубопроводов. Прокладка таких газопроводов, а также создание запорных и регулирующих приспособлений по тракту течения газа представляют большие трудности.

1. Вследствие низкого коэффициента теплоотдачи со стороны газов теплоиспользующая аппаратура должна иметь большие поверхности нагрева и поэтому получается весьма громоздкой.

2. Расчет теплообменников содержит тепловой, конструктивный, гидравлический, прочностной и технико-экономический, т.е. задача расчета заключается в определении площади теплообменной поверхности и габаритных размеров аппарата.

Расчет начинается с составления материального и теплового балансов, из которых определяется количество переданной теплоты.

Например, тепловой баланс для нагрева вещества количеством G от t_n до t_k насыщенным паром запишется так:

$$Gc_n t_n + Di'' = Gc_k t_k + Di' + Q_n, \quad (21)$$

значит количество теплоты, необходимое для нагрева:

$$Q = G(c_k t_k - c_n t_n) = D(i'' - i') + Q_n \quad (22)$$

Из основного уравнения теплопередачи определяем площадь поверхности теплообмена, m^2

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}}, \quad (23)$$

где Q – количество передаваемой теплоты, определяемое в формуле (2), Дж; K – коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot K$); Δt – разность температур между нагреваемой средой и греющим агентом, °С.

Начальные и конечные температуры заданы условием, следовательно необходимо определить коэффициент теплопередачи K , Вт/(м² · К);

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (24)$$

где δ - толщина стенки, м; λ - теплопроводность, Вт/(м · К) (выбираем из таблиц по температуре) α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м² · К), определяемые из формулы критерия Нуссельта.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (25)$$

В свою очередь критерий Нуссельта определяется в зависимости от режима движения жидкости.

Например, при турбулентном режиме движения

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (26)$$

При переходном режиме

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (27)$$

Если движение проходит в кольцевом пространстве, например в ТА типа труба в трубе, то

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,45} \quad (28)$$

Вследствие влияния различия в исходных данных общее решение, пригодное для любого теплообменника, отсутствует, поэтому пользуются различными методами приближенного расчета.

Например, находят порядка пяти значений коэффициента теплоотдачи при различной температуре, затем находят плотности теплового потока, строят график нагрузочной характеристики и находят уточненное значение температуры стенки, по которой находят коэффициент теплоотдачи и теплопередачи. Затем находят площадь поверхности теплообмена.

4. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Основной расчетной формулой, связывающей заданную производительность по жидкости, протекающей в трубах, с принимаемыми геометрическими размерами и скоростью, является формула расхода:

$$V_{сек} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} n_x \omega, \quad (1)$$

где $V_{сек}$ - секундный расход, $м^3/с$; $d_{вн}$ - внутренний диаметр трубки, м; n_x - число труб в ходу; ω - скорость движения жидкости в трубах, м/с.

При заданной производительности по нагреваемой жидкости расчет проводят в следующем порядке.

1.1 Определяют объемный расход жидкости $V_{сек}$:

$$V_{сек} = \frac{G_{час}}{3600\rho}, \quad м^3/с, \quad (2)$$

где $G_{час}$ - часовой расход, кг/ч; ρ - плотность жидкости, $кг/м^3$.

1.2 Определяют требуемое число труб в ходу n_x :

$$n_x = \frac{4V_{сек}}{\pi d_{вн}^2 \omega}, \quad (3)$$

Где $\omega = 0,3-1,5 м/с$ - скорость движение жидкости; $\omega = 5-10 м/с$ - скорость движения газа; $d_{вт}$ - внутренний диаметр трубы, м.

$$d_{вт} = d_n - 2\delta_{ст},$$

где d_n - наружный диаметр трубы подбирается по таблице 1 приложения в зависимости от производительности (рекомендуется $20 \div 30 \cdot 10^{-3} м$); $\delta_{ст}$ - толщина стенки трубы, мм.

1.3 Определяют требуемое число труб в пучке ТА с учетом числа ходов:

$$n = n_x z \quad (4)$$

где z - число ходов; (если не задано в исходных данных) z чаще всего принимают равным 1, 2, 4 реже 6.

$$z = L/l \quad (5)$$

где L - соответственно общая длина труб ТА, м; l - длина одной трубы, м.

Многоходовые ТА применяют для нагревания жидкостей при больших периодах температур. Обычно при нагреве воды за 1 ход принимают $10 \div 30^\circ С$ температурного перепада. Следует учесть, чем больше ходов в ТА, тем он более компактен, удобен в эксплуатации и монтаже. Если ТА необходимо рассчитать как конденсатор, а не как нагреватель жидкости, в нём предусматривают только один ход.

В пищевой промышленности длина ТА выбирается с учетом условий удобства чистки и мойки. Поэтому длина вертикального ТА принимается 1-2 м, а горизонтального 1-8 м.

1.4 Определяют действительное число труб в ТА n'_x , с учётом их рационального размещения, рисунок 4, (учитывая уточненное число труб в ТА по таблице 2 приложения).

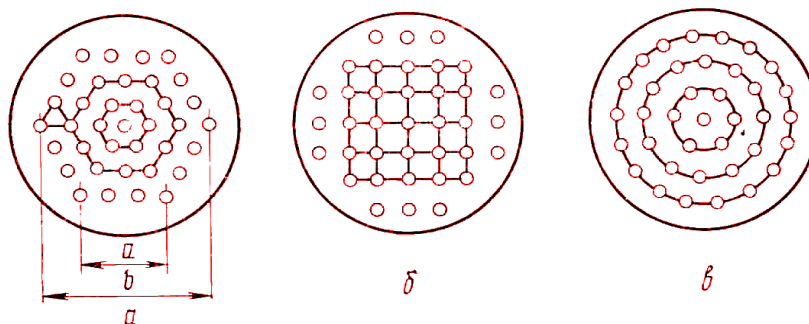


Рисунок 8. – Схема расположения труб в решетке ТА: а – по сторонам правильных шестиугольников; б – по сторонам квадрата; в – по концентрическим окружностям

1) В случае размещения по сторонам квадратов количество труб $n_{кв}$ в квадрате составит

$$n_{кв} = a^2, \quad (6)$$

где a – количество труб на стороне квадрата.

При $a \geq 6$ располагают дополнительное количество труб на свободных сегментах решетки. Такой способ размещения применяется в том случае, когда требуется чистка наружной поверхности трубок.

2) При размещении по концентрическим окружностям возможное число труб, которое расположится на каждой из них приближенно равно

$$n_{ок} = 2\pi x, \quad (7)$$

где x – порядковый номер окружности, считая от центральной трубы.

В таких решетках шаг расположения труб будет не одинаковым, что создает неудобство при разметке.

3) Преимущественное применение имеет размещение труб по сторонам правильных шестиугольников. Отношение шага (расстояние между центрами труб) к наружному диаметру принимается:

при развальцовке $\beta = t/d_i = 1,28 \div 1,5$

при сварке $\beta = 1,25$

Зазор t_0 между крайней трубой в диагонали пучка и кожухом принимают так, чтобы

$$t_0 > (t - d_i) \quad (8)$$

Внутренний диаметр кожуха зависит от активной площади трубной решетки F :

$$F = \frac{\pi D_p^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (9)$$

где D_p - диаметр решетки.

$$D_p = n_\delta d_n + (n_\delta - 1)(t - d_n) + 2t_0, \text{ м} \quad (10)$$

где n_δ - число труб в большей диагонали трубной решетки, шт.

Свободная площадь поперечного сечения межтрубного пространства f_c :

$$f_c = (D_p^2 - z d_n^2) \frac{\pi}{4}. \quad (11)$$

Полученный диаметр кожуха обычно увеличивают до целого числа, рекомендованного для обечайки аппаратов (приложение 3).

1.5 Уточняют скорость движения жидкости в трубах:

$$\omega_n = \frac{4V_{сек}}{\pi d_n^2 n'_x}, \text{ м/с} \quad (12)$$

где n'_x - действительное число труб в ходу с учетом их рационального размещения.

2.2 Определяют диаметры патрубков

$$d_n = \sqrt{\frac{4V_{сек}}{\pi \omega_n}}, \text{ м} \quad (13)$$

где ω_n - скорость жидкости в патрубке, принимается несколько большей, чем в трубах, м; значения $\omega_n = 1-2,5 \text{ м/с}$ - для жидкости; $\omega_n = 20-40 \text{ м/с}$ - для пара.

Полученное значение d_n уточняют по таблице приложения 4.

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Механический расчет ТА предусматривает проверку на прочность отдельных его узлов: корпуса, днища, решеток и т.д. Корпус выполняется обычно сварным, цилиндрической формы из листовой стали или другого металла.

2.1 Определяют толщину стенки корпуса

При расчете на внутреннее давление толщину стенки корпуса δ_k проверяют по формуле:

$$\delta_k = \frac{p D_g}{2 \sigma_{дон} \phi} + c, \text{ м} \quad (14)$$

где p - давление в аппарате, Па; D_g - внутренний диаметр, м; $\sigma_{дон}$ - допустимое напряжение, Н/м² (для стали марки Ст3 - при температуре

стенки не выше 250°C); φ - коэффициент прочности сварного шва – ($\varphi = 0,65$ – при односторонней сварке; $\varphi = 0,85$ – при двухсторонней сварке); c – прибавка на коррозию, равная (0,002 – 0,008м).

2.2 Определяют толщину трубных решеток.

Толщина трубных решеток принимается в пределах 15-35 мм и выбирается в зависимости от диаметра развальцованных труб. Для стальных решеток она должна быть не менее:

$$\Delta \geq \frac{d_i}{8} + 5, \text{ мм} \quad (11)$$

где d_i - наружный диаметр труб, мм.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В результате выполнения теплового расчета определяются расчетные характеристики процесса, а также те размеры аппарата, которые зависят от них.

3.1 Рассчитывают тепловую нагрузку

- по нагреваемой жидкости;

$$Q = cG(t_2 - t_1), \text{ Вт} \quad (12)$$

где c – теплоёмкость жидкости при её средней температуре, Дж/(кг·K);
 G – производительность по нагреваемой жидкости, кг/с; t_1, t_2 - соответственно температура жидкости на входе и выходе, K;

- по конденсирующему пару:

$$Q = D(i - c_\kappa t_\kappa), \text{ Дж/с} \quad (13)$$

где D – производительность по пару, кг/с; i – энтальпия пара, Дж/кг; c_κ - теплоемкость конденсата, Дж/(кг·K); t_κ - температура конденсата, °C (принимается на несколько градусов ниже температуры конденсации пара).

$$D = \frac{Q}{i - c_\kappa t_\kappa}, \text{ кг/с}$$

3.2 Определяют среднюю разность температур при конденсации пара при нагреве жидкости:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{nap} - t_1) - (t_{nap} - t_2)}{2,3 \lg \frac{t_{nap} - t_1}{t_{nap} - t_2}}, \quad (14)$$

где $t_{i\delta}$ - температура конденсации пара (температура насыщения), °C.

При перекрестном и смешанном потоке теплоносителей среднюю движущую силу вычисляют с введением коэффициента $\varepsilon \Delta t$ по следующим формулам:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1'' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}, \quad (15)$$

где t_1' , t_2' , t_1'' , t_2'' на схемах рисунка 2 соответствуют значениям температур греющего агента и продукта. Коэффициент определяется по графикам в зависимости от схемы потоков и соотношения температур теплоносителей.

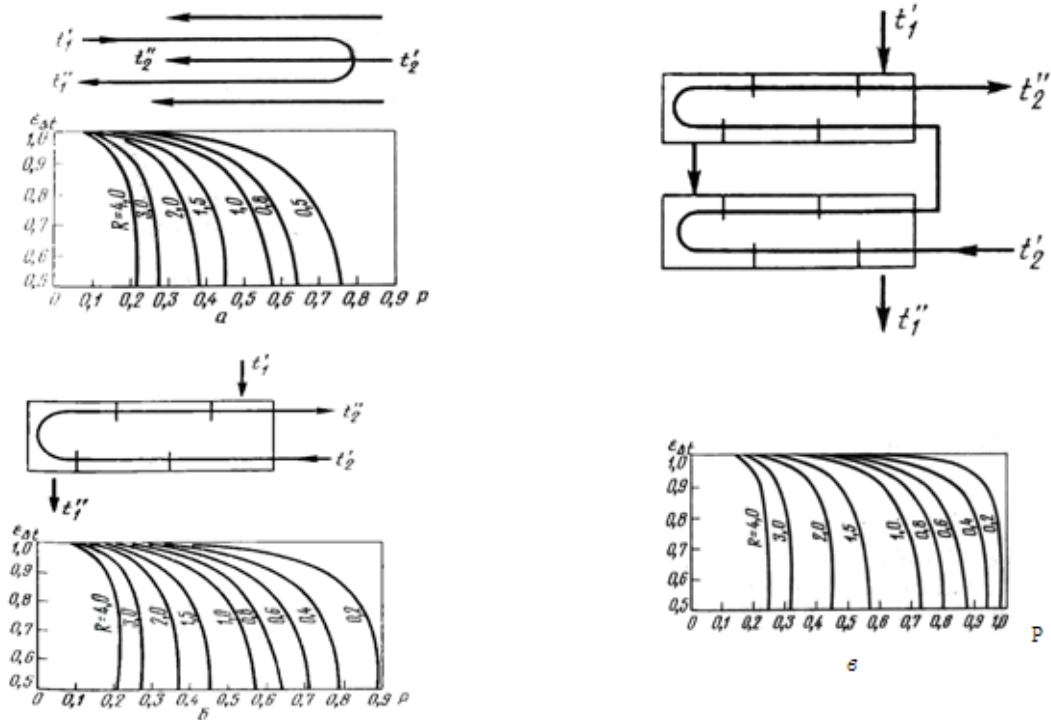


Рисунок 5. – Схемы движения теплоносителей при смешанном токе в кожухотрубных теплообменниках: а) один ход в межтрубном пространстве аппарата и два и более ходов в трубном пространстве; б) один ход в межтрубном пространстве с поперечными перегородками, двумя и более ходов в трубном пространстве; в) два хода в межтрубном пространстве с поперечными перегородками и четырьмя ходами в трубном пространстве.

3.3 Определяют коэффициент теплоотдачи от пара стенке, пользуясь таблицей приложения 5:

а) для вертикальной трубы:

$$\alpha_1 = 2,04A \left(\frac{r}{H\Delta t} \right)^{0,25}, \quad \frac{Вт}{м^2 К} \quad (16)$$

где A - коэффициент физических констант;

$$A = \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \lambda^3}{\mu}} \quad (17)$$

ρ - плотность кг/м³; λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); μ - коэффициент динамической вязкости, Па·с; r - удельная теплота

конденсации пара, Дж/кг; Δt - разность температур конденсации и стенки трубы, К; H - высота трубы, м.

б) для горизонтальной трубы

$$\alpha_1 = 1,28A \left(\frac{r}{d_H \Delta t} \right)^{0,25}, \quad \frac{Вт}{м^2 К} \quad (18)$$

Коэффициент A обычно определяют по температуре пленки конденсата $t_{пл} = t_{пара} - \Delta t/2$, принимая $\Delta t = 10 \div 30^\circ C$.

Удельная теплота конденсации пара r принимается по температуре пара. Выбор Δt обычно бывает затруднен и требует многократного пересчета. В связи с этим целесообразно заранее рассчитать α_1 для 4 ÷ 6 значений Δt в пределах $10 \div 30^\circ C$. При этом параметр A берется для средней температуры пленки, принимая ее на $5 \div 15^\circ C$ ниже температуры пара.

Далее рассчитывается тепловая нагрузка по теплоотдаче от пара к стенке для ряда принятых параметров температур:

а) для вертикальной трубы:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t = 2,04A \sqrt[4]{\frac{r \Delta t^3}{H}}, \quad \frac{Вт}{м^2} \quad (19)$$

б) для горизонтальной трубы:

$$q_1 = 1,28A \sqrt[4]{\frac{r \Delta t^3}{d_H}}, \quad \frac{Вт}{м^2} \quad (20)$$

3.4 Вычисляют коэффициент теплоотдачи от стенки трубы движущейся жидкости α_2 .

Для интенсификации процесса в теплообменниках-нагревателях движение жидкости осуществляется в турбулентном режиме ($Re > 10\,000$). При этом условия:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_{жс}}{d_{вн}} \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad \frac{Вт}{м^2 К} \quad (19)$$

$$Re = \frac{\omega_{\partial} d_{вн} \rho_{жс}}{\mu_{жс}}; \quad Re = \frac{\omega_{\partial} d_{вн}}{\nu_{жс}}; \quad (20)$$

$$Pr = \frac{c \mu_{жс}}{\lambda_{жс}}, \quad (21)$$

где $\nu_{жс}$ - кинематический коэффициент вязкости жидкости, $м^2/с$; ω_{∂} - действительная скорость движения жидкости по трубам, м/с; $d_{вн}$ - внутренний диаметр труб, м; $\rho_{жс}$ - плотность жидкости, $кг/м^3$; $\mu_{жс}$ - динамический коэффициент вязкости жидкости, $Па \cdot с$; c - теплоемкость жидкости, $Дж/(кг \cdot К)$; $\lambda_{жс}$ - коэффициент теплопроводности жидкости, $Вт/(м \cdot К)$.

Параметры жидкости $c_{жс}$, $\mu_{жс}$, $\lambda_{жс}$, $\rho_{жс}$ берутся по средней температуре жидкости: $t_{жс} = (t_1 + t_2)/2$ или $t_{жс} = t_{пара} - \Delta t_{ср}$.

Критерий Прандтля Pr - не зависит от кинематических характеристик. Pr для параметров жидкости при температуре стенки находится для той же жидкости но при температуре стенки. Температура стенки со стороны жидкости будет выше средней ее температуры на $10 \div 40^\circ \tilde{N}$. Следует заметить, что эта температура не может быть выше температуры стенки, принятой со стороны пара при вычислении.

3.5 Определяют коэффициент теплопередачи через стенку по формуле:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \quad (22)$$

где λ_{cm}, λ_n - коэффициенты теплопроводности материала стенки и накипи, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; δ_{cm}, δ_n - толщина стенки трубы и накипи, м;

При выполнении многовариантного расчета следует рассчитать термическое сопротивление стенки без учета теплоотдачи со стороны пара, полагая α_2 постоянным:

$$\Sigma R = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}, \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}} \quad (21)$$

Далее рассчитывается ряд значений тепловой нагрузки по формуле:

$$q_{cm} = \frac{t_{cm} - t_{жк}}{\Sigma R}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (22)$$

Результаты вычислений q_1 и $q_{\bar{n}\delta}$ для принятых значений вносят в обобщающую таблицу 1.

Таблица 1. – Расчетные параметры аппарата.

$t_{\bar{n}\delta}$					
$\Delta t = t_i - t_{\bar{n}\delta}$	10	15	20	25	30
q					
$q_{\bar{n}\delta}$					

По результатам расчетов строится график $q = f(t_{\bar{n}\delta})$, по которому находится действительное значение $t_{\bar{n}\delta}$.

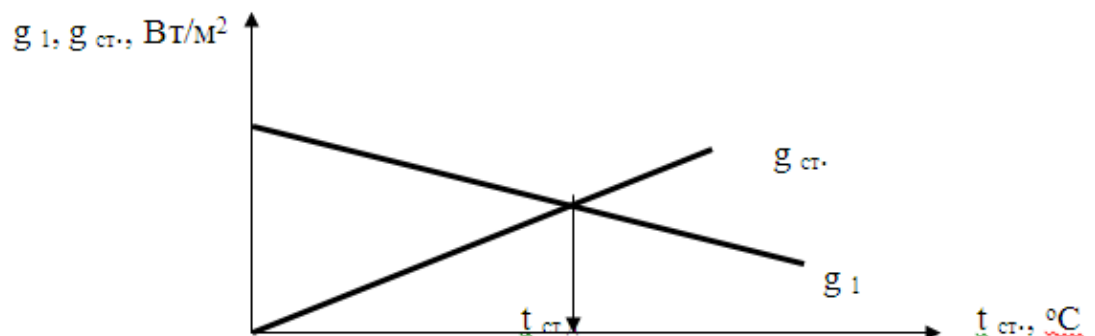


Рисунок 6. – Определение действительной температуры стенки аппарата.

Для точного расчета коэффициента теплопередачи следует сначала определить величину α_1 , подставив в формулу значение температуры стенки $t_{\text{н.д}}$, найденное по графику. Затем рассчитывается значение коэффициента теплопередачи по формуле 22.

3.6 Рассчитывают поверхность теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cm}}, \text{ м}^2. \quad (23)$$

3.7 Рассчитывают длину пути, проходимого жидкостью по трубам L (общая длина ходов):

$$L = \frac{F}{\pi d_m n_x}, \text{ м} \quad (24)$$

где d_o - расчетный диаметр теплопередачи, принимаемый:

при $\alpha_1 \approx \alpha_2 \rightarrow d_n + d_{\text{вн}}/2$;

при $\alpha_1 \gg \alpha_2 \rightarrow d_n$;

при $\alpha_1 \ll \alpha_2 \rightarrow d_{\text{вн}}$

3.8 Определяют длину одного хода для горизонтального аппарата:

$$l_x = \frac{L}{Z} \quad (25)$$

3.9 Определяют ориентировочный расход пара

$$D = \frac{KQ}{i_v - c_c t_c}, \text{ кг} \quad (26)$$

где K – коэффициент запаса, (1,15 – 1,2); i_n - энтальпия пара, определяемая по его давлению, Дж/кг; c_c - теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К).

РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ И ТЕПЛОПOTЕРЬ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Изоляция наносится на теплообменник для уменьшения теплотерь и для предохранения обслуживающего персонала от ожогов. На всех аппаратах обязательно изолируется кожух, т.к. под ним находится более чем горячий теплоноситель (греющий или конденсирующий пар). Крышки аппарата могут не изолироваться. Целью расчета изоляции является определение её толщины и потерь тепла через неё.

4.1 Рассчитывают критерий Грасгоффа Gr , определяющий интенсивность теплопередачи путем естественной конвекции

$$Gr = \frac{l^3 \Delta t}{\nu^2} g \beta, \quad (27)$$

где g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; β - коэффициент объемного расширения воздуха; $\beta = (273 + t_a)^{-1}$

Δt - температурный перепад между поверхностью изоляции и воздухом
 $\Delta t = t_{\text{уз.}} - t_{\text{воз.}}$, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{уз.}} = 40 \div 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{воз.}} = 18 \div 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

ν - коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$, принимается из приложения 7;

l - определяющий размер, м (l - для горизонтальных ТА диаметр кожуха D_e , включая изоляцию, м; l - для вертикальных высота аппарата H , м).

4.2 Определяют критерий Прандтля для воздуха

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu_g}{\lambda_g}, \quad (28)$$

где c_p - теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; μ_g - коэффициент динамической вязкости воздуха, $\text{Па} \cdot \text{с}$; λ_g - коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

4.3 Критерий Нуссельта определяется по одному из критериальных уравнений, в зависимости от величины произведения определяющих критериев.

$$\begin{aligned} \text{при } \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^{-3} & \quad \text{Nu} = 0,5 \\ \text{при } 10^{-3} < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 500 & \quad \text{Nu} = 1,18(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,125} \\ \text{при } 500 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 2 \cdot 10^5 & \quad \text{Nu} = 0,54(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25} \\ \text{при } \text{Gr} \cdot \text{Pr} > 2 \cdot 10^7 & \quad \text{Nu} = 0,135(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,33} \end{aligned} \quad (29)$$

4.4 Рассчитывают коэффициент теплоотдачи конвекцией от поверхности изоляции окружающему воздуху.

$$\alpha_k = \text{Nu} \frac{\lambda_g}{l}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (30)$$

4.5 Рассчитывают коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием:

$$\alpha_l = \frac{\varepsilon_{np} c_0 \left[(273 + t_{uz}) \cdot 100^{-1} \right]^4 - \left[(273 + t_{cm}) \cdot 100^{-1} \right]^4}{t_{uz} - t_g}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (31)$$

где $\varepsilon = 0,4$ - приведенная степень черноты, принимаемая обычно равной степени черноты аппарата; t_{cm} - температура поверхности стен цеха, принимаемая обычно равной температуре воздуха в цехе, $^{\circ}\text{C}$; c_0 - коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, $c_0 = 5,67 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

4.6. Определяют общий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{вс}}$

$$\alpha_{uz} = \alpha_k + \alpha_l, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (32)$$

4.7 Определяют удельные потери в окружающую среду $q_{\text{вс}}$

$$q_{uz} = \alpha_{uz} (t_{uz} - t_g), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad (33)$$

4.8 Определяют коэффициент теплопередачи через изоляцию

$$K_{uz} = \frac{q_{uz}}{t_{mn} - t_g}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (34)$$

где $t_{\delta t}$ - температура теплоносителя под кожухом, $^{\circ}\text{C}$.

4.9 Рассчитывают толщину слоя изоляции $\delta_{из}$.

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(\frac{1}{K_{из}} - \frac{1}{\alpha_{из}} - \frac{\delta_{к}}{\lambda_{к}} - \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} - \frac{1}{\alpha_1} \right), \text{ м}, \quad (35)$$

где $\lambda_{из}$ - коэффициент теплопроводности изоляционного материала, выбираемой из таблицы приложения б, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; α_1 - коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя, принимаемый того же порядка, что и в типовом расчете, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_{к}$, $\delta_{н}$ - соответственно толщина кожуха и защитного слоя, м; $\lambda_{к}$, $\lambda_{н}$ - соответственно коэффициенты теплопроводности материалов кожуха и защитного слоя, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

4.10 Рассчитывают величину теплоотдающей поверхности изоляции цилиндра:

$$F_{из} = \pi \cdot (D_p + 2\delta_{к} + 2\delta_{из} + 2\delta_{н}) \cdot l_n, \text{ м}^2 \quad (36)$$

4.11 Определяют потери тепла с поверхности изоляции:

$$Q_{из} = q_{из} \cdot F_{из}, \text{ Вт} \quad (37)$$

Теплопотери тепла через крышки рассчитываются по аналогичной методике:

без изоляции $F_{кр} = 1,07(D_p + 2\delta_{к})^2, \quad \text{м}^2$ (38)

с изоляцией $F_{кр} = 1,07(D_p + 2\delta_{к} + 2\delta_{из} + 2\delta_{н})^2, \quad \text{м}^2$ (39)

4.12 После учета всех потерь тепла уточняется расход пара $D_{i\ddot{a}d\ddot{a}}$.

$$D_{пара} = \frac{Q + Q_{из} + \sum Q_{кр}}{i - c_{к} t_{к}}, \text{ кг/с} \quad (40)$$

где i - энтальпия пара, Дж/кг; $\sum Q_{\ddot{a}d}$ - сумма потерь через крышки, Вт.

4.13 Определяют удельный расход пара на процесс.

$$d = \frac{D}{G_{н\ddot{a}e}}, \quad (41)$$

где $G_{сек}$ - секундный расход жидкости по массе, кг/с.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

5.1 Определяют коэффициент сопротивления трению (λ) при движении жидкости по трубам с учетом неизотермического течения.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{1/3}, \quad (42)$$

где $\text{Pr}_{\ddot{a}d}$ - число Прандтля для жидкости при температуре стенки;
 $\text{Pr}_{\ddot{A}}$ - число Прандтля для жидкости при средней температуре потока жидкости.

5.2 Рассчитывают коэффициент потерь давления по длине труб ТА:

$$\chi = \lambda' \frac{L}{d_{\text{вн}}}, \quad (43)$$

где L - длина пути, проходимого жидкостью по трубам, м; $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубы, м.

5.3 Рассчитывают коэффициент местного сопротивления на входе в трубную решетку по таблицам в зависимости от соотношения площадей:

$$\xi_{\text{вх}} = \frac{\Sigma f_{\text{труб}}}{\Sigma f_{\text{реш}}} = \frac{d_{\text{вн}}^2 n}{D_{\text{реш}}^2}, \quad (44)$$

5.4 Рассчитывают коэффициент местного сопротивления на выходе из нагревательных труб:

$$\xi_{\text{вых}} = \left(1 - \frac{d_{\text{вн}}^2 n}{D_{\text{реш}}^2} \right)^2, \quad (45)$$

5.5 Определяют сумму местных сопротивлений:

$$\Sigma \xi = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) Z + \xi_{\text{вх}}^{\text{ум}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{ум}}, \quad (46)$$

где $\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вых}}$ - соответственно коэффициенты местных сопротивлений штуцера на входе и выходе (0,5; 1)

5.6 Определяют потери давления при движении жидкости через ТА и затраты на создание скоростного напора:

$$\Delta p = (\chi + \Sigma \xi + 1) \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}, \text{ Па} \quad (47)$$

5.7 Определяют расход мощности на транспортировку жидкости через ТА:

$$N = \Delta p \cdot V_{\text{наг}}, \text{ Вт} \quad (48)$$

5. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА «ТРУБА В ТРУБЕ» МЕТОДИКА РАСЧЕТА

5.1 Определение расхода агента

Взаимное направление движения потоков в теплообменнике во всех вариантах задания принять противоточным.

Расход охлаждающей или нагревающей жидкости (кг/с) определить из уравнения теплового баланса:

$$G_p C_p (t_p^K - t_p^H) = G_n C_n (t_n^H - t_n^K) \quad (1)$$

откуда $G_p = \frac{G_n C_n (t_n^H - t_n^K)}{C_p (t_p^K - t_p^H)}, \text{ кг/с}$

где C_p и C_n — теплоемкости продукта и агента, соответственно (см. табл. 2,3), Дж/(кг °К).

Теплоемкости жидкостей принимаем по средней температуре. Недостающие значения определяем интерполяцией.

Средние температуры (С) жидкостей определяем по формулам:

$$\text{- для продукта } t_{п}^{cp} = \frac{t_n^H + t_n^K}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$\text{- для агента } t_p^{cp} = \frac{t_p^H + t_p^K}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2^1)$$

Температурой охлаждающей жидкости t_p^K на выходе из холодильника задаемся! Следует иметь в виду, что с повышением t_p^K уменьшается расход агента; однако уменьшается и средняя разность температур. Температуру t_p^K принимаем выше начальной температуры t_p^H на 9– 16 °С

Температурой нагревающей жидкости t_b^K на выходе из ТА задаемся! Температуру t_b^K принимаем выше начальной температуры t_b^H на 9– 16 °С

5.2. Определение средней разности температур.

Средняя разность температур (°С) в общем случае определяется как среднелогарифмическое из крайних значений разностей температур;

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{2.3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

Для определения средней разности температур между средами по выбранной схеме движения теплоносителей необходимо построить график изменения температур сред вдоль поверхности и вычислить большую t_{δ} и меньшую t_M разности температур:

$$\Delta t_{\delta} = t_{п}^H - t_p^K, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

$$\Delta t_M = t_{п}^K - t_p^H, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

где Δt_{δ} , Δt_M - большая и меньшая разность температур между горячим и холодным теплоносителем на концах теплообменника.

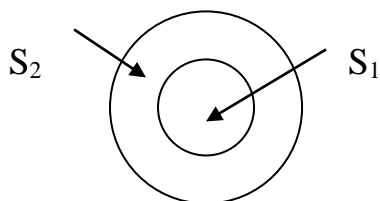
$$\text{Причем если } \Delta t_{\delta}/\Delta t_M \leq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} + \Delta t_M)/2 \quad (6)$$

5.3 Определение диаметров труб теплообменника

Предполагается два варианта движения жидкостей:

1)Агент (вода или рассол) движется по внутренней трубе, а продукт в межтрубном пространстве.

2)Продукт движется по внутренней трубе, а агент (вода) в межтрубном пространстве



Из уравнения расхода для жидкости перемещающейся в трубном пространстве (сечение S_1 определить внутренний диаметр (d_B , м) меньшей трубы.

$$d_B = 1,13 \sqrt{\frac{G_n}{\rho_n \omega_n}}, \text{ м} \quad \text{или} \quad d_B = 1,13 \sqrt{\frac{G_p}{\rho_p \omega_p}}, \text{ м} \quad (7)$$

Из уравнения расхода жидкости перемещаемой в кольцевом сечении (S_2) определить внутренний диаметр большой трубы, м:

$$D_B = \sqrt{\frac{4G_n}{\pi \rho_n \omega_n} + d_H^2}, \text{ м} \quad \text{или} \quad D_B = \sqrt{\frac{4G_p}{\pi \rho_p \omega_p} + d_H^2}, \text{ м} \quad (8)$$

где ω_1, ω_2 — соответственно скорости движения жидкостей в межтрубном и трубном пространствах, принимаемые в пределах (0,7 — 2 м/с);

ρ_n, ρ_p — соответственно плотности (кг/м^3) продукта и агента (воды), принимаемые по таблицам(2,3).

Окончательно принимаем (из таблицы 4) по ГОСТ 9930-78 диаметры труб d_H и D_H , ближайšie к рассчитанному. *Рекомендуется применять кожуховые трубы с наружным диаметром D_H - 57, 76, 89, 108, 133, 159, 219 мм.*

5.4. Определение коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи (K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) определяется с учетом термического сопротивления загрязнения со стороны охлаждающей жидкости:

$$K = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + R_{CT})^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (9)$$

где α_1, α_2 - соответственно коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке трубы и от стенки к нагреваемой жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;

- R_{CT} - термическое сопротивление стенки трубы $\text{м}^2/(\text{Вт} \cdot \text{К})$;

$$R_{CT} = \sigma_{CT}/\lambda_{CT} + \sigma_{ЗАГ}/\lambda_{ЗАГ}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

где $\sigma_{CT}, \sigma_{ЗАГ}$ — толщина металлической стенки трубы и загрязнения, м; ($\sigma_{ЗАГ}$ принять 0.5— 1 мм);

λ_{CT} - коэффициент теплопроводности стенки трубы, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

Величину термического сопротивления загрязнения $\sigma_{ЗАГ}/\lambda_{ЗАГ}$ для холодильных агентов, из которых откладывается загрязнение на поверхности теплообмена принять равной 0,0002 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

5.5. Определение коэффициентов теплоотдачи

Величина коэффициентов теплоотдачи зависит от гидродинамических факторов, их физических параметров, геометрических размеров поверхности теплообмена и представляет собой сложную функциональную зависимость, реализуемую с помощью теории подобия из критериального уравнения Нуссельта, характеризующего интенсивность теплообмена в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (10), \quad \text{откуда} \quad \alpha_{п,р} = \frac{Nu \lambda}{d} \quad (11)$$

Если оба теплоносителя являются жидкостями и движение является вынужденным (например, насосная подача), критерий Нуссельта является функцией критериев Рейнольдса и Прандля: $Nu = f(Re; Pr)$

В этом случае сначала необходимо определить критерии Рейнольдса и Прандля для обеих сред:

$$Re = \frac{\omega \rho d_{экв}}{\mu} \quad (12)$$

$$Pr = \frac{C \mu}{\lambda} \quad (13)$$

где ω - скорость движения среды по трубам (принимают в пределах 0,7-2 м/с);

μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па с. (см. табл. 2,3)

d — эквивалентный диаметр трубы, м;

для внутренней трубы $d_{экр} = d_B$, м.

для кольцевого сечения $d_{экр} = D_B - d_H$, м.

λ - коэффициент теплопроводности жидкости (агент, продукт).Вт/ (м. °С).

Далее определить режимы движения агента и продукта, вычислив по формуле(12) число Рейнольдса и по формуле (13) критерию Прандля.

Затем по установленному режиму движения жидкости решить критериальное уравнение Нусельта по формуле:

а) для турбулентного режима движения ($Re > 10000$)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (13)$$

б) для переходного режима ($10000 > Re > 2300$)

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad (13^1)$$

Если при расчетах $Re < 10000$, необходимо определить новые скорости движения теплоносителей, при которых режим движения будет турбулентным или переходным. Принимают значения критерия Рейнольдса 10000-15000, тогда:

$$\omega_{\text{труб.}} = (10000-15000)\omega/Re, \quad (14)$$

Подставляя значение скорости $\omega_{\text{труб}}$ в формулу (7) определяют диаметр внутренней (теплообменной) трубы и далее по формуле (8) диаметр наружной кожуховой трубы, уточняем значения критерия Рейнольдса.

Для соответствующих режимов движения, используя критериальное значение Nu определяют искомые коэффициенты теплоотдачи, Вт ($m^2 \text{ } ^\circ C$) для агента и продукта по формуле (11).

5.6.Определение, поверхности теплообмена и основных размеров теплообменника.

Поверхность (F , m^2) теплообмена определяется из уравнения теплопередачи и равна

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{CP}}, m^2 \quad (15)$$

$$Q = G_{\Pi} C_{\Pi} (t_{\Pi}^H - t_{\Pi}^K), \text{ (Вт)} \quad (16)$$

где Q — количество тепла, отнимаемого от продукта, Вт;

C_{Π} — теплоемкость продукта, Дж/(кг °С).

Окончательно поверхность теплообмена теплообменника выбирается из ряда

$$F = 2,5; 4,0; 6,0; 10; 15; 20; 30; 40; 50; 80 \text{ м}^2$$

Активная длина труб (м), участвующих в теплообмене

$$L = \frac{F}{\pi d_p} \cdot \text{м} \quad (17)$$

где d_p — расчетный диаметр, м;

Расчетный диаметр принимают:

$$\underline{d_p} = \underline{d_B} \text{ при } \alpha_1 > \alpha_2 \quad (18)$$

$$\underline{d_p} = 0,5 (d_B + d_H) \text{ при } \alpha_1 \approx \alpha_2;$$

$$\underline{d_p} = \underline{d_H} \text{ при } \alpha_1 < \alpha_2$$

Исходя из конструктивных соображений, задаются длиной одного элемента и тогда общее число элементов (шт.) составит:

$$n_{эл} = \frac{L}{l_{эл}}, \text{ шт} \quad (19)$$

где $l_{эл}$ -длина кожуховых труб ТА (принимается равной 1,5; 3,0; 4,5; 6,0; 9,0; 12 м)

Зная общее число элементов необходимо выполнить технологическую схему компоновки ТА, используемую в гидравлическом расчете.

5.7. Определение диаметров патрубков

Диаметры (d_{Π} , м) входных и выходных патрубков для кольцевого сечения определяются по формуле:

$$d_{нс(S2)} = 1,13 \sqrt{\frac{G_n}{\rho_n \omega_n}}, \text{ м} \quad \text{или} \quad d_{нс(S2)} = 1,13 \sqrt{\frac{G_p}{\rho_p \omega_p}}, \quad (20)$$

Диаметры патрубков для внутренней трубы равен ее внутреннему диаметру. $d_{нс(S1)} = d_B$, м.

Окончательно принимаем из таблицы () по ГОСТ 9930-78 наружные диаметры труб ($d_{nn(S1)}$ и $d_{nn(S2)}$) из которых изготовят патрубки, ближайšie к рассчитанным.

Зная $d_{nn(S1)}$ и $d_{nn(S2)}$ осуществим подбор фланцев (по таблице 9) для соединения элементов ТА.

Для соединения трубопроводов и крышек с корпусами применяют прочноплотные соединения, состоящие из двух фланцев и зажатой между ними прокладки, которая выбирается из таблиц (10 и 11).

5.8. Гидравлический расчет теплообменника

Целью гидравлического расчета является определение величины гидравлических сопротивлений теплообменника и определение мощности потребляемого двигателями насосов для перемещения молока и агента.

Для расчета гидравлических сопротивлений в теплообменнике исходными данными являются ранее определенные:

— число элементов в секции; число секций; общая длина труб.

Далее стрелками показывают схему движения жидкостей в теплообменнике. Определяют характер и число местных сопротивлений; (см схему движения жидкостей) .

Расчет ведут дважды, для трубного и межтрубного пространства отдельно.

Полная потеря давления в теплообменнике (P , Па) подсчитывается по уравнению

$$\Delta P = \Delta P_{СК} + \Delta P_{ТР} + \Delta P_{МС} + \Delta P_{ПОД}, \text{ Па} \quad (22)$$

где $\Delta P_{СК}$ -затрата давления на создание скорости потока на выходе из теплообменника, (Па);

$\Delta P_{ТР}$ -потеря давления на преодоление сопротивления трения, (Па):

$\Delta P_{МС}$ - потеря давления на преодоление местных сопротивлений (Па)

$\Delta P_{ПОД}$ - затрата давления на подъем жидкости, (Па):.

5.8.1. Затрата давления на создание скорости потока,

$$\Delta P_{\text{СК}} = \frac{\omega^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (23)$$

где ω — скорость движения жидкости в аппарате, м/с;

ρ — плотность жидкости, кг/м³.

5.8.2. Потеря давления на преодоление сил трения, н/м².

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \frac{\lambda L}{d_{\text{ЭКВ}}} \cdot \frac{\omega^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (24)$$

где L — общая длина труб, м:

$d_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентный диаметр, м;

для внутренней трубы $d_{\text{ЭКВ}} = d_{\text{В}}$, м.

для кольцевого сечения $d_{\text{ЭКВ}} = D_{\text{В}} - d_{\text{Н}}$, м.

λ — коэффициент трения, зависящий от режима движения (число Re); и от степени шероховатости стенок труб (в расчете принять $\lambda = 0,02—0,03$).

7.3. Потеря давления на преодоление местных сопротивлений (поворот, сужение, расширение и т. д.),

$$\Delta P_{\text{МС}} = \sum \xi \frac{\omega^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (25)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений. Значения коэффициентов берутся из таблицы. При подсчете $\sum \xi$ необходимо воспользоваться технологической схемой компоновки ТА

5.8.3. Затрата давления на подъем жидкости:

$$\Delta P_{\text{Под}} = \rho g H, \text{ Па} \quad (26)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²;

ρ — плотность жидкости, кг/м³

H — высота подъема жидкости, м

h_i — высота одного элемента, м (определяется графически по чертежу ТА)

Для подсчета значения H воспользуемся схемой компоновки ТА.

$H = (h_i * x) + D_{\text{В}} + h_n$, м - для кольцевого сечения;

$H = (h_i * x) + d_{\text{В}}$, м - для внутренней трубы.

5.8.4 Мощность, потребляемая двигателем насоса, (N, кВт);

$$N = \frac{G\Delta P}{1000\rho\eta}, \text{ Вт} \quad (27)$$

где - G — расход жидкости, кг/с;

ρ -плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³

ΔP — потеря давления в аппарате, н/м²;

η -к. п. д. насоса (центробежный —0,6—0,7).

Список использованной литературы

1. Вобликова, Т. В. Процессы и аппараты пищевых производств : учебное пособие / Т. В. Вобликова, С. Н. Шлыков, А. В. Пермяков. — 4-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2019. — 204 с. — ISBN 978-5-8114-4163-1. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/115658>
2. Вобликова, Т.В. Процессы и аппараты пищевых производств [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Т.В. Вобликова, С.Н. Шлыков, А.В. Пермяков. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2017. — 204 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/90162>
3. Машины и аппараты пищевых производств: в 3 кн. Кн. 1/ред. В.А. Панфилов. - М.: КолосС, 2009. - 610 с.- ISBN 978-5-9532-0509-2
4. Машины и аппараты пищевых производств: в 3 кн. Кн. 1/ред. В.А. Панфилов. - М.: КолосС, 2009. - 610 с.- ISBN 978-5-9532-0509-2
5. Машины и аппараты пищевых производств: в 3 кн. Кн. 3/ред. В.А. Панфилов. - 2-е изд., доп. и перераб. - М.: КолосС, 2009. - 551 с. ISBN 978-5-9532-0754-6
6. Процессы и аппараты пищевых производств: учебник для вузов. В 2-х кн. Кн. 1 / А.Н. Остриков, Ю.В. Красовичкий, А.А. Шевцов; ред. А.Н. Остриков. - СПб.: ГИОРД, 2007. - 704 с. ISBN 978-5-98879-041-9
7. Процессы и аппараты пищевых производств: учебник для вузов. В 2-х кн. Кн. 2 / А.Н. Остриков, Ю.В. Красовичкий, А.А. Шевцов; ред. А.Н. Остриков. - СПб.: ГИОРД, 2007. - 608 с. ISBN 978-5-98879-051-8
8. Процессы и аппараты пищевых производств: учебник / Ю.М. Плаксин, Н.Н. Малахов, В.А. Ларин. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: КолосС, 2007. - 760 с. ISBN 978-5-9532-0581-8

ПРИЛОЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБНОГО АППАРАТА

Приложение 1

Диаметры и толщины стенок холоднокатаных, холоднотянутых и теплотканых труб (размеры, мм)

Наружный диаметр*	Толщина стенки**	Наружный диаметр*	Толщина стенки**	Наружный диаметр*	Толщина стенки**
5	0,3 – 1,0	30 – 35	0,3 – 5,5	76 – 90	3,0 – 8,5
6; 7	0,3 – 1,5	36	0,4 – 5,5	95 – 102	3,0 – 10
8; 9	0,3 – 2,0	38 – 45	0,4 – 6,0	108	3,5 – 10
10 – 13	0,3 – 2,5	48; 50	0,4 – 7,5	110; 120	3,5 – 12
14 – 17	0,3 – 3,0	51 – 56	0,5 – 7,5	130 – 150	3,5 – 20
18; 19	0,3 – 3,5	57	0,5 – 8,0	160 – 220	4,0 – 22
20 – 24	0,3 – 4,0	60	0,5 – 8,5	250	4,5 – 22
25 – 28	0,3 – 4,5	63 – 75	1,5 – 8,5		

* В указанных пределах брать из ряда: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 27; 28; 30; 32; 34; 38; 40; 42; 45; 51; 53; 54; 56; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 220 мм.

** В указанных пределах брать из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 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; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22 мм.

Примеры обозначения труб.

Труба из стали 12/18Н10Т с наружным диаметром 25 мм, толщиной стенки 2 мм, обычной точности изготовления, немерной длины:

труба25/2-12/18Н10Е ГОСТ 9941-72

**Число труб, размещаемых в трубной решетке
по шестиугольникам и concentрическим окружностям**

Число шестиугольников или окружностей	Разбивка по шестиугольникам							Разбивка по окружностям	
	Число труб по диагонали шестиугольника	Общее число труб без учета сегментов	Число труб			Число труб во всех сегментах	Общее число труб в аппарате	Число труб по наружной окружности	Общее число труб
			В 1-м ряду сегмента	Во 2-м ряду сегмента	В 3-м ряду сегмента				
1	3	7					7	6	7
2	5	79					19	12	19
3	7	37					37	18	37
4	9	61					61	25	62
5	11	91					91	31	93
6	13	127					127	37	130
7	15	169	3			18	187	43	173
8	17	217	4			24	241	50	223
9	19	271	5			30	301	56	279
10	21	331	6			36	367	62	341
11	23	397	7			42	439	69	410
12	25	469	8			48	517	75	485
13	27	547	9	2		66	613	81	566
14	29	637	10	5		90	721	87	653
15	31	721	11	6		102	823	94	747
16	33	817	12	7		114	931	100	847
17	35	919	13	8		126	1045	106	953
18	37	1027	14	9		138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12		162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Параметры кожухотрубчатых теплообменников и холодильников (по ГОСТ 15118, 15120)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов, z	Общее число труб n, шт.	Поверхность теплообмена F, м ² , при длине труб l, м							Площадь сечения потока, 1·10 ² , м ²		Площадь сечения одного хода по трубам, 1·10 ² , м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в вырезе перего- родок	между перего- родками	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
159	20/2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	0,3	0,5	0,4
	25/2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,4	0,8	0,5
273	20/2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	0,7	1,0	1,2
	25/2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	0,9	1,1	1,3
325	20/2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	1,1	2,0	2,0
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	1,1	1,6	0,9
	25/2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	1,3	2,9	2,1
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	1,3	1,5	1,0

400	20/2	1	181	-	-	23,0	3,0	46,0	68,0	-	1,7	2,5	3,6
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	1,7	3,0	1,7
	25/2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	2,0	3,1	3,8
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	2,0	2,5	1,7
600	20/2	1	389	-	-	49	73	98	147	-	4,1	6,6	7,8
		2	370	-	-	47	70	93	139	-	4,1	4,8	3,7
		4	334	-	-	42	63	84	126	-	4,1	4,8	1,6
		6	316	-	-	40	60	79	119	-	3,7	4,8	0,9
	25/2	1	257	-	-	40	61	81	121	-	4,0	5,3	8,9
		2	240	-	-	38	57	75	113	-	4,0	4,5	4,2
		4	206	-	-	32	49	65	97	-	4,0	4,5	1,8
		6	196	-	-	31	46	61	91	91	3,7	4,5	1,1
800	20/2	1	717	-	-	90	135	180	270	405	6,9	9,1	14,4
		2	690	-	-	87	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9
		4	638	-	-	80	120	160	240	361	6,9	7,0	3,0
		6	618	-	-	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,0
	25/2	1	465	-	-	73	109	146	219	329	7,0	7,9	16,1
		2	442	-	-	69	104	139	208	312	7,0	7,0	7,7
		4	404	-	-	63	95	127	190	285	7,0	7,0	3,0
		6	3784	-	-	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2
1000	20/2	1	1173	-	-	-	221	195	442	663	10,1	15,6	23,6
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4

1200		4	1072	-	-	-	202	269	404	606	10,1	14,6	5,1
		6	1044	-	-	-	197	262	393	590	9,6	14,6	3,4
	25/2	1	747	-	-	-	176	235	352	528	10,6	14,3	25,9
		2	718	-	-	-	169	226	338	507	10,6	13,0	12,4
		4	666	-	-	-	157	209	314	471	10,6	13,0	5,5
		6	642	-	-	-	151	202	302	454	10,2	13,0	3,6
	20/2	1	1701	-	-	-	-	427	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	1658	-	-	-	-	417	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	1580	-	-	-	-	397	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	1544	-	-	-	-	388	582	873	13,1	17,6	4,9
	25/2	1	1083	-	-	-	-	340	510	765	16,4	17,9	37,5
		2	1048	-	-	-	-	329	494	740	16,4	16,5	17,9
		4	986	-	-	-	-	310	464	697	16,4	16,5	8,4
		6	598	-	-	-	-	301	451	677	14,2	16,5	5,2

**Фланцевые соединения
(размеры, мм)
Стальные плоские приварные фланцы**

Проход условный D_y	d_H	d_B	D	D_1	b для p_y		D_2	h	d^*	Диаметр резьбы болтов или шпилек	Масса (кг) фланцев по ГОСТ			
					1; 2,5	6					1255-67		12827-67	
											для p_y		для p_y	
											1 и 2,5	6	1 и 2,5	6
Фланцы для $p_y = 1 \div 6 \text{ кг·с/см}^2$														
10	14	15	75	50	8	10	35	2	12	10	0,25	0,31	0,24	0,30
15	18	19	8	55	8	10	40	2			0,29	0,33	0,27	0,32
20	25	26	90	65	10	12	50	2			0,45	0,53	0,42	0,51
25	32	33	100	75	10	12	60	2			0,55	0,64	0,51	0,62
32	38	39	120	90	10	13	70	2			0,79	1,01	0,75	0,97
40	45	46	130	100	10	13	80	3	14	12	0,95	1,21	0,86	1,12
50	57	59	140	110	10	13	90	3	14	12	1,04	1,33	0,95	1,23
65	76	78	160	130	11	13	110	3	14	12	1,39	1,63	1,27	1,50
80	89	91	185	150	11	15	128	3	18	16	1,84	2,44	1,67	2,28

Прочность условный D_y	d_n	d_b	D	D_1	b для p_y			D_2	h	d^*	Диаметр резьбы болтов или	Масса (кг) фланцев по ГОСТ					
					10	16	25					1255-67			12827-67		
												для p_y			для p_y		
10	16	25	10	16	25	10	16	25									
Фланцы для $p_y = 10 \div 25$ кг·с/см ²																	
10	14	15	90	60	10	12	14	40	2	14	12	0,46	0,54	0,63	0,44	0,52	0,61
15	18	19	95	65	10	12	14	45	2	14	12	0,51	0,61	0,70	0,49	0,58	0,68
20	25	26	105	75	12	14	16	58	2	14	12	0,74	0,86	0,98	0,71	0,83	0,94
25	32	33	115	85	12	16	16	68	2	14	12	0,89	1,17	1,17	0,84	1,12	1,12
32	38	39	135	100	14	16	18	78	2	18	16	1,40	1,58	1,77	1,33	1,52	1,71
40	45	46	145	110	15	17	19	88	3	18	16	1,71	1,96	2,18	1,63	1,85	2,06
50	57	59	160	125	15	19	21	102	3	18	16	2,06	2,58	2,71	1,93	2,44	2,70
65	76	78	180	145	17	21	21	122	3	18	16	2,80	3,42	3,22	2,62	3,24	3,07
80	89	91	195	160	17	21	23	138	3	18	16	3,19	3,71	4,06	2,98	3,68	3,86

*Число отверстий $n = 8$ для $D_y = 65$ и 80 при $p_y = 25$; в остальных случаях $n = 4$.

Пример обозначения стального плоского фланца с соединительным выступом с $D_y = 50$ мм, $p_y = 10$ кг·с/см².

Фланец 50-10 ГОСТ 1255-67.

То ж для фланца без выступа.

Фланец 50-10 ГОСТ 12827-67.

Физические свойства воды (на линии насыщения)

Пересчёт в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

P , кгс/см ²	t , °C	ρ , кг/м ³	J , кДж/кг	c , кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов при 0 – 100° С

Материалы	Плотность (для сыпучих материалов насыпная плотность), кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, Вт/м·К
Асбест	600	0,151
Бетон	2300	1,28
Винипласт	1380	0,163
Войлок шерстяной	300	0,047
Накипь, водяной камень	230	1,163-3,49
Опилки древесные	30	0,070-0,093
Пенопласт	1500	0,047
Песок сухой		0,349-0,814
Пробковая мелочь	160	0,047
Ржавчина (окалина)		0,16
Совелит	450	0,098
Стекло	2500	0,698-0,814
Стеклянная вата	200	0,038-0,070
Текстолит	1380	0,244
Торфоплиты	220	0,064
Фаолит	1730	0,419
Шлаковая вата	250	0,076
Эмаль	2350	0,872-1,163
Металлы		
Алюминий	270	203,5
Бронза	8000	64,0
Латунь	8500	93,0
Медь	8800	384
Свинец	11400	34,9
Сталь:	7850	46,5
нержавеющая	7900	17,5
Чугун	7500	46,5-93,0

Физические параметры сухого воздуха*при давлении 735,6 мм рт. ст.*

Температура, °С	Плотность, ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, $\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	Коэффициент температуропроводности, $\chi \cdot 10^6$, м ² /с	Коэффициент динамической вязкости, $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Коэффициент кинематической вязкости, $\nu \cdot 10^6$, м ² /с
- 50	1,534	2,035	1013	1,3138	14,611	9,54
- 20	1,365	2,256	1009	1,6500	16,279	11,93
0	1,252	2,372	1009	1,8750	17,161	13,70
10	1,206	2,453	1009	2,0011	17,750	14,70
20	1,164	2,523	1013	2,1277	18,240	15,70
30	1,127	2,581	1013	2,2611	18,730	16,61
40	1,092	2,651	1013	2,4027	19,221	17,60
50	1,056	2,721	1017	2,5389	19,613	18,50
60	1,025	2,802	1017	2,6805	20,103	19,60
70	0,996	2,860	1017	2,8278	20,397	20,45
80	0,968	2,930	1021	2,9583	20,986	21,70
90	0,942	3,000	1021	3,1250	21,574	22,90
100	0,916	3,070	1021	3,2778	21,770	23,78
120	0,870	3,198	1026	3,5833	22,751	26,20
140	0,827	3,326	1026	4,2166	23,535	28,45
160	0,789	3,442	1030	4,2361	24,124	30,50
180	0,755	3,570	1034	4,5833	25,006	33,17

СВОЙСТВА НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ

Давление (абсолютное) P , МПа	Температура t , °С	Плотность, ρ , кг/м ³	Удельная энтальпия, кДж/кг		Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
			жидкости i'	пара i''	
0,0010	6,6	0,00750	27,7	2506	2478
0,0015	12,7	0,01116	53,2	2518	2460
0,0020	17,1	0,01465	71,6	2526	2455
0,0025	20,7	0,01809	86,7	2533	2447
0,0030	23,7	0,02149	99,3	2539	2440
0,0040	28,6	0,02820	119,8	2548	2429
0,0050	32,5	0,03481	136,2	2556	2420
0,0060	35,8	0,04133	150,0	2562	2413
0,0080	41,1	0,05420	172,2	2573	2400
0,0100	45,4	0,66860	192,2	2581	2390
0,0120	49,0	0,07937	205,3	2588	2382
0,0150	53,6	0,09789	224,6	2596	2372
0,0200	59,7	0,12830	250,1	2607	2358
0,0300	68,7	0,18760	287,9	2620	2336
0,0400	75,4	0,24560	315,9	2632	2320
0,0500	80,9	0,30270	339,0	2642	2307
0,0600	85,5	0,35900	358,2	2650	2296
0,0700	89,3	0,41470	375,0	2657	2286
0,0800	93,0	0,46990	389,7	2663	2278
0,0900	96,2	0,52460	403,1	2668	2270
0,1000	99,1	0,57900	415,2	2677	2264
0,1200	104,2	0,68650	437,0	2686	2249
0,1400	108,7	0,79310	456,3	2693	2337
0,1600	112,7	0,89800	473,1	2703	2227
0,1800	116,3	1,00300	483,6	2709	2217
0,2000	119,6	1,10700	502,4	2710	2208
0,3000	132,9	1,61800	558,9	2730	2170
0,4000	142,9	2,12000	601,1	2744	2141
0,5000	151,1	2,61400	637,7	2754	2117
0,6000	158,1	3,10400	667,9	2768	2095
0,7000	164,2	3,59100	694,3	2769	2075
0,8000	169,6	4,07500	718,4	2776	2057

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Пересчёт в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 * 10^4 \text{ Па}$

Температура, °С	Давление (абсолютное) кгс/см ²	Удельный объём, м ³ /кг	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
76	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
83	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984

200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

ПРИЛОЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Физические свойства воды (на линии насыщения)

Пересчёт в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

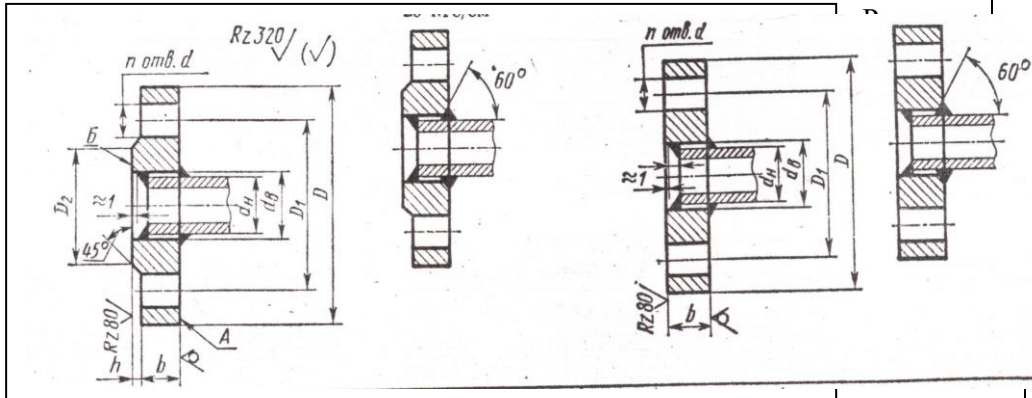
P , кгс/см ²	t , °C	P , кг/м ³	J , кДж/кг	c , кДж/кг	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м*К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па*с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов при 0-100 °С

Материал	Плотность (для сыпучих материалов насыпная плотность), кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Материал	Плотность (для сыпучих материалов насыпная плотность), кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
Асбест	600	0,151	Пробковая мелочь	160	1,16
Бетон	2300	1,28	Ржавчина (окалина)		0,098
Винипласт	1380	0,163	Совелит	450	0,698 – 0,814
Войлок шерстяной	300	0,047	Стекло	2500	0,038 – 0,070
Дерево (сосна) поперек волокон	600	0,140 – 0,174	Стекланная вата	200	0,244
» » вдоль волокон	600	0,384	Текстолит	1380	0,064
Кладка из обыкновенного кирпича	1700	0,698 – 0,814	Торфоплиты	220	0,419
» » огнеупорного кирпича	1840	1,05 *	Фаолит	1730	0,076
» » изоляционного кирпича	600	0,116 – 0,209	Шлаковая вата	250	0,872 – 1,163
Краска масляная		0,233	Эмаль	2350	
Лед		2,33	М е т а л л ы		203,5
Литье каменное	920	2,33	Алюминий	2700	64,0
Магнезия 85% в порошке	3000	0,698	Бронза	8000	93,0
Накипь, водяной камень	216	0,070	Латунь	8500	384
Опилки древесные		1,163 – 3,49	Медь	8800	34,9
Пенопласт	230	0,070 – 0,093	Свинец	11400	46,5
Песок сухой	30	0,047	Сталь	7850	17,5
	1500	0,349 – 0,814	» нержавеющая	7900	46,5 – 93,0
		0,047	Чугун	7500	
			* При температуре 800-1100 °С		

Фланцевые соединения

Стальные плоские приварные фланцы



32	38	39	120	90	10	13	70	2	14	12	0,79	1,01	0,75	0,97
45	46	130	100	10	80		3	0,95			1,21	0,86	1,12	
57	59	140	110	10	90		3	1,04			1,33	0,95	1,23	
76	78	160	130	11	110		3	1,39			1,63	1,27	1,50	
91	185	150	11	15	128	3	18	16	1,84	2,44	1,67	2,28		

Проход условный D _y	d _n	d _В	D	D ₁	b для ρ _y		D ₂	h	d*	Диаметр резьбы болтов или шпилек	Масса, кг, фланцев по ГОСТ			
					1255-67 для ρ _y						12827-67 для ρ _y			
					1 и 2,5	6					1 и 2,5	6		
Фланцы для ρ _y = 1 ÷ 6 кгс/м ²														
10	14	15	75	50	8	10	35	2	12	10	0,25	0,31	0,24	0,30
15	18	19	80	55	8	10	40				0,29	0,33	0,27	0,32
20	25	26	90	65	10	12	50				0,45	0,53	0,42	0,51
25	32	33	100	75	10	12	60				0,55	0,64	0,51	0,62

Проход условный D _y	d _n	d _В	D	D ₁	b для ρ _y			D ₂	h	d	диаметр резьбы болтов или шпилек	Масса, кг					
					1255-67 для ρ _y							12827-67 для ρ _y					
					10	16	25					10	16	25			
Фланцы для ρ _y = 10 ÷ 25 кгс/см ²																	
10	14	15	90	60	10	12	14	40				0,46	0,54	0,63	0,44	0,52	0,61
15	18	19	95	65	10	12	14	45	2	14	12	0,51	0,61	0,70	0,49	0,58	0,68
20	25	26	105	75	12	12	16	58				0,74	0,86	0,98	0,71	0,83	0,94
25	32	33	115	85	12	14	16	68				0,89	1,17	1,17	0,84	1,12	1,12

32	38	39	135	100	14	16	18	78	2			1,40	1,58	1,77	1,33	1,52	1,71
40	45	46	145	110	15	16	19	88	3			1,71	1,96	2,18	1,63	1,85	2,06
50	57	59	160	125	15	17	21	102	3	18	16	2,06	2,58	2,71	1,93	2,44	2,70
65	76	78	180	145	17	19	21	122	3			2,80	3,42	3,22	2,62	3,24	3,07
80	89	91	195	160	17	21	23	138	3			3,19	3,71	4,06	2,98	3,68	3,86
						21											

* Число отверстий $n = 8$ для $D_y = 65$ и 80 и при $p_y = 25$; в остальных случаях $n = 4$.

Пример обозначения стального плоского фланца с соединительным выступом с $D_y = 50$ мм, $p_y = 10$ кгс/см²

Фланец 50 – 10 ГОСТ 1255 – 67

То же, фланца без выступа

Фланец 50 – 10 ГОСТ 12827 - 67

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПРОДУКТА

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Удельная теплоемкость $c, \text{кДж}/(\text{кг К})$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт}/(\text{мК})$	Коэффициент динамической вязкости, $\mu 10^4, \text{Па}\cdot\text{с}$	Кинематическая вязкость $\nu 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
5	1033	3,615	0,526	29,60	2,685
10	1032	3,853	0,531	24,70	2,393
15	1031	3,854	0,537	21,00	2,039
20	1029	3,855	0,542	17,90	1,7411
30	1026	3,856	0,553	13,30	1,299
40	1021	3,859	0,564	10,40	1,020
50	1017	3,864	0,575	8,50	0,837
60	1011	3,869	0,586	7,10	0,703
70	1006	3,879	0,597	6,20	0,617
80	1000	3,893	0,608	5,70	0,571

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХЛОРИСТОГО НАТРИЯ

ξ , %	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость c , кДж/(кг К)	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(мК)	Коэффициент динамической вязкости, $\mu 10^4$, Па*с	Кинематическая вязкость $\nu 10^6$, м ² /с
7	20	1050	3,843	0,593	10,78	1,03
	10		3,835	0,576	14,12	1,34
	0		3,827	0,559	18,73	1,78
	-4		3,818	0,556	21,58	2,06
11	20	1080	3,697	0,593	11,47	1,06
	10		3,684	0,570	15,20	1,41
	0		3,676	0,556	20,20	1,87
	-5		3,672	0,549	24,42	2,26
	-7,5		3,672	0,545	26,48	2,45
13,6	20	1100	3,609	0,593	12,26	1,12
	10		3,601	0,568	16,18	1,47
	0		3,588	0,554	21,48	1,95
	-5		3,584	0,547	26,08	2,37
	-9,8		3,580	0,540	34,32	3,13
16,2	20	1120	3,534	0,573	13,14	1,20
	10		3,525	0,569	17,26	1,57
	0		3,512	0,552	22,26	1,98
	-5		3,508	0,544	28,34	2,58
	-10		3,504	0,535	34,91	3,18
	-12,2		3,509	0,533	42,17	3,84
18,8	20	1140	3,462	0,582	14,32	1,26
	10		3,454	0,566	18,54	1,63
	0		3,442	0,550	25,60	2,25
	-5		3,433	0,542	31,18	2,74
	-10		3,429	0,533	38,74	3,40
	-15		3,425	0,524	47,76	4,19
21,2	20	1160	3,396	0,579	15,49	1,33
	10		3,383	0,563	20,10	1,73
	0		3,375	0,547	28,24	2,44
	-5		3,366	0,539	34,42	2,96
	-10		3,362	0,530	43,05	3,70
	-15		3,358	0,522	52,76	4,55

СВОЙСТВА НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ

Давление (абсолютное) P , МПа	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная энтальпия, кДж/кг		Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
			жидкости i'	пара i''	
0,0010	6,6	0,00750	27,7	2506	2478
0,0015	12,7	0,01116	53,2	2518	2460
0,0020	17,1	0,01465	71,6	2526	2455
0,0025	20,7	0,01809	86,7	2533	2447
0,0030	23,7	0,02149	99,3	2539	2440
0,0040	28,6	0,02820	119,8	2548	2429
0,0050	32,5	0,03481	136,2	2556	2420
0,0060	35,8	0,04133	150,0	2562	2413
0,0080	41,1	0,05420	172,2	2573	2400
0,0100	45,4	0,06860	192,2	2581	2390
0,0120	49,0	0,07937	205,3	2588	2382
0,0150	53,6	0,09789	224,6	2596	2372
0,0200	59,7	0,12830	250,1	2607	2358
0,0300	68,7	0,18760	287,9	2620	2336
0,0400	75,4	0,24560	315,9	2632	2320
0,0500	80,9	0,30270	339,0	2642	2307
0,0600	85,5	0,35900	358,2	2650	2296
0,0700	89,3	0,41470	375,0	2657	2286
0,0800	93,0	0,46990	389,7	2663	2278
0,0900	96,2	0,52460	403,1	2668	2270
0,1000	99,1	0,57900	415,2	2677	2264
0,1200	104,2	0,68650	437,0	2686	2249
0,1400	108,7	0,79310	456,3	2693	2337
0,1600	112,7	0,89800	473,1	2703	2227
0,1800	116,3	1,00300	483,6	2709	2217
0,2000	119,6	1,10700	502,4	2710	2208
0,3000	132,9	1,61800	558,9	2730	2170
0,4000	142,9	2,12000	601,1	2744	2141
0,5000	151,1	2,61400	637,7	2754	2117
0,6000	158,1	3,10400	667,9	2768	2095
0,7000	164,2	3,59100	694,3	2769	2075
0,8000	169,6	4,07500	718,4	2776	2057

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры
Пересчёт в СИ: 1 кгс/см² = 9,81 * 10⁴ Па

Температура, °С	Давление (абсолютное) кгс/см ²	Удельный объём, м ³ /кг	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
76	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
83	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653

270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

Таблица

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА «ТРУБА В ТРУБЕ»

		Нечетная последняя цифра					Четная последняя цифра					
По последней цифре												
Наименование величины	Обозначения	Единицы измерения	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Количество охлажденного продукта	G	кг/ч	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3400	3800	4200
Начальная температура продукта	t _{п^н}	°С	20	22	24	26	30	36	74	78	80	86
Конечная температура продукта	t _{п^к}	°С	2	4	6	8	8	8	16	20	30	40
По предпоследней цифре												
Наименование величины	Обозначения	Единицы измерения	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Начальная температура рассола	t _{р^н}	°С	- 9,8	-11,4	- 10	- 13,2	- 11,5	- 10,8	- 10,6	- 12,8	- 14,2	-14,8
Количество соли в растворе	ξ	%	16	19,5	15	20,5	19,5	21,2	20	19	21	20

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

1. Производительность - задается преподавателем от 20т/ч и выше.
2. Тип продукта – выбирается студентом.
3. Начальная температура продукта 18⁰С, 19⁰С.
Начальной и конечной температурой для бульонов задаются в зависимости температур плавления жира.
4. Конечная температура продукта – в зависимости от цели использования продукта.
5. Аппарат – вертикальный, горизонтальный.
6. Давление греющего пара выбирают по температуре, которая на 20-25 ⁰С больше, чем температура конечного продукта.