

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Емельянов Сергей Геннадьевич

Должность: ректор

Дата подписания: 25.09.2017 16:05:25

Уникальный программный ключ:

9ba7d3e34c012eba476ffd2d064cf2781953be730df2874d16f5c0ce558f0fcb

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

**«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)**

Кафедра теплогазоводоснабжение



ТЕПЛОМАССОБМЕН

Методические рекомендации

для курсового проектирования студентов направления подготовки
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» очной и заочной форм
обучения

Курск 2017

УДК 536.2

Составители Е. М. Кувардина, В. А. Жмакин

Рецензент

Доктор технических наук, профессор кафедры ТГВ

Н. С. Кобелев

ТЕПЛОМАССООБМЕН: методические рекомендации для курсового проектирования студентов направлений подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» очной и заочной форм обучения / Юго-Зап. гос. ун-т; сост Е. М. Кувардина., В.А. Жмакин - Курск, 2017.- 48 с. прил. с. 41. - Библиогр.: с. 40

Содержат задания и необходимый для расчетов справочный материал.

Предназначены для студентов направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 15.12.17. Формат 60x84 1/16

Усл.печ. л. 2,6 . Уч.-изд. л. 2,4. Тираж 30 экз. Заказ. Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет

305040. г. Курск, ул. 50 лет Октября

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Основные теоретические положения.....	5
Последовательность расчета кожухотрубчатых теплообменников.....	9
Основные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи.....	16
Содержание курсового проекта.....	20
Пример расчета кожухотрубчатого конденсатора.....	21
Список используемой литературы.....	32
Приложения.....	33

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические рекомендации предназначены для студентов направления подготовки 13.03.01, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Тепломассообмен».

При проектировании и конструировании теплообменных аппаратов необходимо максимально удовлетворить все требования, предъявляемые к теплообменникам. Основные из них: соблюдение условий протекания технологического процесса; возможно более высокий коэффициент теплопередачи; низкое гидравлическое сопротивление аппарата; устойчивость теплообменных поверхностей против коррозии; доступность поверхности теплопередачи для чистки, технологичность конструкции с точки зрения её изготовления, экономное использование материалов.

Кожухотрубчатые теплообменники относятся к поверхностным теплообменникам, составляющим наиболее значительную и важную группу теплообменных аппаратов.

В кожухотрубчатых аппаратах поверхность теплообмена формируется их труб, и теплота передается через их поверхность. Трубчатые теплообменники достаточно просты в изготовлении и обслуживании, отличаются возможностью развивать большую поверхность теплообмена в одном аппарате, надежны в работе.

Предлагаемый в методических рекомендациях порядок расчета кожухотрубчатых теплообменников является общепринятым, но не единственным, т.е. за студентом остается, право выбора любой другой достаточно обоснованной методики.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Отличительным конструктивным признаком кожухотрубчатых аппаратов является наличие пучка труб, закрепленного в трубной решетке.

Теплообменные трубки, используемые в теплообменниках, имеют диаметр, в пределах, от 12 до 38 мм. Трубки большего диаметра используются редко, т.к. это значительно увеличивает металлоемкость аппарата. Длина трубок от 1 до 6 м. Диаметр корпуса аппарата 157-2000 мм. Поверхность теплопередачи теплообменника может быть в пределах от 1 до 800 м².

По конструктивным признакам кожухотрубчатые теплообменники делятся на аппараты с жестким корпусом, с плавающей головкой и с U-образными трубками (рис.1).

Теплообменники с жестким корпусом используются при небольших температурных напорах (до 20⁰С), когда под воздействием температуры не происходит деформации корпуса аппарата, что в свою очередь не вызывает изгиба или разрыва труб.

При температурных напорах больше 20⁰С требуется компенсация температурных удлинений корпуса аппарата, что осуществляется следующими конструктивными приемами:

- установка линзовых или сальниковых компенсаторов;
- использование «плавающей головки», когда одна из трубных решеток не укреплена в корпусе и имеет возможность свободного перемещения;
- сальниковое крепление труб в трубных решетках;
- использование U- или W-образных трубок.

Кожухотрубные теплообменники с плавающей головкой могут быть открытого и закрытого типов. В теплообменнике с головкой закрытого типа теплоноситель, проходящий по трубному пространству, совершает два хода.

В теплообменнике с открытой плавающей головкой отсутствует верхняя крышка аппаратов, а корпус выступает над плавающей головкой. В таком теплообменнике в межтрубном пространстве проходит безнапорный поток жидкого теплоносителя. Кроме температурных компенсаций в теплообменниках этого типа обеспечивается возможность чистки межтрубного пространства.

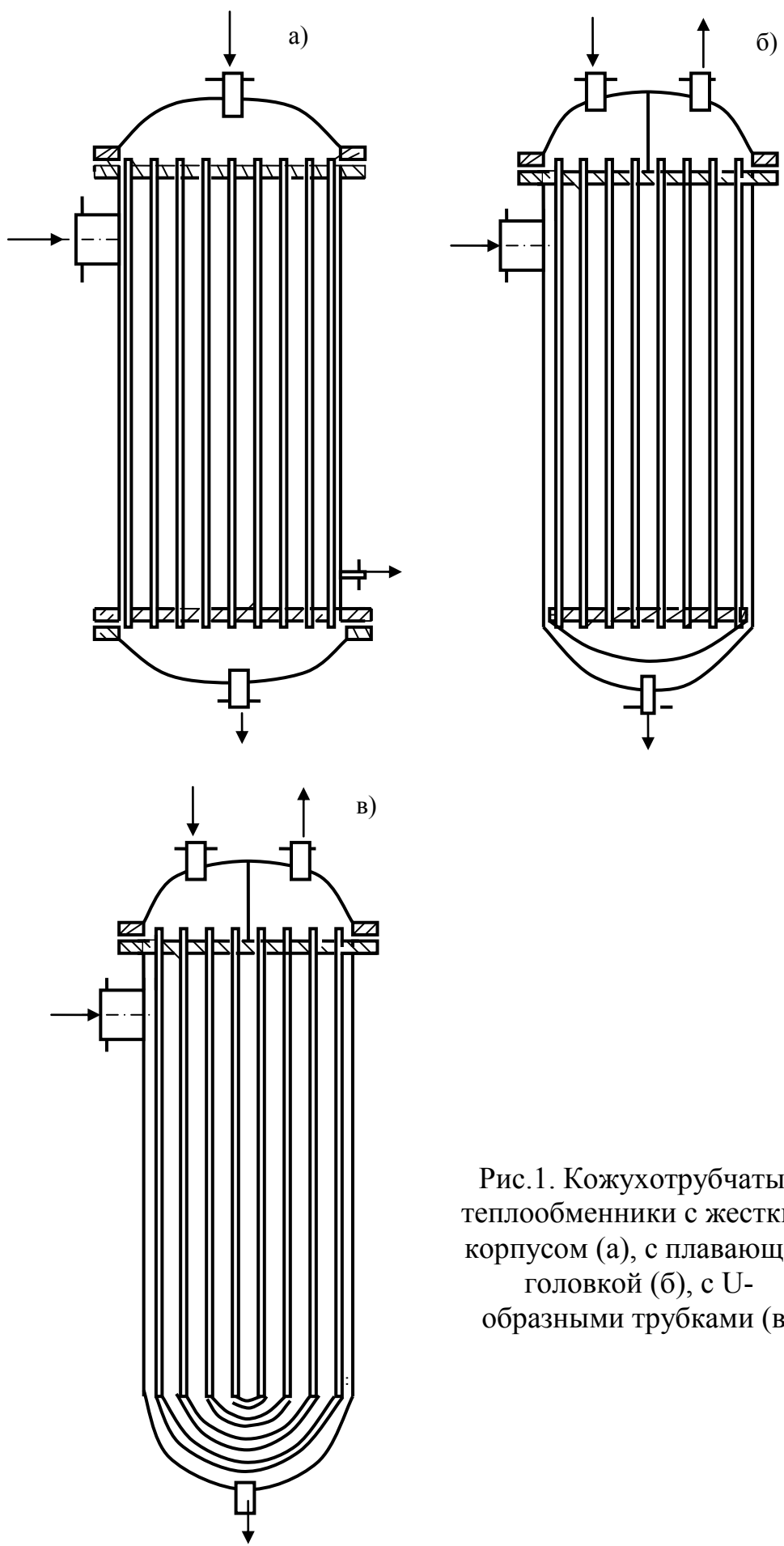


Рис.1. Кожухотрубчатые теплообменники с жестким корпусом (а), с плавающей головкой (б), с U-образными трубками (в)

В теплообменниках с U- или W-образными трубками оба конца трубок завальцовываются в одной трубной решетке. Каждая теплообменная трубка в аппарате имеет возможность изменять свою длину независимо от других. Недостатком аппарата такого типа является трудность механической очистки межтрубного и трубного пространств.

Для обеспечения оптимальных скоростей теплоносителей в теплообменниках используются многоходовые аппараты. Многоходовость по трубному пространству достигается установкой перегородок в крышках. Как правило, число ходов является четным и доходит до восьми. Многоходовость по межтрубному пространству достигается установкой сегментных перегородок, имеющих ширину, равную $0,6...0,8 D$ внутреннего диаметра кожуха.

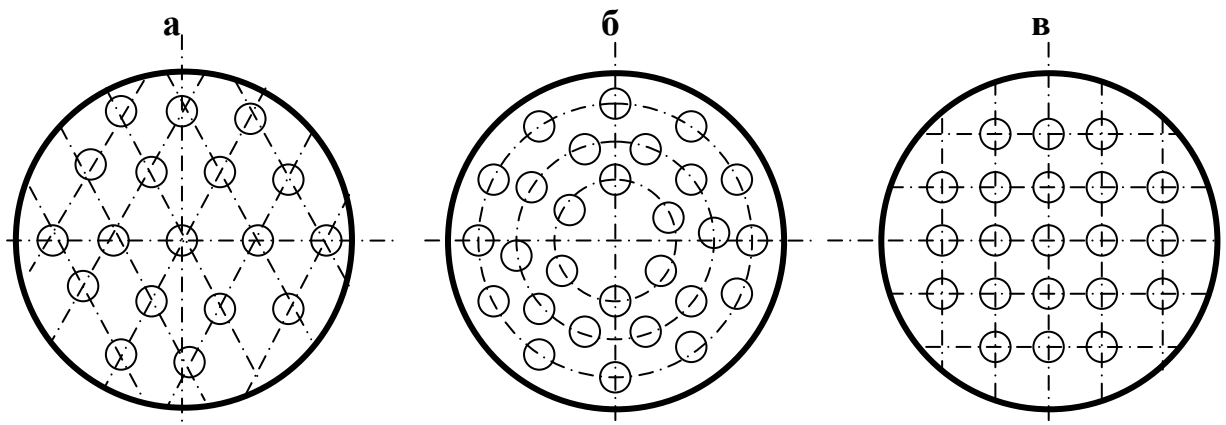


Рис. 2 Способы размещения труб в трубных решетках теплообменников:

а – по периметрам правильных шестиугольников; б – по концентрическим окружностям; в – по периметрам прямоугольников (коридорное расположение)

Расстояние между центрами труб или шаг труб выбирают возможно меньшим, для увеличения скорости движения теплоносителя по межтрубному пространству и уменьшения габаритов аппарата. При закреплении труб на сварке шаг $t=1,3...1,5d_n$, при завальцовке шаг $t=1,25d_n$. Трубы обычно размещают в шахматном порядке по сторонам правильного шестиугольника, реже – по концентрическим окружностям или по сторонам квадрата (рис.2). Последняя схема размещения труб в

трубной решетке наименее компактная, но самая удобная в отношении чистки межтрубного пространства.

Кожухотрубные теплообменники маркируются следующим образом:

Тип ТН – одно- и многоходовые с жестким корпусом и неподвижными трубными решетками;

- тип ТЛ - одно- и многоходовые с неподвижными решетками и линзовым компенсатором на корпусе;

- тип ТП – с жестким корпусом, горизонтальные, двух- или многоходовые с плавающей головкой и подвижной решеткой;

- тип ТП-О –то же, но вертикальные открытого типа;

- тип ТУ – с U-образными трубками и жестким корпусом;

- тип ПП – подогреватели с паровым пространством.

Если теплообменник имеет маркировку ПП-1400-70-1,6/2,5, то это означает: подогреватель с паровым пространством, диаметр корпуса 1400 мм, поверхность теплообмена 70м^2 , давление в корпусе 1,6 МПа, давление в трубах 2,5МПа. Основные параметры кожухотрубчатых теплообменников приведены в приложениях 1-3.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1. В зависимости от назначения теплообменника задаются температурами второго теплоносителя, а также:

- для подогревателей и кипятильников - температурой греющего пара и температурой выходящего конденсата;
- для конденсаторов и холодильников – начальной и конечной температурами охлаждающей воды.

При этом должен обеспечиваться температурный напор не менее 20-30⁰С.

2. Составляется уравнение теплового баланса. В левой части статьи прихода тепла (тепло охлаждения перегретых паров горячего теплоносителя + тепло конденсации паров горячего теплоносителя + тепло охлаждения конденсата) в правой части расхода тепла (тепло нагрева жидкого холодного теплоносителя + тепло испарения холодного теплоносителя + тепло перегрева паров холодного теплоносителя + тепловые потери):

$$G_1 c_1 (t_1'' - t_1^s) + G_1 r_1 + G_1 c_1 (t_1^s - t_1^k) = G_2 c_2 (t_2^s - t_2'') + G_2 r_2 + G_2 c_2 (t_2^k - t_2^s) + Q_n \quad (1)$$

Для конкретных аппаратов уравнение обычно выглядит проще. Так, для испарителя в уравнении теплового баланса может присутствовать только две статьи: тепло конденсации греющего пара и тепло испарения холодного теплоносителя

$$G_1 r_1 = G_2 r_2 \quad (2)$$

тепловыми потерями в тепловом балансе часто пренебрегают или учитывают тепловым КПД аппарата.

Из уравнения теплового баланса определяется неизвестный расход второго теплоносителя и тепловая нагрузка. Если теплообмен проходит по зонам (например, в конденсаторах обычно теплопередача идет в зоне конденсации пара и зоне охлаждения сконденсированного вещества), то определяется и промежуточная температура второго теплоносителя на границе зон теплопередачи.

3. По практическим рекомендациям принимается ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, затем из

основного уравнения теплопередачи находят требуемую поверхность аппарата.

4. В соответствии с рекомендациями выбирается конструкция теплообменника:

- в качестве холодильников при существенной разности в расходах жидких теплоносителей используют кожухотрубчатые одноходовые, в случае близких расходов рекомендуется использовать многоходовые теплообменники;

- в качестве испарителей используют только одноходовые теплообменники.

Для всех остальных случаях допустимо применять как одноходовые, так и многоходовые теплообменники.

5. После выбора конструкции для теплообменника определяют пространства для пропуска теплоносителей. Теплоносители с малым расходом направляют в пространство с малым сечением. Теплоносители, образующие отложения – в пространство доступное для очистки.

6. Определяются требуемые сечения для прохода теплоносителей.

Принимается значение критерия Рейнольдса $Re > 10000$ и рассчитывается требуемое сечение

$$S = \frac{Gd}{Re \cdot \rho} \quad (3)$$

7. По поверхности теплопередачи и сечению выбирается стандартный теплообменник соответствующего типа. Кожухотрубчатые теплообменники желательно выбирать с длиной труб 3...4 м, что при необходимости позволяет без пересчета выбрать другой теплообменник с теми же определяющими размерами, но с уточненной поверхностью теплопередачи. При отсутствии одноходового теплообменника с требуемым сечением трубного пространства выбирают многоходовой теплообменник. В некоторых случаях используют последовательное подключение нескольких аппаратов.

8. Далее проводится уточненный расчет коэффициента теплопередачи. В основе расчета лежит формула:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_1 + R_{cm} + R_2} \quad (4)$$

Уточнения проводится в следующем порядке:

- через толщину стенки теплообменной трубки $\delta(\text{м})$, теплопроводность стали $\lambda[\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})]$ и термическое сопротивление загрязнений $r_{\text{загр}}[\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}]$ определяется термическое сопротивление стенки $R_{\text{ст}}=\delta/\lambda+r_{\text{загр}}$.

- по соответствующим критериальным уравнениям определяются коэффициенты теплоотдачи α_1 (от горячего теплоносителя к стенке) и α_2 (от стенки к холодному теплоносителю) $[\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{С})]$.

Для теплообменников, в которых не наблюдается изменений агрегатного состояния, расчет проводится по критериальному уравнению

$$\text{Nu}=f(\text{Re}, \text{Cr}, \text{Pr}, \text{Fo}, \Gamma_1, \Gamma_2) \quad (5)$$

в зависимости от конкретного вида теплообмена. При использовании этих уравнений требуются значения температур поверхностей стенки, которые с достаточной для практических расчетов точностью могут быть приняты как среднеарифметические между средними температурами теплоносителей.

Для испарителей и конденсаторов расчет проводится отдельно для каждой зоны. Если в зоне нет фазового превращения, то расчет коэффициентов теплоотдачи, то расчет коэффициентов теплоотдачи проводится по общепринятым зависимостям. При определении коэффициентов теплоотдачи в зонах с фазовыми переходами требуются точные значения температур стенок. И расчет приходится вести методом последовательных приближений, приведенных в [2-4]. Несколько проще графический метод Н.И. Гельперина [5].

При конденсации паров коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [1]

$$\alpha_1 = A \nabla t_1^{-0,25} h^{-0,25} \quad (6)$$

Используя подстановку из условия равенства удельного теплового потока и теплоотдачи $q = \alpha_1 \nabla t_1 = K \nabla t_{\text{cp}}$, исключим из выражения для коэффициента теплоотдачи неизвестный температурный напор ∇t_1 :

$$\alpha_1 = A^{1,333} (K \nabla t_{\text{cp}} h)^{-0,333} \quad (7)$$

При кипении жидкости коэффициент теплоотдачи определяется по формуле $\alpha_2 = B\nabla t_2^{2,33}$. Используя подстановку из условия равенства удельного теплового потока теплопередачи и теплоотдачи $q = \alpha_2 \nabla t_2 = K \nabla t_{cp}$, исключим из выражения для коэффициента теплоотдачи неизвестный температурный напор ∇t_2 :

$$\alpha_2 = B^{0,33} (K \nabla t_{cp})^{0,7} \quad (8)$$

Используя подстановки термического сопротивления стенки из выражений (7) и (8) в формулу (4) получим:

- для зоны конденсации паров (с горячей стороны стенки идет конденсация пара, с холодной – конвективный теплообмен)

$$K = \frac{1}{A^{-1,333} (hK \nabla t_{cp})^{0,333} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (9)$$

- для зоны кипения жидкости (с горячей стороны стенки – конвективный теплообмен, с холодной – кипение жидкости)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + B^{-0,3} (K \nabla t_{cp})^{-0,7}} \quad (10)$$

- для зоны кипения жидкости (с горячей стороны стенки – конденсация пара, с холодной – кипение жидкости)

$$K = \frac{1}{A^{-1,333} (hK \nabla t_{cp})^{0,333} + R_{cm} + B^{-0,3} (K \nabla t_{cp})^{-0,7}} \quad (11)$$

Определение коэффициента теплопередачи по формулам (9), (10), (11) может быть проведено методом последовательного приближения или графически, построением зависимости левой части выражений от принимаемых значений коэффициента теплопередачи. В последнем случае искомое значение коэффициента теплопередачи будет находиться на пересечении кривой с диагональю.

После уточнения поверхности теплопередачи по зонам находят общую уточненную поверхность теплопередачи теплообменника. Если она отличается от поверхности выбранного теплообменника в п.4 не более, чем на 20% в сторону увеличения и

10% в сторону уменьшения, то приступают к гидравлическому и конструктивному расчетам. В противном случае выбирают теплообменник с теми же определяющими размерами, но с другой длиной трубок. Если же это не приводит к желаемому результату, то приходится выбирать новый теплообменник с другими определяющими размерами и проводить уточненный тепловой расчет заново.

10. Гидравлический расчет проводится для жидкостей и газов.

Для кожухотрубчатого теплообменника потеря давления определяется по формуле

$$\nabla P = \rho \left(\frac{\varepsilon \lambda L}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{w^2}{2} + \nabla P_{MT} + \rho (\xi_{вх} + \xi_{вых}) \frac{w_{шт}^2}{2} \quad (12)$$

где

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

ε – поправочный коэффициент на неизотермичность потока;

λ – коэффициент гидравлического трения;

L – длина пути теплоносителя в аппарате, м;

D – эквивалентный диаметр потока (для трубного пространства – внутренний диаметр труб, для межтрубного пространства – наружный диаметр труб) м;

$\Sigma \xi$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений (Приложение 4);

W – скорость теплоносителя в трубном или межтрубном пространстве, м/с;

∇P_{MT} – потеря давления при обтекании пучка труб (для трубного пространства $\nabla P_{MT}=0$), Па;

$\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ – коэффициенты местных сопротивлений входа и выхода в штуцерах;

$w_{шт}$ – скорость теплоносителя в штуцерах, м/с.

Поправочный коэффициент на неизотермичность потока:

- при турбулентном режиме течения $\varepsilon = (\text{Pr}_{ст}/\text{Pr})^{1/3}$;

- для ламинарного потока $\varepsilon = (\text{Pr}_{ст}/\text{Pr})^{1/3} [1 + 0,22(\text{Cr} \cdot \text{Pr}/\text{Re})]^{0,15}$,

где $\text{Pr}_{ст}$ и Pr – критерий Прандтля для теплоносителя при средней температуре стенки и теплоносителя соответственно; Cr – критерий Грасгофа, Re – критерий Рейнольдса.

Потеря давления при обтекании пучка труб находится из критерия Эйлера $Eu = \nabla P_{MT}/(\rho w^2)$, который рассчитывается по уравнениям

- для коридорного пучка труб

$$Eu = \varepsilon_{\varphi}(2+4,5 m)(s_1/d_H)^{-0,23} Re^{-0,26} \quad (13)$$

- для шахматного пучка труб

$$Eu = \varepsilon_{\varphi}(2+3,3 m)^{-0,26} \quad (14)$$

где ε_{φ} – поправочный коэффициент на угол атаки (для углов атаки $\varphi=90^0$, 70^0 , 50^0 и 30^0 ε_{φ} равен 1,0; 0,98; 0,88; и 0,67 соответственно).

m – число рядов труб в пучке по ходу теплоносителя;

s_1 - поперечный шаг в трубном пучке;

d – наружный диаметр труб пучка, м.

11. Расчет теплоизоляции регламентируется СНиП 2.04.14-88, в соответствии с которым, в общем случае, теплоизоляционные конструкции состоят из следующих элементов: теплоизоляционного слоя, армирующих и крепежных деталей, пароизоляционного слоя, кровного слоя. Для изоляции теплообменной аппаратуры обычно используется конструкция без пароизоляции. В качестве кровного слоя используется алюминиевая фольга, оцинкованная сталь, стеклопластик, полимерные пленки, окрашенные поверхности и др. В отдельных случаях применяют однослойную теплоизоляцию в виде теплоизолирующих изделий (полуцилиндры, плиты и т.д.) из пенопласта, резопена, перлитцемента и других материалов.

Расчет требуемой толщины теплоизоляции обычно проводится по заданной величине теплового потока, которая определяется условиями эксплуатации оборудования и температурой внутри аппарата.

Для цилиндрических поверхностей диаметром более метра и плоских поверхностей нормативные удельные теплотери q в Вт/м² можно определить по приближенной формуле

$$q = 23 + 0,314 \cdot t \quad (15)$$

где t – температура среды в аппарате, 0C .

Требуемую толщину теплоизоляции находим по формуле

$$\delta = \lambda_{\text{из}} \left(\frac{1}{K} - \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} - \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} - \frac{1}{\alpha_1} - \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (16)$$

где $\lambda_{\text{из}}$, $\lambda_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{к}}$ – теплопроводности изоляции, стенки аппарата, и покровного слоя соответственно, Вт/(м·гр);

$\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{к}}$ – толщины стенки аппарата и покровного слоя, м;

α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи к стенке аппарата и к окружающей среде, Вт/(м²·гр);

K – коэффициент теплопередачи через теплоизолированную стенку находят из основного уравнения теплопередачи

$$K = q / (t_1 - t_0) \quad (17)$$

где t_1 и t_0 – средняя температура теплоносителя в аппарате и окружающей среды соответственно, °С.

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи определяется по следующим уравнениям:

1.1. При турбулентном движении

$$Nu=0,023 Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (18)$$

где $Pr_{ст}$ критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки.

Пределы применимости этой формулы $Re=10^4-5 \cdot 10^6$; $Pr=0,6-100$

Для изогнутых труб (змеевиков) значение α , полученное из уравнения (15) умножают на поправку $\alpha_{зм} = \alpha(1+3,4d/D)$, где d – внутренний диаметр змеевика, D – диаметр витка змеевика, м.

1.2. при переходном режиме ($2300 < Re < 10^4$)

$$Nu=0,008 Re^{0,9}Pr^{0,43} \quad (19)$$

1.3. при ламинарном режиме ($Re < 2300$) возможны два случая - при значениях $Cr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$, когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения определяется по следующим уравнениям:

при $Re \cdot Pr (d/L) > 12$

$$Nu=1,61[Re \cdot Pr(d/L)]^{1/3}(\mu/\mu_{ст})^{0,14} \quad (20)$$

при $Re \cdot Pr (d/L) \leq 12$

$$Nu=3,66(\mu/\mu_{ст})^{0,14} \quad (21)$$

$\mu_{ст}$ – вязкость теплоносителя при температуре стенки

1.4. При значениях $Cr \cdot Pr \geq 5 \cdot 10^5$ наступает вязкостный гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя, так как в этом режиме на теплоотдачу существенно влияет взаимное направление вынужденного движения и свободной конвекции. Коэффициент

теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения можно определить по формуле:

$$Nu=0,15(Re \cdot Pr)^{0,33}(Cr \cdot Pr)^{0,1}(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (22)$$

В этих формулах определяющий размер – эквивалентный диаметр, определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формулам:

при $Re \geq 1000$

$$Nu=0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36}(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (23)$$

при $Re < 1000$

$$Nu=0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36}(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \quad (24)$$

В уравнениях (23) и (24) за определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства.

3. При пленочной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи определится по зависимости:

$$\alpha = a^4 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t l}} \quad (25)$$

- для вертикальной поверхности $a=1,15$; $l=H$ (высота поверхности в м.)

- для одиночной горизонтальной трубы $a=0,72$; $l=d_n$ (наружный диаметр трубы в м.).

- $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1}$,

Удельную теплоту конденсации r определяют при температуре конденсации. Физические характеристики конденсата рассчитывают при средней температуре пленки конденсата

$t_{пл} = 0,5(t_{конд} - t_{ст1})$. Если Δt не превышает 30-40⁰С, физические характеристики определяют при $t_{конд}$.

При конденсации пара на наружной поверхности пучка из n горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи несколько ниже, чем в случае одиночной трубы, вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже: $\alpha_{ср} = \varepsilon\alpha$

$\varepsilon = 0,7$ если $n < 100$; $\varepsilon = 0,6$ если $n > 100$.

При подстановке в формулу (25) $\Delta t = q/\alpha$ получим:

$$\alpha = a\lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 r g}{\mu \ell g}} \quad (26)$$

- для вертикальных поверхностей, $a = 1,21$; $\ell = H$ (м.)

- для одиночных горизонтальных труб $a = 0,645$; $\ell = d_n$ (м.)

Зная расход пара G и используя уравнение теплоотдачи,

$$H\Delta t = \frac{Gr}{\alpha \pi d_n n} \quad \text{или} \quad d_n \Delta t = \frac{Gr}{\alpha \pi b n} \quad (27)$$

можно подстановкой в формулу (25) получить формулы для расчета коэффициента теплоотдачи:

- для n вертикальных труб

$$\alpha = 3,7\lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 d_n n}{\mu G}} \quad (28)$$

- для n горизонтальных труб длиной L (м.)

$$\alpha = 2,02\varepsilon\lambda_3 \sqrt{\frac{\rho^2 L n}{\mu G}} \quad (29)$$

4. При пузырьковом кипении в трубах коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующему уравнению:

$$\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_g^{0,06}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{no}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6} \quad (30)$$

Критическую удельную тепловую нагрузку, при которой пузырьковое кипение переходит в пленочное, а коэффициент

теплоотдачи принимает максимальное значение можно оценить по формуле для кипения в большом объеме

$$q_{кр} = 0,14r\sqrt{\rho_n} \sqrt[4]{g\sigma\rho} \quad (31)$$

В формуле (30) все физические характеристики жидкости, а также плотность пара при атмосферном давлении $\rho_{по} = 273 \text{ М} / 22,4 T_{кип}$ и при давлении над поверхностью жидкости $\rho_{п} = \rho_{по} P / P_{атм}$ определяется при температуре кипения ($^{\circ}\text{К}$).

СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Содержание графической части: 2 листа формата А1

- Первый лист содержит: чертеж общего вида кожухотрубчатого теплообменника, таблицу штуцеров для входа и выхода теплоносителей, основные характеристики теплоносителей (Приложение 8).

- Второй лист содержит: вид теплообменника сверху или снизу, график распределения температур в зависимости от площади теплообмена, схему расположения перегородок в крышке и днище теплообменника (для многоходового теплообменника), необходимые виды разрезы и сечения, для наиболее полного представления конструкции теплообменника.

Рекомендуемое распределение этапов работ при выполнении
курсового проекта

№ нед.	Содержание этапа	Объем, %
1	Выбор схемы установки, температурных и теплотехнических параметров.	10
3	Материальный баланс, ориентировочный выбор аппарата. Тепловой или массообменный расчет.	15
5	Выбор аппарата. Уточнение расчета.	15
7	Конструктивный расчет. Выбор вспомогательного оборудования.	15
9	Выполнение сборочного чертежа	20
11	Выполнение технологической схемы	15
13	Оформление пояснительной записки	15
15	Защита курсового проекта	5
	Всего	100

Содержание расчетной части: 30÷40 стр.

•пояснительная записка, выполненная на отдельных листах формата А4 включает в себя:

- титульный лист, установленного образца;
- содержание;
- введение;
- расчет ориентировочной площади теплообменника;

- уточненные расчеты поверхности теплопередачи для каждой зоны;
- конструктивный расчет теплообменника;
- используемую литературу.

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБЧАТОГО КОНДЕНСАТОРА

Рассчитать и спроектировать конденсатор производительностью G_1 , кг/с по горячему теплоносителю. Холодный теплоноситель – вода, с начальной температурой $t_{н2}$ °С. По условиям монтажа теплообменника его высота не должна превышать H м. Горячий теплоноситель – четыреххлористый углерод.

$G_1=1,5$ кг/с; $t_{н2}=20$ °С; $H=4$ м. Недостающие параметры принять самостоятельно.

Холодный теплоноситель – вода проходит по трубам теплообменника, горячий теплоноситель - четыреххлористый углерод – по межтрубному пространству. Движение теплоносителей – противоток.

Температура конденсации четыреххлористого углерода $t_{конд}=76,8$ °С [6]

Принимаем недостающие параметры: конечная температура холодного теплоносителя $t_{к2}=31$ °С, конечная температура горячего теплоносителя $t_{к1}=45$ °С.

I. РАСЧЕТ ОРИЕНТИРОВОЧНОЙ ПЛОЩАДИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Рисуем условный график распределения температур вдоль поверхности теплопередачи при противотоке по зонам (рис.3).

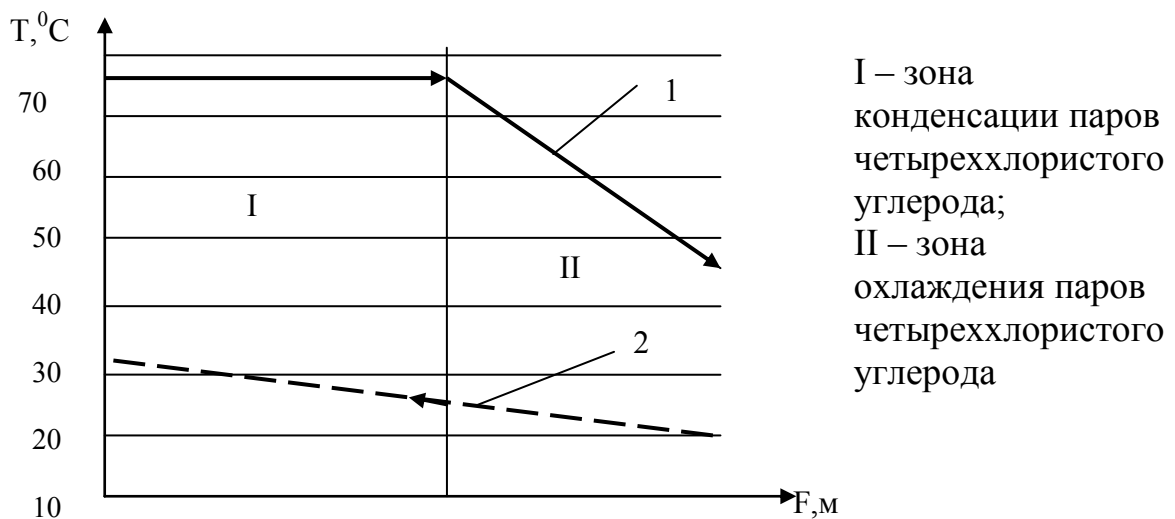


Рис. 3. График распределения температур вдоль поверхности теплопередачи. 1 – горячий теплоноситель; 2- холодный теплоноситель

1. Определяем среднюю разность температур холодного теплоносителя

$$t_{cp} = (31 + 20) / 2 = 25,5^{\circ}\text{C}$$

По справочной литературе [4,6] выбираем физико-химические константы для воды при $t_{cp} = 25,5^{\circ}\text{C}$ и для четыреххлористого углерода при температуре конденсации $t_{конд} = 76,8^{\circ}\text{C}$. Таблица 1

Таблица 1

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для воды при $t_{cp} = 25,5^{\circ}\text{C}$	Численные значения для четыреххлористого углерода при $t_{конд} = 76,8^{\circ}\text{C}$
1	Плотность, ρ	кг/м ³	996,825	1478,36
2	Теплоемкость, c	Дж/кг·К	4178,05	879,9
3	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,60945	0,0973936
4	Динамическая вязкость, μ	Па·с	?	0,0004909
5	Теплота парообразования, r	Дж/кг	2440,82	195054
6	Критерий	-	6,69	4,5

Прандтля, Pr			
--------------	--	--	--

2. Определение тепловых расходов по зонам

2.1. Определяем количество теплоты в зоне конденсации

$$Q_{\text{конд}} = G_1 \cdot r_1 = 1,5 \cdot 195054 = 292581 \text{ (Вт)};$$

2.2. Определяем количество теплоты в зоне охлаждения конденсата

$$Q_{\text{охл}} = G_1 \cdot c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 1,5 \cdot 879,9 (76,8 - 45) = 41971,23 \text{ (Вт)}$$

2.3 Общая тепловая нагрузка

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{конд}} + Q_{\text{охл}} = 292581 + 41971,23 = 334552,23 \text{ (Вт)}$$

3. Определяем расход воды необходимый для конденсации требуемого количества четыреххлористого углерода.

$$G_2 = Q / [c_2 (t_{2к} - t_{2н})] = 334552,23 / [4178,05 (31 - 20)] = 7,279 \text{ (кг/с)}$$

Определяем температуру воды при переходе её из зоны охлаждения конденсата в зону конденсации их формулы:

$$Q_{\text{охл}} = G_2 \cdot c_2 (t_x - t_{2н}), \text{ отсюда}$$

$$t_x = [Q_{\text{охл}} / (G_2 \cdot c_2)] + t_{2н} = [41971,23 / (7,279 \cdot 4178,05)] + 20 = 21,38^\circ\text{C}.$$

4. Определение температурных напоров по зонам

4.1. Определяем температурный напор в зоне конденсации

$$\begin{array}{r} 76 \rightarrow 76,8 \\ 31 \leftarrow 21,38 \\ \hline 45,8 \quad 55,42 \end{array}$$

Отношение $55,42/45,8 = 1,2 < 2$ - следовательно, средний температурный напор в зоне конденсации определится по среднеарифметической зависимости:

$$\Delta t_{\text{конд}} = (55,42 + 45,8) / 2 = 50,61^{\circ}\text{C}.$$

4.2. Определяем температурный напор в зоне охлаждения конденсата

$$\begin{array}{r} 76 \quad \rightarrow 45 \\ 21,38 \leftarrow 20 \\ \hline 55,42 \quad 25 \end{array}$$

Отношение $55,42 / 25 = 2,21 > 2$ - следовательно, средний температурный напор в зоне конденсации определится по среднелогарифмической зависимости:

$$\Delta t_{\text{охл}} = (55,42 - 25) / \ln(55,42 / 25) = 38,4^{\circ}\text{C}.$$

5. Ориентировочно определяем величину площади поверхности теплообмена.

- в зоне конденсации $F_{\text{оп}}^{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{конд}}}$;

где $K_{\text{оп}}$ - коэффициент теплопередачи, принимаем согласно рекомендуемых значений [7], (Приложение 4) $K_{\text{оп}} = 500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

$$F_{\text{оп}}^{\text{конд}} = \frac{292581}{500 \cdot 50,61} = 11,562 \text{ (м}^2\text{)}.$$

- в зоне охлаждения паров конденсата $F_{\text{оп}}^{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{охл}}}$;

$$F_{\text{оп}}^{\text{охл}} = \frac{41971,23}{500 \cdot 38,4} = 2,186 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Общая площадь теплообмена составит: $F_{\text{общ}} = F_{\text{конд}} + F_{\text{охл}}$;

$$F_{\text{общ}} = 11,562 + 2,186 = 13,748 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Согласно полученной площади выбираем одноходовой аппарат с параметрами [7]:

Площадь $F = 14 \text{ м}^2$;

длина труб $L = 1500 \text{ мм}$;

число труб $n = 121$;

диаметр корпуса аппарата $D = 400 \text{ мм}$;

диаметр труб $d_{\text{труб}} = 25 \times 2 \text{ мм}$.

I I. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ЗОНЫ КОНДЕНСАЦИИ

1. Определяем средний температурный напор для воды в зоне конденсации.

$$\Delta t_{cp} = (31 + 21,38)/2 = 26,19^{\circ}\text{C}.$$

По справочной литературе [4] выбираем физико-химические константы для воды при $t_{cp}=26,19^{\circ}\text{C}$. Таблица 2:

Таблица 2

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для воды при $t_{cp}=26,19^{\circ}\text{C}$
1	Плотность, ρ	кг/м ³	996,653
2	Теплоемкость, c	Дж/кг·К	4178,15
3	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,610761
4	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,87863 \cdot 10^{-3}$
6	Критерий Прандтля, Pr	-	6,6486

2. Определяем режим движения воды в трубках теплообменника

$$Re = G_2 / (0,785 \cdot n \cdot d_{вн} \cdot \mu_2) = 7,279 / (0,785 \cdot 121 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 0,87863 \cdot 10^{-3}) = 4153,28$$

Так как значения $Re < 10000$, то движение теплоносителя в трубках происходит в переходном режиме, что не обеспечивает требуемых значений коэффициента теплопередачи.

Выбираем четырехходовой аппарат с параметрами [7]:

Площадь $F = 17\text{м}^2$;

длина труб $L = 2500$ мм;

число труб $n = 90$;

диаметр корпуса аппарата $D = 400$ мм;

диаметр труб $d_{\text{труб}} = 25 \times 2$ мм.

Число труб на один ход – $90/4 \approx 22$

Определяем режим движения воды в трубках теплообменника

$$Re = G_2 / (0,785 \cdot n \cdot d_{\text{вн}} \cdot \mu_2) = 7,279 / (0,785 \cdot 22 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 0,87863 \cdot 10^{-3}) = 22335,4$$

В данном случае в трубках теплообменника присутствует развитое турбулентное движение теплоносителя.

3. Находим коэффициент теплоотдачи (α) для воды в зоне конденсации по формуле:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} 0,23 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$\alpha_2 = \frac{0,610761}{0,021} 0,023 \cdot 22335,4^{0,8} \cdot 6,6486^{0,4} = 4301,913 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

4. Находим коэффициент теплоотдачи (α) для четыреххлористого углерода в зоне конденсации по формуле:

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \lambda_3 \sqrt{\frac{14,78,36^2 \cdot 0,025 \cdot 90}{0,0004904 \cdot 1,5}} = 692,6133 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

5. Определяем суммарное термическое сопротивление стальной стенки трубы и загрязнений со стороны воды и со стороны четыреххлористого углерода:

$$\Sigma r = \frac{1}{r_{\text{загр1}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{r_{\text{загр2}}};$$

где:

- тепловая проводимость загрязнений со стороны четыреххлористого углерода - $r_{\text{загр1}} = 11630 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$, [7] (Приложение 5);

- тепловая проводимость со стороны воды - $r_{\text{загр2}} = 2000 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$;

- термическое сопротивление стальной стенки трубы $\delta/\lambda_{\text{ст}} = 0,002/46,5 = 0,43 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К/Вт)}$.

$$\Sigma r_{cm} = \frac{1}{11630} + 0,43 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2000} = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К/Вт)}.$$

6. Определяем коэффициент теплоотдачи для зоны конденсации. Так как $d_{вн}/d_{нар}=0,8 > 0,5$, то расчет ведем как для плоской стенки по уравнению (4)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{692,6133} + 6,3 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4301,913}} = 433,604 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

7. Определяем площадь поверхности зоны конденсации

$$F^{конд} = \frac{Q_{конд}}{K \Delta t_{конд}} = \frac{292561}{433,604 \cdot 50,61} = 13,33 \text{ (м}^2).$$

III. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ЗОНЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТА

1. Определяем средний температурный напор для воды в зоне охлаждения конденсата.

$$\Delta t_{cp} = (21,38 + 20) / 2 = 20,69^\circ \text{C}.$$

По справочной литературе [4] выбираем физико-химические константы для воды при $t_{cp}=20,69^\circ \text{C}$, Таблица 3:

Таблица 3

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для воды при $t_{cp}=26,19^\circ \text{C}$
1	Плотность, ρ	кг/м ³	998,028
2	Теплоемкость, c	Дж/кг·К	4190
3	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,600311
4	Динамическая	Па·с	$0,990 \cdot 10^{-3}$

	вязкость, μ		
6	Критерий Прандтля, Pr	-	6,9786

2. Определяем режим движения воды в трубках теплообменника

$$Re = G_2 / (0,785 \cdot n \cdot d_{\text{вн}} \cdot \mu_2) = 7,279 / (0,785 \cdot 90 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 0,990 \cdot 10^{-3}) = 19822,8$$

Так как значения $Re > 10000$, то в трубках теплообменника присутствует развитое турбулентное движение теплоносителя.

3. Находим коэффициент теплоотдачи (α) для воды в зоне конденсации

$$\alpha_2 = \frac{0,600311}{0,021} 0,023 \cdot 19822,8^{0,8} \cdot 6,9786^{0,4} = 3918,52 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}$$

4. Находим коэффициент теплоотдачи (α) для четыреххлористого углерода в зоне охлаждения конденсата.

Средний температурный напор для четыреххлористого углерода в зоне охлаждения конденсата.

$$\Delta t_{\text{ср}} = (76,8 + 45) / 2 = 60,75^\circ \text{С.}$$

По справочной литературе [6] выбираем физико-химические константы для четыреххлористого углерода при $t_{\text{ср}} = 60,75^\circ \text{С}$,
Таблица 4:

Таблица 4

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для четыреххлористого углерода
1	Плотность, ρ	кг/м ³	1515,275
2	Теплоемкость, c	Дж/кг·К	900,85
3	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,10298
4	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,585 \cdot 10^{-3}$
6	Критерий	-	5,11

	Прандтля, Pr		
--	--------------	--	--

Указанные значения физико-химических констант найдены методом интерполяции*

Нахождение значения динамической вязкости методом интерполяции:

- при $t=60^0\text{C}$ $\mu=0,59 \cdot 10^{-3}$ Па·с

- при $t=80^0\text{C}$ $\mu=0,47 \cdot 10^{-3}$ Па·с,

температура пленки конденсата составляет $60,75^0\text{C}$, тогда

$$\mu_{60,75} = \mu_{60} - \frac{\mu_{60} - \mu_{80}}{60^0 - 80^0} (60^0 - 60,75^0) = 0,00059 - \frac{0,00059 - 0,000472}{60 - 80} (60 - 60,75) = 0,0005856$$

Режим движения стекающей пленки конденсата определим по формуле:

$$Re = \frac{wd_{\rho}}{\mu} = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}} n \mu} = \frac{4 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 22 \cdot 0,585 \cdot 10^{-3}} = 6913,24$$

Полученное значение критерия Рейнольдса больше 2000 следовательно, пленка конденсата стекает в турбулентном режиме и для расчета коэффициента теплоотдачи воспользуемся критериальным уравнением:

$$Nu = 0,01(Ga, Pr, Re)^{1/3}$$

где - $Ga = (H^3 \cdot \rho^2 \cdot g) / \mu^2$ – Критерий Галилея;

$$Ga = (0,1^3 \cdot 1515,275^2 \cdot 9,81) / (0,585 \cdot 10^{-3})^2 = 0,658 \cdot 10^{11},$$

здесь H – высота поверхности зоны охлаждения конденсата – принимаем равной 0,1 м.

$$Nu = 0,01(0,658 \cdot 10^{11} \cdot 5,11 \cdot 6913,24)^{1/3} = 1324,78$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = (Nu \cdot \lambda) / H$;

$$\alpha_1 = (1324,78 \cdot 0,10298) / 0,1 = 1364,25 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

5. Определяем коэффициент теплоотдачи для зоны охлаждения конденсата, расчет ведем как для плоской стенки по уравнению(4)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1364,25} + 6,3 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3918,52}} = 951,29 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

6. 7. Определяем площадь поверхности зоны охлаждения конденсата:

$$F^{охл} = \frac{Q_{охл}}{K \Delta t_{охл}} = \frac{41371,23}{951,29 \cdot 38,4} = 1,148 \text{ (м}^2\text{)}.$$

IV. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЗОНЕ КОНДЕНСАЦИИ

Уточненный расчет коэффициента теплопередачи в зоне конденсации проводится с учетом температуры поверхности стенки. Для этого уточняем коэффициент теплоотдачи для воды в указанной зоне.

1. Зададим температуру стенки, с последующей ее проверкой:

$$t_{ст1} = 56^{\circ}\text{C};$$

тогда t^0 пленки конденсата четыреххлористого углерода

$$t_{пл} = (t_{кон} + t_{ст1})/2 = (76,8 + 56)/2 = 66,4^{\circ}\text{C}.$$

По справочной литературе [6] выбираем физико-химические константы для четыреххлористого углерода при $t_{ср} = 66,4^{\circ}\text{C}$. Таблица 5:

Таблица 5

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для четыреххлористого углерода
1	Плотность, ρ	кг/м ³	1502,28
2	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,101021
3	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,552 \cdot 10^{-3}$

1.1 Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара CCl_4 находим по уравнению:

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t H}};$$

где H – высота поверхности зоны конденсации, определится по уравнению:

$$H = F_{\text{конд}} / (\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n) = 13,33 / (3,14 \cdot 0,023 \cdot 90) = 2,05 \text{ м};$$

Δt – температурный напор в зоне конденсации: $\Delta t = 76,8 - 56 = 20,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{0,101021^3 \cdot 1502,28^2 \cdot 195054 \cdot 9,81}{0,552 \cdot 10^{-3} \cdot 20,8 \cdot 2,05}} = 758,251 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

1.2. Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации CCl_4 :

$$q_1 = \alpha_1 (t_{\text{кон}} - t_{\text{ст1}}) = 758,251 (76,8 - 56) = 15771,62 \text{ (Вт/м}^2 \text{)};$$

4. Определяем температуру поверхности стенки со стороны ВОДЫ

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{ст1}} - q_1 \cdot \Sigma r_{\text{ст}} = 56 - (15771,62 \cdot 6,3 \cdot 10^{-4}) = 46,06 \text{ }^\circ\text{C}.$$

1.3. Коэффициент теплоотдачи для воды определяем с учетом множителя

$$(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} = (6,2/4,0)^{0,25} = 1,1157, \text{ где}$$

$$- Pr = 6,2 \text{ при } t_{\text{воды}} = 26,19 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$- Pr_{\text{ст}} = 4,0 \text{ при } t_{\text{ст1}} = 46,06 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\alpha_2 = 4301,913 \cdot 1,1157 = 4800,1147 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации для ВОДЫ:

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) = 4800,1147 (46,06 - 26,19) = 95378,28 \text{ (Вт/м}^2 \text{)}.$$

2. Зададим следующее значение температуры стенки
 $t_{ст2}=65^{\circ}\text{C}$;
 тогда t^0 пленки конденсата четыреххлористого углерода

$$t_{пл}=(t_{кон} + t_{ст2})/2 = (76,8 + 65)/2 = 70,9^{\circ}\text{C}.$$

По справочной литературе [6] выбираем физико-химические константы для четыреххлористого углерода при $t_{ср}=70,9^{\circ}\text{C}$,
 Таблица 6:

Таблица 6

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для четыреххлористого углерода
1	Плотность, ρ	кг/м ³	1491,93
2	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,0994468
3	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,525 \cdot 10^{-3}$

2.1. По вышеприведенным зависимостям находим коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара CCl_4 для $t_{ср}=70,9^{\circ}\text{C}$:

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{0,0994468^3 \cdot 1491,93^2 \cdot 195054 \cdot 9,81}{0,525 \cdot 10^{-3} \cdot 11,8 \cdot 2,05}} = 871,219 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

здесь $\Delta t=76,8-65 = 11,8^{\circ}\text{C}$

2.2. Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации CCl_4 :

$$q_1^1 = \alpha_1(t_{кон} - t_{ст2}) = 871,219(76,8-65) = 10280,334 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

4. Определяем температуру поверхности стенки со стороны ВОДЫ

$$t_{ст} = t_{ст2} - q_1 \cdot \Sigma r_{ст} = 65 - (10280,334 \cdot 6,3 \cdot 10^{-4}) = 58,52^{\circ}\text{C}.$$

2.3. Коэффициент теплоотдачи для воды определяем с учетом множителя

$$(Pr/Pr_{ст})^{0,25} = (6,2/3,2)^{0,25} = 1,1798,$$

где

- $Pr = 6,2$ при $t_{\text{воды}} = 26,19^{\circ}\text{C}$;

- $Pr_{ст} = 3,2$ при $t_{ст1} = 58,52^{\circ}\text{C}$.

$$\alpha_2 = 4301,913 \cdot 1,1798 = 5075,5032 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации для воды:

$$q_2^1 = \alpha_2(t_{ст2} - t_{в}) = 5075,5032 (58,52 - 26,19) = 164091,01 \text{ (Вт/м}^2 \text{)}.$$

3. Для уточнения принятой температуры стенки построим зависимости:

$q_1 = f(t_{ст1})$; $q_2 = f(t_{ст1})$; $q_1^1 = f(t_{ст2})$; $q_2^1 = f(t_{ст2})$, точка пересечения этих зависимостей (рис. 4) будет соответствовать температуре поверхности стенки в зоне конденсации. Данные сведем в таблицу 7.

Таблица 7

Принятые значения температур стенки $t_{ст}^{\circ}\text{C}$	q_1, q_1^1 (Вт/м ²)	q_2, q_2^1 (Вт/м ²)
56	15771,62	95378,28
65	10280,33	164091,01

На пересечении графиков получим точку, опустив перпендикуляр на ось температур, получим искомую температуру 52°C .

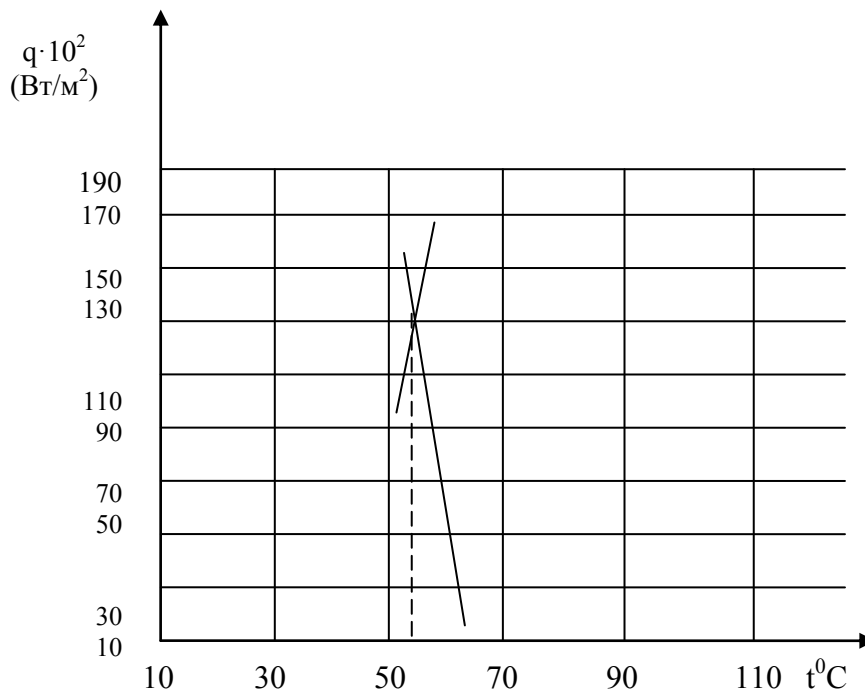


Рис. 4. Температурные зависимости от удельной тепловой нагрузки для принятых значений температур стенки

Тогда t^0 пленки конденсата четыреххлористого углерода

$$t_{пл} = (t_{кон} + t_{ст1}) / 2 = (76,8 + 52) / 2 = 64,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По справочной литературе [6] выбираем физико-химические константы для четыреххлористого углерода при $t_{ср} = 64,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, Таблица 8:

Таблица 8

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для четыреххлористого углерода
1	Плотность, ρ	кг/м ³	1512,63
2	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,10258
3	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,578 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара CCl_4 для $t_{ср} = 64,4 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{0,10258^3 \cdot 1512,63^2 \cdot 195054 \cdot 9,81}{0,578 \cdot 10^{-3} \cdot 24,8 \cdot 2,05}} = 695,326 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

где $\Delta t = 76,8 - 52 = 24,8^{\circ}\text{C}$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации CCl_4 :

$$q_1^2 = \alpha_1(t_{\text{кон}} - t_{\text{ст}2}) = 695,326(76,8 - 52) = 17244,08 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

Определяем температуру поверхности стенки со стороны ВОДЫ

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{ст}2} - q_1 \cdot \Sigma r_{\text{ст}} = 52 - (17244,08 \cdot 6,3 \cdot 10^{-4}) = 41,13^{\circ}\text{C}.$$

2.3. Коэффициент теплоотдачи для воды определяем с учетом множителя

$$(\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = (6,2/5,2)^{0,25} = 1,0449,$$

где

- $\text{Pr} = 6,2$ при $t_{\text{воды}} = 26,19^{\circ}\text{C}$;

- $\text{Pr}_{\text{ст}} = 5,2$ при $t_{\text{ст}1} = 41,13^{\circ}\text{C}$.

$$\alpha_2 = 4301,913 \cdot 1,0449 = 4495,36 \text{ (Вт/м}^2\text{·K)};$$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации для ВОДЫ:

$$q_2^2 = \alpha_2(t_{\text{ст}2} - t_{\text{в}}) = 4495,36 (41,13 - 26,19) = 67160,68 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Так как значения q_1 и q_2 сильно разнятся, имеет смысл принять другую температуру стенки с последующей проверкой.

Зададим следующее значение температуры стенки

$$t_{\text{ст}2} = 45^{\circ}\text{C};$$

тогда t^0 пленки конденсата четыреххлористого углерода

$$t_{\text{пл}} = (t_{\text{кон}} + t_{\text{ст}2})/2 = (76,8 + 45)/2 = 60,9^{\circ}\text{C} \approx 60,0^{\circ}\text{C}$$

По справочной литературе [6] выбираем физико-химические константы для четыреххлористого углерода при $t_{\text{ср}} = 60,0^{\circ}\text{C}$, Таблица 9:

Таблица 9

№	Физико-химические константы	Размерность	Численные значения для четыреххлористого углерода
1	Плотность, ρ	кг/м ³	1514,7
2	Теплопроводность, λ	Вт/м·К	0,10289
3	Динамическая вязкость, μ	Па·с	$0,584 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося пара CCl_4 для $t_{\text{ср}}=64,4^{\circ}\text{C}$:

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{0,10289^3 \cdot 1514,7^2 \cdot 195054 \cdot 9,81}{0,578 \cdot 10^{-3} \cdot 31,8 \cdot 2,05}} = 684,599 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

где $\Delta t = 76,8 - 45 = 31,8^{\circ}\text{C}$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации CCl_4 :

$$q_1^3 = \alpha_1 (t_{\text{кон}} - t_{\text{ст}2}) = 684,599 (76,8 - 45) = 21770,284 \text{ (Вт/м}^2 \text{)};$$

Определяем температуру поверхности стенки со стороны воды

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{ст}2} - q_1 \cdot \Sigma r_{\text{ст}} = 45 - (21770,284 \cdot 6,3 \cdot 10^{-4}) = 31,2^{\circ}\text{C}.$$

2.3. Коэффициент теплоотдачи для воды определяем с учетом множителя

$$(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} = (6,2/6,16)^{0,25} = 1,00126,$$

где

- $Pr = 6,2$ при $t_{\text{воды}} = 26,19^{\circ}\text{C}$;

- $Pr_{\text{ст}} = 6,16$ при $t_{\text{ст}1} = 31,2^{\circ}\text{C}$.

$$\alpha_2 = 4301,913 \cdot 1,00126 = 4307,412 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

Определим удельную тепловую нагрузку в зоне конденсации для воды:

$$q_2^2 = \alpha_2(t_{ст2} - t_B) = 4307,412 (31,2 - 26,19) = 21580,135 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Так как значения q_1 и q_2 отличаются не более чем на 0,8%, то уточненный расчет коэффициента теплопередачи ведется со значениями принятой температуры стенки.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{684,599} + 6,3 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4307,412}} = 433,657 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Требуемая поверхность конденсации

$$F^{конд} = \frac{Q_{конд}}{K \Delta t_{конд}} = \frac{292561}{433,657 \cdot 50,61} = 13,33 \text{ м}^2$$

Общая площадь теплообмена составит: $F_{общ} = F_{конд} + F_{охл}$;

$$F_{общ} = 13,33 + 1,148 = 14,478 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Следовательно, расчетным параметрам удовлетворяет выбранный ранее теплообменник со следующими характеристиками:

Аппарат четырехходовой;

Площадь $F = 17 \text{ м}^2$;

длина труб $L = 2500 \text{ мм}$;

число труб $n = 90$;

диаметр корпуса аппарата $D = 400 \text{ мм}$;

диаметр труб $d_{труб} = 25 \times 2 \text{ мм}$.

V. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Расчет диаметров штуцеров проводим по уравнению расхода

$$d = [G / (0,785 \cdot w \cdot \rho)]^{0,5}$$

где G – массовый расход теплоносителя кг/с; w – принимаемая скорость потока, (скорость жидкости, движущейся самотеком

принимается равной 0,5 м/с; жидкости под давлением – 3-5 м/с; скорость пара, подаваемого под давлением принимается 30- 40 м/с;) ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Полученный диаметр округляем до ближайшего стандартного значения в сторону увеличения.

2. Выбор фланцев

Для крепления крышек и днищ к обечайке корпуса к ним привариваются фланцы. Конструкции стандартных стальных плоских приварных фланцев, а также их размеры приведены в ОСТ 26-426-79 [7, 8].

Приделы применения фланцев для аппаратов в зависимости от расчетной температуры и давления, и материалы для их изготовления приведены в ОСТ 26-425-79 [7, 8].

Для уплотнения во фланцевых соединениях применяют прокладки:

1. неметаллические, асбометаллические и комбинированные на соединительном выступе фланцев;
2. неметаллические и асбометаллические в уплотнении выступ-впадина;
3. неметаллические и асбометаллические в уплотнении шип-паз для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, легкие нефтепродукты, сжиженные газы);
4. металлические плоские в уплотнении шип-паз;
5. металлические овального и восьмиугольного сечений.

Рекомендуемая конструкция фланцев: плоские стальные приварные (рис. 5). Размеры фланцев выбираем по справочнику [7] по внутреннему диаметру обечайки аппарата или по условному проходу штуцера. Основные размеры фланцев приведены в Приложении 6.

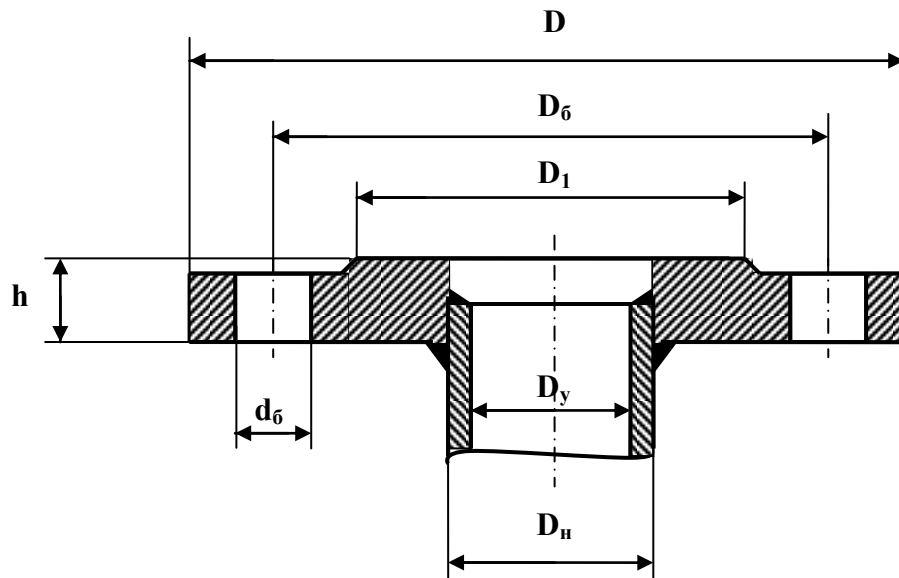


Рис. 5. Схема плоского приварного фланца

3. Выбор опор для крепления аппарата

Опоры (лапы) для крепления теплообменников выбираются по справочнику [7, 8], исходя из массы теплообменника, включая его полную загрузку теплоносителями.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев В.А. Процессы и аппараты пищевых производств [Текст]: учеб.пособие: в 3 ч./В.А. Кудрявцев; Курск.гос.техн.ун-т. Курск,2006. 780 с.
2. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок [Текст]/А.М. Бакластов [и др.] М.:Энергоатомиздат, 1981. 336 с.
3. Промышленные тепломассообменные процессы и установки [Текст]/А.М. Бакластов [и др.] М.:Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
4. Лащинский, А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры [Текст]: справочник/ А.А. Лащинский, А.Р. Толчинский. М.; Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы 1963. 468 с.
5. Ежов, В. С. Тепловой расчет промышленных парогенераторов [Электронный ресурс] : учебное пособие : [для выполнения курсового и дипломного проектирования] / В. С. Ежов, Н. Е. Семичева ; Юго-Зап. гос. ун-т. - Электрон. текстовые дан. (12 294 КБ). - Курск : ЮЗГУ, 2015. - 126 с.
6. Теплотехника [Текст] : учебник / Под ред. В. Н. Луканина. - 4-е изд., испр. - М. : Высшая школа, 2003. - 671 с.
7. Техническая термодинамика и теплотехника [Текст] : учебное пособие / под ред. А. А. Захаровой. - 2-е изд., испр. - М. : Академия, 2008. - 272 с.
8. Ерофеев В. Л. Теплотехника [Текст] : учебник / В. Л. Ерофеев. - М. : Академкнига, 2006. - 456 с.

Приложение 1.

Таблица 1. Параметры кожухотрубчатых теплообменников и холодильников (по ГОСТ15118-79, ГОСТ 1512-79, ГОСТ 15122-79)

D кожуха в мм	d труб в мм	Число ходов*	Общее число труб шт	Поверхность теплообмена (в м ²) ** при длине труб, м.							Площадь сечения потока 10 ² м ²		Площадь сечения одного хода по трубам, 10 ² м.
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	В вырезе перегородок	Между перегородкам	
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	34,0	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	239	-	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	384	-	-	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221	295	442	663	10,1	15,6	23,6
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4
		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

1200	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		958	-	-	-	-	301	451	677	14,2	16,5	5,2	

* Холодильники диаметром 325 мм и более могут быть только с числом ходов 2,4 или 6.

**Рассчитана по наружному диаметру труб

Приложение 2.

Таблица 2. Параметры кожухотрубчатых теплообменников и конденсаторов с плавающей головкой (по ГОСТ 14246-79 и ГОСТ 14247-79)

D кож уха, мм	d труб* мм	Числ о ходов в**	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²		Поверхность теплообмена (м ²) при длине труб, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве *** м ²	
					3,0	6,0***		9,0***			
325	20×2	2	0,007	-	13	26	-	-	-	0,012	-
	25×2	2	0,007	-	10	20	-	-	-	0,012	-
400	20×2	2	0,012	-	23	46	-	-	-	0,020	-
	25×2	2	0,014	-	19	38	-	-	-	0,019	-
500	20×2	2	0,020	-	38	76	-	-	-	0,031	-
	25×2	2	0,023	-	31	62	-	-	-	0,030	-
600	20×2	2	0,030	0,034	-	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	-	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	-	0,008	-	-	113	-	-	0,048	0,042
	25×2	2	0,034	9,037	-	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	-	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	-	0,007	-	-	87	-	-	0,043	0,040
800	20×2	2	0,026	0,063	-	212	243	318	364	0,043	0,071
		4	0,025	0,025	-	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	-	0,016	-	-	216	-	-	0,078	0,071
	25×2	2	0,060	0,069	-	179	181	255	285	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	-	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	-	0,018	-	-	164	-	-	0,074	0,068
1000	20×2	2	0,092	0,106	-	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	-	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	-	0,032	-	-	368	-	-	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	-	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	-	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	-	0,034	-	-	290	-	-	0,117	0,112
1200	20×2	2	0,135	0,160	-	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	-	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	-	0,046	-	-	563	-	-	0,138	0,147
	25×2	2	0,155	0,179	-	423	489	635	733	0,126	0,113

		4	0,072	0,086	-	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	-	0,054	-	-	447	-	-	0,126	0,113
1400	20×2	2	0,188	0,220	-	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	-	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	-	0,059	-	-	782	-	-	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	-	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	-	561	642	841	963	0,174	0,153
		6	-	0,074	-	-	626	-	-	0,174	0,153

* Трубы Ø 25×2 мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей, допускаются трубы из углеродистой стали но Ø 25×2,5 мм.

** Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов

*** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов (по ГОСТ 13202-77)

Приложение 3

Таблица 3. Параметры кожухотрубчатых теплообменников с U-образными трубками (по ГОСТ 14245-79)

D кожуха, мм	Площадь сечения одного хода по трубам*		Поверхность теплообмена (м ²) при длине труб, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве, м.	
			3,0	6,0**		9,0**			
325	0,007	-	14	27	-	-	-	0,011	-
400	0,013	-	26	51	-	-	-	0,020	-
500	0,022	-	43	85	-	-	-	0,032	-
600	0,031	0,039	-	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	-	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	-	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	-	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	-	790	930	1160	1369	0,161	0,187

* Рассчитана по наружному диаметру труб.

** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубной решетке по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов (по ГОСТ 13203-77).

Приложение 4

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи К

Вид теплообмена	К, Вт/(м ² ·К)	
	Для вынужденного движения	Для свободного движения
От газа к газу	10-40	4-12
От газа к жидкости	10-60	6-20
От конденсирующегося пара к газу	10-60	6-12
От жидкости к жидкости: - для воды - для углеводородов и масел	800-1700 120-270	140-430 30-60
От конденсирующегося водяного пара: - к воде - к кипящей жидкости - к органическим жидкостям	800-3500 800-3500 120-340	300-1200 300-2500 60-170
От конденсирующегося пара органических жидкостей к воде	300-800	230-460

Приложение 5

Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/\gamma_3$

Теплоносители	$1/\gamma_3$, Вт/(м ² ·К)
Вода: - загрязненная - среднего качества - хорошего качества - дистиллированная	1400-1860 1860-2900 2900-5800 11600
Воздух	2800
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар, содержащий масла	5800
Пары органических жидкостей	11600

Приложение 6
Таблица размеров штуцеров

D_y	D_H	D	D_6	D_1	d_B	z	h
25	34	120	90	70	M12	4	12
50	57	140	110	90	M12	4	12
70	78	160	130	110	M14	4	14
80	89	185	150	128	M16	4	14
100	108	205	170	148	M16	4	14
125	133	235	200	178	M16	8	14
150	159	260	225	202	M16	8	16
200	219	290	255	232	M16	8	16
300	325	435	395	365	M20	12	22
1200	-	1340	1290	1260	M20	28	22

Приложение 7
Теплофизические свойства воды:

19	9							
1	1	.01	.001	.000000 001	.00000 1	.0001	.01	1
t	Плотность	Теплоемкость	Теплопроводность	Кинем.вязкость	Коэф.терм.расширения	Поверхностное натяжение	Критерий Прандтля	Теплота парообразования
С	кг/м ³	кДж/(кг*К)	Вт/(м*К)	м ² /с	1/К	Н/м		кДж/кг
0	1000	423	551	1790	-63	756	1370	2501
10	1000	419	575	1310	70	762	952	2477.4
20	998	419	599	1010	182	727	702	2453.8
30	996	418	618	810	321	712	542	2431.4
40	992	418	634	660	387	697	431	2406.5
50	988	418	648	556	449	677	354	2382.5
60	983	418	659	478	511	662	298	2358.4
70	978	419	668	415	570	643	255	2333.8
80	972	419	675	365	632	626	221	2308.9
90	965	419	680	326	695	607	195	2283.4
100	958	423	683	295	750	589	175	2257.2
110	951	423	685	268	800	569	158	2230.5
120	943	423	686	244	760	549	143	2202.9
130	935	427	686	226	920	529	132	2174.4
140	926	427	685	212	970	507	123	2144.9
150	917	432	684	202	1030	487	117	2114.1
160	907	436	683	191	1080	466	110	2082.3
170	897	440	679	181	1150	444	105	2048.9
180	887	444	675	173	1220	424	101	2014

Теплофизические свойства газа

13	7					
1	1	.01	.0001	1E-08	1E-08	.01
t	Плотность	Теплоемкость	Теплопроводность	Кин.вязкость	Давл.нас.вод. паров	Критерий Прандтля
C	кг/м ³	кДж/(кг*К)	Вт/(м*К)	м ² /с	бар	
0	1.295	104.2	228	1220	1690	72
100	0.950	106.8	313	2154	3080	69
200	0.748	109.7	401	3280	4890	67
300	0.617	112.2	484	4581	6990	65
400	0.525	115.1	570	6038	9430	64
500	0.457	118.5	656	7630	12110	63
600	0.405	121.4	742	9361	15090	62
700	0.363	123.9	827	11210	18380	61
800	0.330	126.4	915	13180	21970	60
900	0.301	129.0	1000	15250	25800	59
1000	0.275	130.6	1090	17430	30340	58
1100	0.257	132.3	1175	19710	34550	57
1200	0.240	134.0	1262	22100	39240	56

Теплофизические свойства воздуха:

19	7					
1	1	.01	.001	1E-08	1	.001
t	Плотность	Теплоемкость	Теплопроводность	Кин.вязкость	Давл.нас.вод. паров	Критерий Прандтля
C	кг/м ³	кДж/(кг*К)	Вт/(м*К)	м ² /с	бар	
-10	1.342	100.9	23.61	1243	0.00259	712
0	1.293	100.5	24.42	1328	0.006108	707
10	1.247	100.5	25.12	1416	0.012271	705
20	1.205	100.5	25.93	1506	0.023368	703
30	1.165	100.5	26.75	1600	0.042417	701
40	1.128	100.5	27.56	1696	0.073749	699
50	1.093	100.5	28.26	1795	0.12335	698
60	1.060	100.5	28.96	1897	0.19919	696
70	1.029	100.9	29.66	2002	0.31161	694
80	1.000	100.9	30.47	2109	0.47359	692
90	0.972	100.9	31.28	2210	0.70108	690
100	0.946	100.9	32.10	2313	1.01325	688
120	0.898	100.9	33.38	2545	1.9854	686
140	0.854	101.3	34.89	2780	3.6136	684
160	0.815	101.7	36.40	3009	6.1804	682
180	0.779	102.1	37.80	3249	10.027	681
200	0.746	102.6	39.31	3485	15.551	680
250	0.674	103.8	42.68	4061	39.776	677
300	0.615	104.7	46.06	4833	85.917	674

Приложение 8

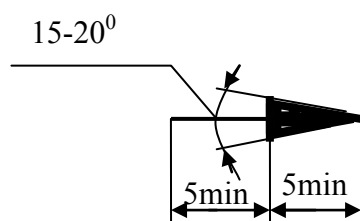
При выполнении чертежей общего вида аппаратов следует учитывать изменения и дополнения к ГОСТ 2.305-68 «Изображения – виды, разрезы, сечения» от 23.08.89 №2615, приведенные ниже.

При обозначении видов, разрезов, сечений и выносных элементов не следует применять линию, подчеркивающую эти обозначения.

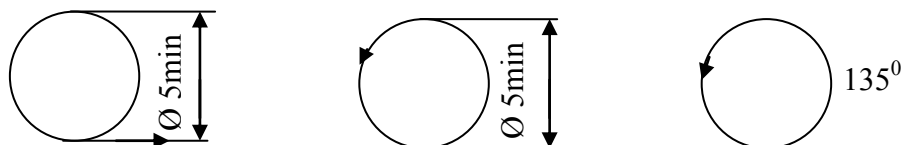
В случае использования выносного элемента соответствующее место, отмеченное на виде, разрезе или сечении замкнутой сплошной тонкой линией, окружностью, овалом и т.д. обозначают на полке линии-выноски прописной буквой или сочетанием прописной буквы с арабской цифрой.

Обозначение видов, разрезов, сечений и выносных элементов осуществляют последовательно в строчку: сначала дают буквенное обозначение, затем – масштаб в круглых скобках (без написания прописной буквы М), если он отличается от масштаба на фронтальной проекции, а далее – по необходимости.

Если виды сверху, слева, справа, снизу, сзади не находятся в непосредственной проекционной связи с главным изображением (видом или разрезом, изображенным на фронтальной плоскости проекций), то направление проектирования должно быть указано стрелкой у соответствующего изображения. Над стрелкой и над полученным изображением (видом) следует нанести одну и ту же прописную букву без использования слова «Вид». Соотношение размеров стрелок, указывающих направление взгляда, должно соответствовать приведенным ниже:

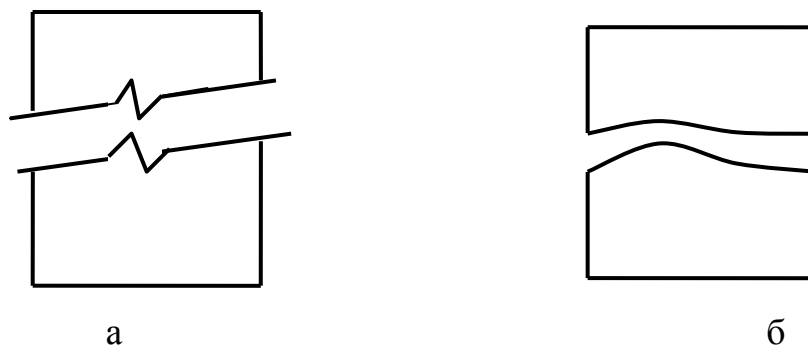


Слово «развернуто» при обозначении сечений заменяют условным обозначением. При поворачивании дополнительных видов, разрезов и сечений до положения, соответствующего принятому для данного предмета на главном изображении, в их обозначении вместо слова «повернуто» используют условное графическое обозначение. При необходимости указывают угол поворота, записывая численное значение угла справа от условного графического обозначения. Указанные условные графические обозначения («развернуто», «повернуто» и обозначение угла) должны соответствовать приведенным ниже:



Местные разрезы следует выделять сплошной волнистой линией или сплошной тонкой линией с изломом.

Предметы и элементы, имеющие постоянное или закономерно изменяющееся поперечное сечение, допускается изображать с разрывами. Частичные изображения и изображения с разрывами ограничивают одним из следующих способ, показанных ниже:



а –сплошной тонкой линией с изломом, который может выходить за контур изображения на длину от 2 до 4 мм; эта линия может быть наклонной относительно линии контура; б – сплошной волнистой линией.